



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.



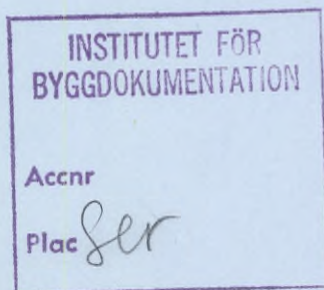
Rapport

R53:1987

Lugnets sportanläggning i Falun

Utvärdering av bandybana som
solfångare i integrerat värmesystem

Sven-Erik Persson



A small, stylized handwritten mark or signature in the upper right corner of the page.

Byggeforskningsrådet

R53:1987

LUGNETS SPORTANLÄGGNING I FALUN

Utvärdering av bandybana som solfångare
i integrerat värmesystem

Sven-Erik Persson

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 811614-0
från Statens råd för byggnadsforskning till Falu kommun,
Fastighetskontoret, Falun.

REFERAT

Redan i slutet av 70-talet väcktes förslaget att sommartid utnyttja bandybanan på Lugnet till att värma i första hand det tänkta utomhusbadet. En provdrift i maj 1980 visade att den effekt 1 MW, som erfordrades för badet, mer än väl kunde täckas med värme från bandybanan, om den utnyttjades som solfångare.

Ishallen, som förutom sin egen kylanläggning inrymmer kylanläggningen för bandybanan, uppfördes ursprungligen med värmesystem och tappvarmvattenberedning grundat på direktelvärm. I samband med installation av värmepump, installerades vattenburet värmesystem i ishallen baserat på spillvärme från kylmaskiner. Vidare installerades hetgasvärmväxlare för tappvarmvattenberedning och torkning, ett återvinningssystem för kylvatten samt ett centralt, datoriserat styr- och övervakningssystem.

I rapporten redovisas de olika delarna i systemet med flödesschemor, tekniska data, anläggningskostnader och utvärderingsresultat. Rapporten innehåller ca 150 tabeller och diagram över mätresultat. Det mest omfattande kapitlet behandlar bandybanan och dess funktion som solfångare.

Den totala besparingen för energi och vatten blev 340 tkr för 1985. Av denna besparing svarar värmepumpen för den största delen eller 64%.

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

R53:1987

ISBN 91-540-4748-X

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Svenskt Tryck Stockholm 1987

INNEHÅLL

BETECKNINGAR	7
1 SAMMANFATTNING	9
2 BFR-PROJEKT LUGNET	
2.1 Lugnetanläggningarna	16
2.2 Start i mars 1979	16
2.3 Byggstart våren 1982	18
2.4 Ett övervägande positivt projekt i rätt tid	18
2.5 Dyrt tappvarmvatten i ishall	19
2.6 Spillvärme för ishall och värmepump för utebad	19
2.7 Värmepumpdrift endast sommartid	19
2.8 Mätning och utvärdering	19
2.9 Delsystem	21
2.10 Systemindelning	21
3 KONDENSORSYSTEMET	
3.1 Tekniska data	23
3.2 Funktion kondensorsystem	24
3.3 Installation och drift av kondensorsystem	26
3.4 Värmeflöden i kondensor- och värmepumpsystem	29
3.5 Ekonomi kondensorsystem	37
4 HETGASSYSTEMET	
4.1 Tekniska data	39
4.2 Funktion hetgassystem	40
4.3 Värmeflöden i hetgassystem	40
4.4 Ekonomi hetgassystem	46
5 VÄRMEPUMPSYSTEMET	
5.1 Tekniska data	49
5.2 Funktion värmepumpsystem	51
5.3 Funktion värmepump	51
5.4 Installation och drift av värmepumpsystem	53
5.5 Värmeflöden i värmepumpsystemet	55
5.6 Speciella driftdata	61
5.7 Värmefaktor över 4,5	65
5.8 Ekonomi värmepumpsystem	71
6 MASKINRUM UTOMHUSBAD	
6.1 Tekniska data	73
6.2 Funktion tappvarmvattenberedning och utomhusbad	77
6.3 Problem med värmväxlare	78
6.4 Avloppsvärmväxlare	79
6.5 Tappvarmvattenberedning	88
6.6 Bassänguppvärmning	89
6.7 Intensivmätningar för bassänguppvärmning	92
6.8 Anläggningskostnad maskinrum utomhusbad	93

7	UNDERCENTRAL ISHALL	
7.1	Tekniska data	95
7.2	Funktion undercentral ishall	97
7.3	Tappvarmvattnet räcker inte till	98
7.4	Ismaskinerna behöver också varmt vatten	102
7.5	Mätdata för hela 1985	106
7.6	Ekonomi undercentral ishall	110
8	VÄRME I ISHALL/CURLINGHALL	
8.1	Tekniska data	111
8.2	Funktion ishall/curlinghall	115
8.3	Bättre rumsklimat men ingen besparing	116
8.4	Anläggningskostnad ishall/curlinghall	117
8.5	Luftbehandlingen inget experiment	117
9	BANDYBANANS KYLSYSTEM	
9.1	Tekniska data	118
9.2	Funktion bandybanans kylsystem	118
9.3	Driftproblem	121
9.4	Klimatdata	125
9.5	Bandybanan som solfångare	129
9.6	Anläggningskostnad bandybanans kylsystem	152
10	ISHALLENS KYLSYSTEM	
10.1	Tekniska data	153
10.2	Funktion ishall kylsystem	153
10.3	Tubpanneproblem	156
10.4	Kostnad ishallens kylsystem	157
11	VÄRMEKULVERT	
11.1	Tekniska data	158
11.2	Vatten samlas i kulvertbrunnen	158
11.3	Små temperaturfall små värmeförluster	159
11.4	Missvisande mätresultat för 1985	163
11.5	Analys av kulvertmätningar	165
11.6	Kostnad värmekulvert	171
11.7	Förluster i fjärrvärmenät	172
12	VÄRMECENTRAL I SPORTHALL	
12.1	Tekniska data	173
12.2	Lugnets elförsörjning	175
12.3	Funktion värmecentral i sporthall	175
12.4	Kostnad värmecentral	176
13	DATORISERADE STYRSYSTEM	
13.1	System	177
13.2	Centraldatorns uppgifter	178
13.3	Effektbegränsning utan begränsning	179
13.4	Bra övervakning sämre reglering	180
13.5	Ingen mätbar spareffekt	181
13.6	Kostnad centralutrustning	181

14	ENERGIKOSTNADER	
14.1	Energiprisberäkning	183
14.2	Kommentar till energipriser	186
14.3	Graddagskorrigeringar, ett trubbigt verktyg	186
15	MÄTUTRUSTNING, MÄTPROGRAM	
15.1	Mätningar i entreprenadform	189
15.2	Mätutrustning	189
15.3	Mätnoggrannhet	190
15.4	Mätvärdesinsamling	190
15.5	Intensivmätningar	191
15.6	Utvärdering och rapportering	191
15.7	Utmärkta mätresultat, med vissa undantag	192
15.8	Mätmålet uppnått	199
16	EKONOMI	
16.1	Entreprenadkostnader BFR-projekt	203
16.2	Anläggningsdelar	203
16.3	Mätutrustning	204
16.4	Periferikostnader	204
16.5	Energikostnadsbesparing	204
16.6	Små skötsel- och underhållskost- nader	205
16.7	Integrerad ekonomi	206
	LITTERATUR	207
	BILAGA 9:1, h-log p-diagram för NH ₃	208
	BILAGA 9:2, h-log p-diagram för R22	209

BETECKNINGAR

Styr- och regler-system

DDDC	Mikrodatorbaserade reglercentraler (DUC)
GT	Givare temperatur
GM	Givare luftfuktighet
GP	Givare tryck
FM (GF)	Givare flöde
GN (GL)	Givare nivå, läge
RC	Lokal reglercentral
SV	Styrventil
ST	Ställdon
MV	Magnetventil
OS	Omkopplare
HR	Hjälprelä

Kylsystem

KD	Kondensor
K	Kompressor
EV	Förångare
VA	Vätskeavskiljare
OA	Oljeavskiljare
HF	Högtrycksflottör
KB	Köldmediebehållare
M	Köldmedieledningar

Mätutrustning

MÄTN	Central mätutrustning
GTM	Givare temperatur
GMM	Givare luftfuktighet
GPM	Givare tryck
GSM	Givare vindhastighet
GXM	Givare solinstrålning
FMM	Givare flöde
VM	Värmemängd
TV	Temperatur vatten
TL	Temperatur luft
TJ	Temperatur jord
FV	Flöde vatten

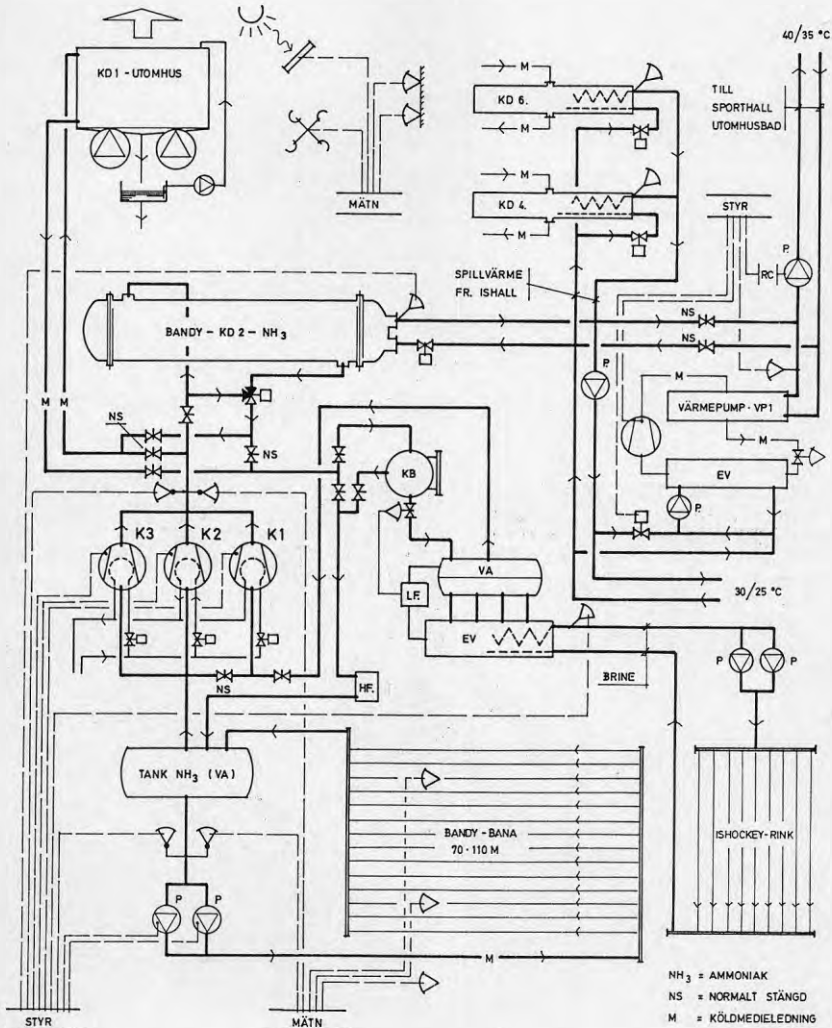
Övrigt

NS	Ventil, normalt stängd (NC)
NÖ	Ventil, normalt öppen (NO)
VS	Värme sekundärsystem
VP	Värme primärsystem (även värmepump)
VV	Tappvarmvatten (TVV)
VVC	Tappvarmvatten cirkulation
KV	Tappkallvatten

1 SAMMANFATTNING

Lugnet är mer än Riksskidstadion

Lugnet har blivit en omtalad anläggning, kanske framför allt på grund att Riksskidstadion byggdes upp här redan 1972. Samma år byggdes sim- och sporthall och tre år senare ishall och bandybana. När utomhusbadet byggdes 1981, skapades ett ekonomiskt incitament för de "integrerade värmesystem" som började studeras redan två år tidigare. När man i Falun talar om Lugnet-anläggningarna innefattas också campingplats, gymnasium och tennishall.



Flödesschema över den centrala delen i projektet, nämligen kondensorer och värmepump samt isbanor utomhus.

Integrerat experimentbyggnadsprojekt

Det primära målet med experimentbyggnadsprojektet har varit och är, att prova och redovisa resultatet av olika åtgärder för att reducera energikostnaderna i en sportanläggning. För Lugnets del blev åtgärderna delvis en applicering av känd teknik och delvis en utveckling av ett oprövat system men med känd teknik.

Känd teknik:

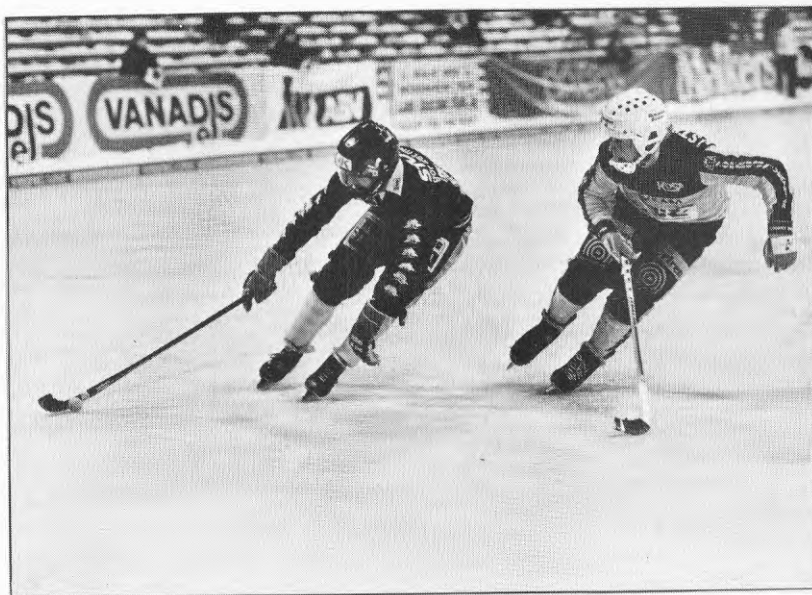
- installation av vattenkylda kondensorer i kylsystemen för värme till bl a ishall och utomhusbad
- installation av hetgasvärmväxlare för värme till tappvarmvattenberedning och torkrum
- återanvändning av kylvatten till spolvatten för isbanorna.

Det oprövade systemet:

- installation av en värmepump, baserad på solvärme från bandybanan

Komplettering eller byte av gamla system:

- ny kulvert mellan ishall och sporthall
- komplettering med tappvarmvattenväxlare i sporthall
- reservvärmesystem från sporthallens värmecentral
- komplettering av tappvarmvattensystemet i ishallen
- installation av vattenburet värmesystem i ishall
- installation av ett centralt styr- och reglersystem



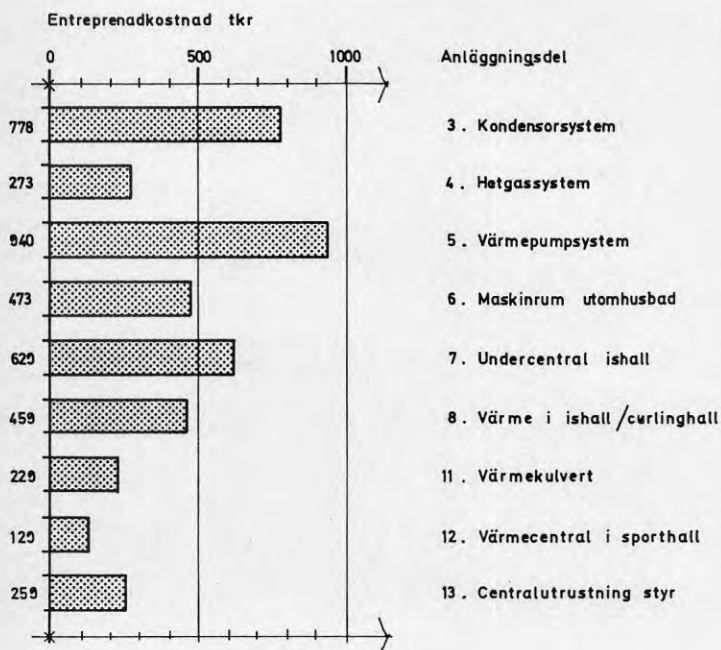
Bandybanan på Lugnet värmer.....

..... utomhusbadet som ligger 150 m därifrån



Inga fördyringar

Entreprenadarbetena färdigställdes till årsskiftet 1982/83 till den beräknade kostnaden 4,2 milj kr inkl moms. För finansieringen svarade ett experimentbyggnadslån om 3,9 milj kr och ett maximerat energisparbidrag om 0,3 milj kr.



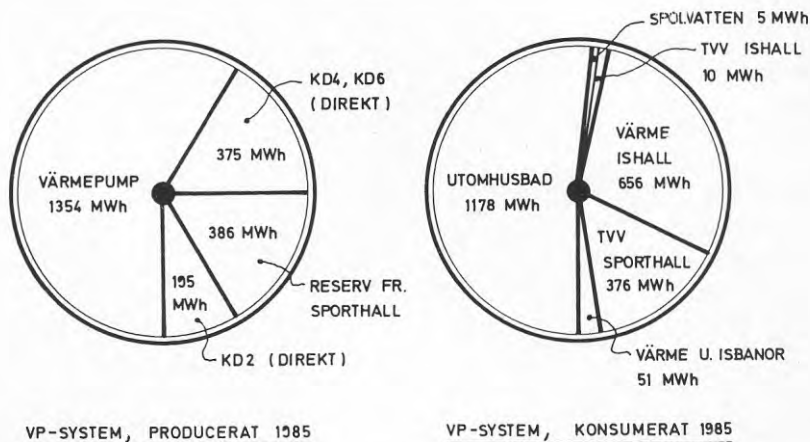
Mätning med positiva bieffekter.

Mätprogrammet har omfattat ca 200 mätpunkter där data registrerats timme för timme i sammanlagt tre år. Trots den mängd data som presenteras i tabeller och diagram, utgör dessa endast ett urval av de över 5 milj (!) mätvärden, som insamlats i detta projekt. Mätutrustningen har förutom sin ordinarie funktion varit till ovärderlig hjälp, vid optimeringen av anläggningen, vid kontroll av entreprenader och vid lokalisering av fel.

Mätprogram och mätvärdesinsamling har genomförts av Mätcentralen för Energiforskning vid KTH i Stockholm. De mätdata som insamlats genom MCE:s försorg ligger till grund för den tekniska utvärderingen i denna rapport. Förutom väderdata, temperaturer, olika energiflöden etc, mäts och registreras för varje timme jordtemperaturen med två vertikala temperaturgivare i bandybanan och en dito i en referenspunkt utanför banan. Man kan på så sätt se den temperaturpåverkan, som kylrören (solfångarna) i bandybanan har på olika djup i marken.

Värmepumpen sparar mest

Värmepumpen av fabr Sabroe levererades som en färdig enhet, och är utrustad med en skruvkompressor monterad ovanpå kondensator och förångare. Köldmedium är freon R22. Av de olika installationer som ingår i projektet har värmepumpen den största sparpotentialen. Detta trots att drifttiden har inskränkts till sommarmånaderna maj-sept, eller den tid som utomhusbadet är öppet. Övrig tid kopplas kondensatorerna i kylsystemet direkt in på det nya värmesystem, som byggts upp för värmedistribution från värmepumpen. Temperaturen i systemet blir visserligen lägre, men är ändå tillräcklig, för att värmen skall kunna avsättas i det extrema lågtemperatursystemet.



Täckningsgraden 97%

Värmepumpen täcker i princip all energiförbrukning i systemet under den tid den är i drift. Under 1985 var täckningsgraden över 97%. I ett konventionellt värmsystem skulle detta innebära att värmepumpen är överdimensionerad, men med utomhusbassängerna som dominerande värmeförbrukare, är belastningen mera konstant, och värmepumpeffekten därför optimal.

VP-data 1985 vid maxeffekt

Kondensor	effekt	1106 kW
	temperatur in/ut	32/43 °C
Förångare	effekt	896 kW
	temperatur in/ut	30/19 °C
Drivmotor	effekt tillförd	241 kW
	spänning 3-fas	380 V
Värmefaktor	COP värmepump	4,59

VP-data 1985, årsredovisning

Drifttid värmepump	1852 tim	
Levererad värmemängd	1354 MWh	
Tillförd el till kompr VP	300 MWh	
	till bandykompr	136 MWh
	till hjälpapp	22 MWh
Värmefaktor	COP värmepump	4,51
	COP system	2,96

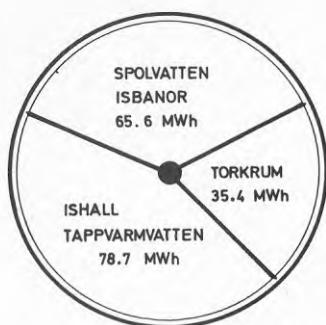
Med en kapitalkostnad om 138 tkr (efter 12%, 15 år) och skötsel/underhåll beräknat till 26 tkr blir värmeproduktionskostnaden 185 kr/MWh från värmepumpen.

Bandybana som solfångare

Det mest omfattande kapitlet i rapporten behandlar bandybanans del i projektet, som innebär att den nyttjas som solfångare sommartid. I samma kapitel redovisas alla klimatdata som uppmätts i projektet. Kylsystemet arbetar med direktförångning av ammoniak i bandybanans kylrör, vilket möjligen kan betraktas som en viss säkerhetsrisk. Bandybanan har visat sig fungera utmärkt som solfångare, med en medelvärmefaktor varierande mellan 6 och 7. När förångningstemperaturen stiger till över +20°C mitt på dagen, erhålls toppvärden för värmefaktorn som överstiger 10, men tyvärr ligger det största värmeuttaget nattetid.

I ett tiotal diagram och lika många tabeller redovisas klimatdata, förångnings- och kondenseringstemperatur, värmefaktor, värmeuttag, jordtemperaturer m m.

Hetgasvärmväxlare och kylvattenåtervinning



HETGASSYSTEM, KONSUMERAT 1985

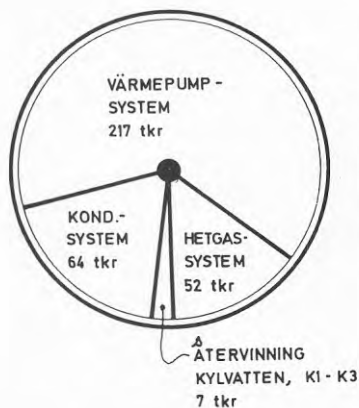
(TOTALT PROD. -85 = 185,2 MWh)

Installationen av hetgasvärmväxlare i kylsystem är generellt inget ekonomiskt risktagande, om det finns avsättning för värmeenergin. I Lugnet kan värmeproduktionskostnaden i hetgassystemet beräknas till 203 kr/MWh, med 20 års avskrivning och 12% ränta på investeringen 273 tkr.

Återvinning av kylvatten innebär att vattnet från bandykompressorerna samlas i en stor tank inomhus, för att sedan användas som spolvatten till ismaskinerna. Förutom den vattenbesparing som erhålls tillvaratas värmeenergin i kylvattnet

Lång återbetalningstid

Vissa av delsystemen har ingen egen besparingseffekt, men måste ingå i Lugnet-projektet för att få ett riktigt samverkande system. Vid en jämförelse med andra idrottsanläggningar kan man förmoda att t ex vattenburna värmesystem ofta redan finns installerade.



BESPARINGAR 1985

Den totala besparingen för energi och vatten blir 340 tkr för 1985. Den största delen eller 64% svarar värmepumpen för, vilket framgår av vidstående figur. Om besparingen jämförs med den totala anläggningskostnaden 4169 tkr kan lönsamheten synas tveksam.

Tanken med hela projektet har varit att ge exempel på ett sätt att lösa energiförsörjning och värmeåtervinning från kylanläggningar i en sportanläggning. Förhoppningsvis skall resultaten i denna rapport kunna appliceras på andra liknande anläggningar.

Hellre ett diagram för mycket än ett som saknas

I tekniskt avseende bör erfarenhetsåterföring till andra anläggningar kunna ske relativt enkelt. Därför ingår i rapporten diagram och tabeller över mätvärden för bl a avloppsvärmeväxlare, tappvarmvattenberedning i sporthall och ishall, bassänguppvärmning, kulvertförluster samt uppvärmning av ishall. I ekonomiskt avseende kan det ofta vara vanskligt att göra generaliseringar, men för att skapa förutsättningar för detta, redovisas alla olika delsystem med princip-schemor och tekniska data i rapporten.

De mätdata som *inte* redovisas i denna rapport ligger lagrade som relativt svårtillgängliga data hos MCE i Stockholm. Den insikten präglar hela rapporten på så sätt, att hellre redovisas en tabell eller ett diagram för mycket, än att något skall saknas.

Positiv slutsomma

För Falu kommun och Lugnet-anläggningarna realiserades BFR-projektet i rätt tid. Man stod inför ett vägval och leddes bl a in på alternativet med lågtemperatur-system. Projektet innebar förutom rena energibesparingsdelar, andra åtgärder för att få en ekonomisk och lättskött anläggning. Denna metod har gett en slutprodukt som i huvudsak har mottagits positivt av ägare och driftpersonal. Metoden borde passa väl in även på andra anläggningar. Den stora besparingen i Lugnet-anläggningen kommer kommunen till godo när elpriset höjs.

2. BFR-PROJEKT LUGNET

2.1 Lugnetanläggningarna

Uppbyggnaden av sportanläggningen Lugnet har skett successivt av huvudmannen Falu kommun

- 1972 byggdes sim- och sporthallen
- 1972 hoppbackarna (Riksskidstadion)
- 1978 utbyggnad av sporthallen
- 1975 bandybana och ishall
- 1981 utomhusbad
- 1982 utbyggnad av värmecentral

Den nuvarande bebyggelsen i området framgår av fig 2.1. Förutom sportanläggningarna finns bl a en gymnasieskola byggd 1983, en tennishall byggd 1985 och ett TV-hus som är under byggnad 1986.

Värmeförsörjningen är baserad på el i hela området. Sim- och sporthall erhåller värmevatten från en stor värmecentral under sporthallen med ett system för ackumulering av elenergi nattetid.

- varmvattenpannor	2 * 3 MW, 10 kV
- ackumulatorer	4 * 100 m ³
- årlig värmeproduktion, 1985	5630 MWh
till sporthall	3695 MWh
till gymnasieskola	1935 MWh

Från samma värmecentral försörjs även gymnasieskolan liksom ishallen i de fall då reservvärme behövs. Riksskidstadion värms med vanliga elradiatorer s k direktel-system.

Utomhusbadet och ishallen värms till största delen med spillvärme och värme via den värmepump som ingår i experimentbyggnadsanläggningen (BFR-projektet).

2.2 Start i mars 1979

Det första steget mot att skapa ett byggforskningsprojekt inom Lugnet-anläggningarna togs i mars 1979, då en ansökan om medel för en förprojektering inlämnades till BFR. Redan då väcktes förslaget att sommartid utnyttja bandybanan på Lugnet som solfångare för att i första hand värma det planerade utomhusbadet. En provdrift i maj 1980 visade att den effekt som erfordrades för badet mer än väl kunde täckas med värme från bandybanan, om den utnyttjades som solfångare.

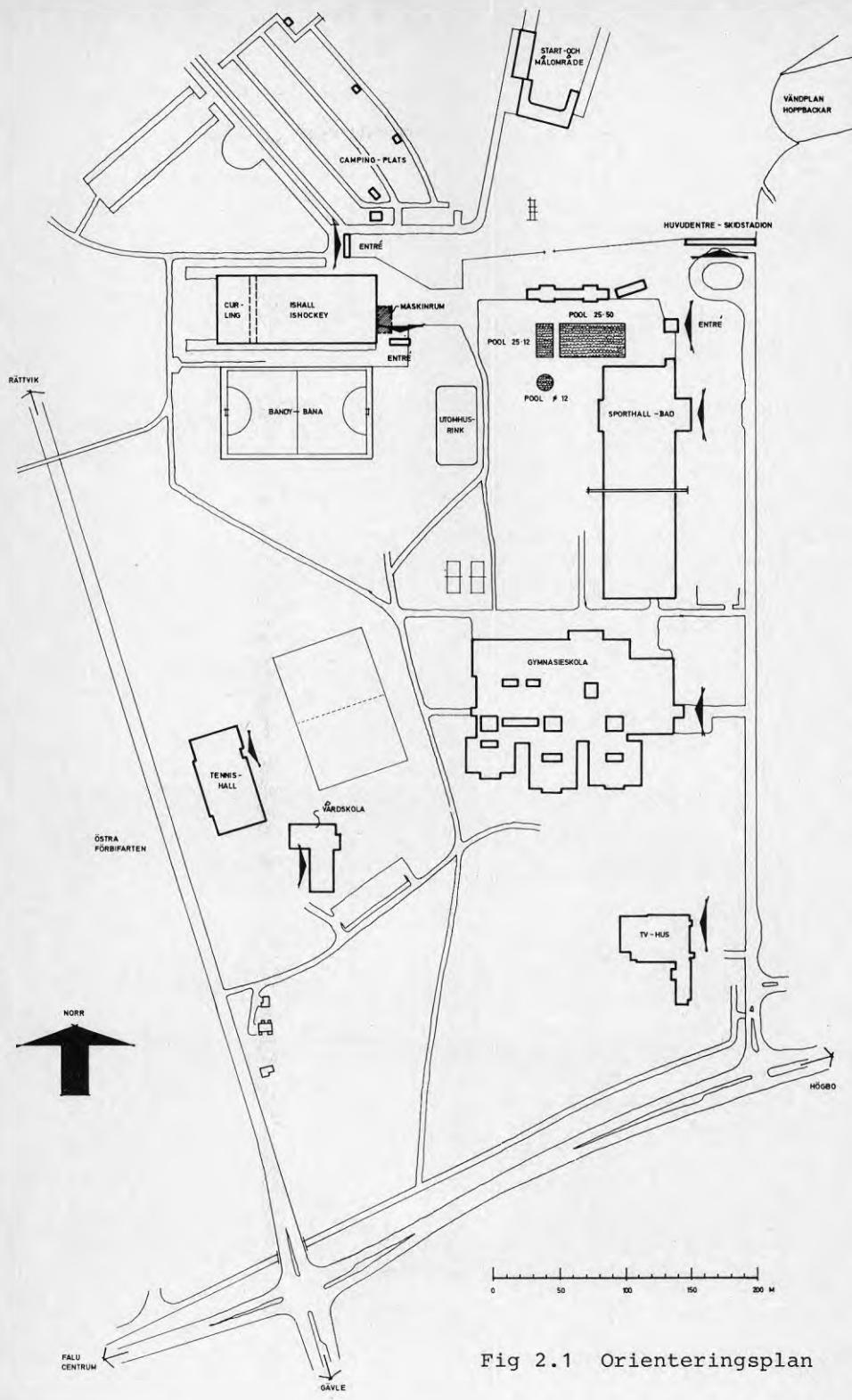


Fig 2.1 Orienteringsplan

2.3 Byggstart våren 1982

Efter projektering och konventionell entreprenadförfrågan beviljade BFR i februari 1982 ett experimentbyggnadslån om 3,9 milj kr. Tillsammans med ett energibidrag om 0,3 milj kr täcktes på så sätt hela kostnaden för energiprojektet och byggnadsarbetena för det nya maskinrummet påbörjades i maj 1982. Entreprenadtiden avslutades i december 1982 varefter anläggningen formellt överlämnades till fritidsförvaltningen i Falu kommun.

2.4 Ett övervägande positivt projekt i rätt tid

För Falu kommun och Lugnet-anläggningen realiserades BFR-projektet i rätt tid. Det har fått stor betydelse som värmeproducent för ishall och utomhusbad. Det har dessutom påtvingat VVS-installationerna ett visst mönster anpassat till lågtemperatursystem.

Det datoriserade styrsystemet hade förmodligen aldrig installerats om inte BFR-projektet kommit till stånd eller om det senarelagts. Likaså hade värmesystemen i ishallen förmodligen baserats på en högre framledningstemperatur med matning från sporthallens värmecentral. Projektets olika anläggningsdelar kompletterar i många avseenden de gamla systemen på ett sätt, som gör att hela BFR-projektet till övervägande del uppfattats positivt.



Fig 2.2 Vy över utomhusbad och bandybana sett från hoppbackarna. Ishallen ses längst till höger.

2.5 Dyrt tappvarmvatten i ishall

Ishallen, som förutom sin egen kylanläggning inrymmer kylanläggningen för bandybanan och utomhusrinken, uppfördes ursprungligen med värmesystem och tappvarmvattenberedning grundat på direktelvärme. I samband med installation av värmepump installerades vattenburet värmesystem i ishallen baserat på spillvärme från kylmaskiner. Vidare installerades hetgasvärmväxlare för tappvarmvattenberedning och torkning, ett återvinningssystem för kylvatten samt ett centralt, datoriserat styr- och övervakningssystem.

2.6 Spillvärme för ishall och värmepump för utebad

Ishallens behov av värmeenergi för uppvärmning och tappvarmvattenberedning täcks genom de installationer som ingår i BFR-projektet till stor del med spillvärme från kylmaskinerna. En stor del av spolvattnet för isbanorna erhålls genom att ta vara på kylvatten från kompressorerna. Utomhusbadets uppvärmningsbehov täcks helt via värmepumpen med bandybanan som solfångare. Största delen av sporthallens värmebehov för tappvarmvattenberedning täcks med avloppsvärmväxlare och spillvärme från ishallen.

2.7 Värmepumpdrift endast sommartid

Anläggningen är byggd för drift av värmepumpen hela året. Drifterfarenhet från tre säsonger visar att under tiden sept-april räcker spillvärmerna till en stor del av värmebehovet för ishall och tappvarmvattenberedning utan att värmepumpen behöver vara i drift. Sommartid, maj-aug måste värmepumpen inkopplas för att ge tillräcklig temperatur på värmevattnet till utomhusbadet. Det här förhållandet minskar utnyttjningstiden och därmed lönsamheten för värmepumpen som enhet, men *ökar* samtidigt lönsamheten för hela BFR-projektet.

2.8 Mätning och utvärdering

Statens råd för byggnadsforskning (BFR) har bekostat ett mätprogram som omfattar ca 200 mätpunkter där data registrerats timme för timme i sammanlagt tre år. Förutom väderdata, temperaturer, olika energiflöden etc mäts och registreras för varje timme jordtemperaturen med två vertikala temperaturgivare i bandybanan och i en referenspunkt utanför banan. Man kan på så sätt se den temperaturpåverkan som kylrören (solfångarna) i bandybanan har på olika djup nere i marken.



Fig 2.3
Mätcentralen
för Energi-
forskning har
skött mät-
värdesinsam-
lingen. Här
monteras jord-
temperatur-
givare i
bandybanan.

Mätning av jordtemperaturen sker på sju olika nivåer: 0, 10, 25, 50, 100, 200 och 300 cm. Både tillverkning och montering av jordtemperaturgivare var komplicerade och kostsamma delar av den mättekniska installationen.

Mätprogram och mätvärdesinsamling har genomförts av Mätcentralen för Energiforskning vid KTH i Stockholm. De mätdata som insamlats genom MCE:s försorg ligger till grund för den tekniska utvärderingen i denna skrift. Trots den mängd data som presenteras i tabeller och diagram, utgör dessa endast ett urval av de över 5 milj mätvärden, som insamlats i detta projekt. För detaljstudier och övrig forskning kommer dock samtliga mätdata att vara tillgängliga under överskådlig tid.

Mätvärdesinsamlingen drabbades av ett helt oplanerat avbrott i sept 1983. Hela mätutrustningen i utomhusbadets maskinrum drabbades då av en olycksalig översvämning som även förstörde övrig elutrustning i lokalerna.

2.9 Delsystem

Under resp kapitel behandlas delsystemen hela tiden utifrån de data som ligger till grund för anläggningens dimensionering och utförande. Vidare behandlas kostnader och eventuella problem under byggnadstiden. Styrning och reglering liksom driftförhållanden i övrigt har under de tre år som utvärderingen avser förändrats för vissa av systemen. Några ombyggnader har dock inte företagits.

Den driftstrategi som utvecklats ur driftpersonalens erfarenheter redovisas i samband med att energidata redovisas i efterföljande kapitel.

Anläggningskostnader redovisas för varje delsystem. Kostnaderna har beräknats genom att dela upp den totala entreprenadkostnaden 4,169 milj på de olika systemen. Genom att gränserna i många avseenden är svårdefinierade, blir uppdelningen i viss mån godtycklig. För större komponenter eller delar av system har prisuppdelning skett redan i offertstadiet, varför de redovisade kostnaderna för anläggningsdelarna så nära som möjligt bör spegla verkligheten i 1982 års priser.

- Moms och GE-arvode ingår i anläggningskostnader.
- Kostnader för projektering ingår ej.
- Kostnader för kontroll och besiktning ingår ej.
- Total anläggningskostnad och finansiering redovisas i kap 16.

2.10 Systemindelning

Av tekniska skäl har värmesystemet uppdelats i olika delsystem allt efter temperaturnivå:

- *Kondensorsystemet* har en dimensionerande temperaturnivå 30/20°C och tillvaratar värme i en kondensator, KD2 i bandybanans kylsystem samt i två kondensorer, KD4 och KD6 i ishallens kylsystem.
- *Hetgassystemet* har en dimensionerande temperaturnivå 50/40°C och tillvaratar värme i två hetgasvärmewäxlare i ishallens kylsystem. Hetgassystemet nyttjas uteslutande inom ishallen för tappvarmvattenberedning och värme i torkrum.
- *Värmepumpsystemet* har en dimensionerande temperaturnivå 40/30°C (alt 50/40°C) och matas som framgår av namnet av en värmepump vars förångare värms av värmevatten från kondensorsystemet.

Ovanstående delsystem kommer att särredovisas i denna rapport beträffande teknik, ekonomi och driftresultat. Emedan ingen annan anläggning helt kan liknas vid Lugnetanläggningarna, erhålls de bästa erfarenheterna för återföring till andra anläggningar med denna uppläggning.

Av samma orsak kommer även nedanstående anläggningsdelar att särredovisas:

- *Maskinrum utomhusbad*, behandlar uppvärmningen av bassängvatten, avloppsvärmeväxlare samt beredning av tappvarmvatten.
- *Undercentral ishall*, innefattar beredning av varmvatten, vattenbesparing, värmeslingor ishall m m.
- *Värme i ishall/curling*, innefattar de installationer som erfordras för att byta ut det befintliga värmesystemet grundat på direkt-el mot ett vattenbaserat lågtemperatursystem. I tekniskt avseende behandlas även ventilationssystemen i ishall/curling under denna rubrik, trots att kostnaderna för installationen ej ingick i BFR-projektet.
- *Bandybanans kylsystem* och dess kapacitet som solfångare behandlas under denna rubrik. Inga egentliga investeringar har skett i denna anläggningsdel.
- *Ishallens kylsystem*. Inga egentliga investeringar har skett i denna anläggningsdel.
- *Värmekulvert*
- *Sporthallens värmecentral*, är uppbyggd kring två elektrodpannor för högspänning 10 kV, och har försetts med styrutrustning inom experimentbyggnadsprojektets ram.
- *Datoriserade styrsystem*, ingår i experimentbyggnadsprojektet med centraldator placerad i sporthallen. Kostnaden för centralutrustningen har delats med gymnasieskolan, som också har sin styr- och reglerutrustning ansluten till centraldatorn.

3 KONDENSORSYSTEMET

3.1 Tekniska data

Den huvudsakliga värmeåtervinningen från kylsystemen sker i kondensorsystemet med en kondensator för bandybanans kylsystem (ammoniak R717) och två kondensorer för ishallens kylsystem (freon R22).

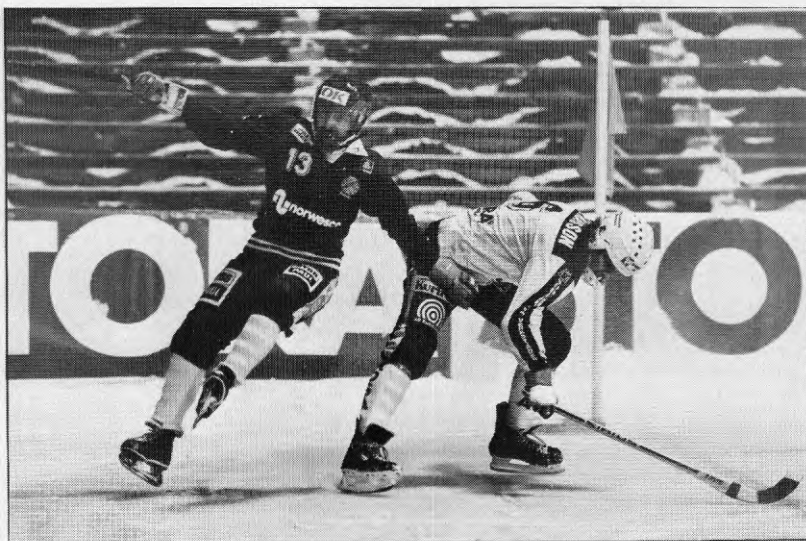


Fig 3.1 Falu BS har sin hemmaplan på Lugnet, där bandybanan producerar stora mängder energi även vintertid men tyvärr koncentrerat till vissa perioder. (foto: Kjell Jansson).

Genom att bandybanan arbetar med direktförångning i kylslingorna finns en viss säkerhetsrisk med systemet om något eller några rör skulle skadas. Farhågor har också framskyttat på bandybanans närhet till campingplats och utomhusbad.

För stunden existerar dock inga planer på att bygga om systemet till ett indirekt system, som i så fall skulle få vissa konsekvenser för kondensorsystemet.

I skrivande stund är också planerna på olympiska spel i Falun/Åre avskrivna tills vidare. Om ett OS förlagts till Falun, skulle bli stora ombyggnader ha blivit aktuella på kylsystemen. Man kan dock förmoda att systemet med värmeåtervinning kommer att bli kvar även efter en eventuell ombyggnad, och kanske till och med utökas med ledning av de goda erfarenheter som erhållits från det här experimentbyggnadsprojektet.

KD2 - bandybana:

typ	tubpanna CHS 086002
material	tuber av stål
köldmedium	ammoniak R717 (NH ₃)
kondensering	+35°C
effekt, beräknad	1980 kW
värmebärare	vatten 20/30°C

KD4, KD6 - ishall:

typ	tubpanna COKT 322004
material	tuber av koppar
köldmedium	freon R22
kondensering	+35°C
effekt, beräknad	209 kW/st
värmebärare	vatten 20/30°C

Cirkulationspump P2 - ishall:

typ	VMP 154/440, 7,5 kW
kapacitet	85 m ³ /h, 10 mvp

3.2 Funktion kondensorsystem

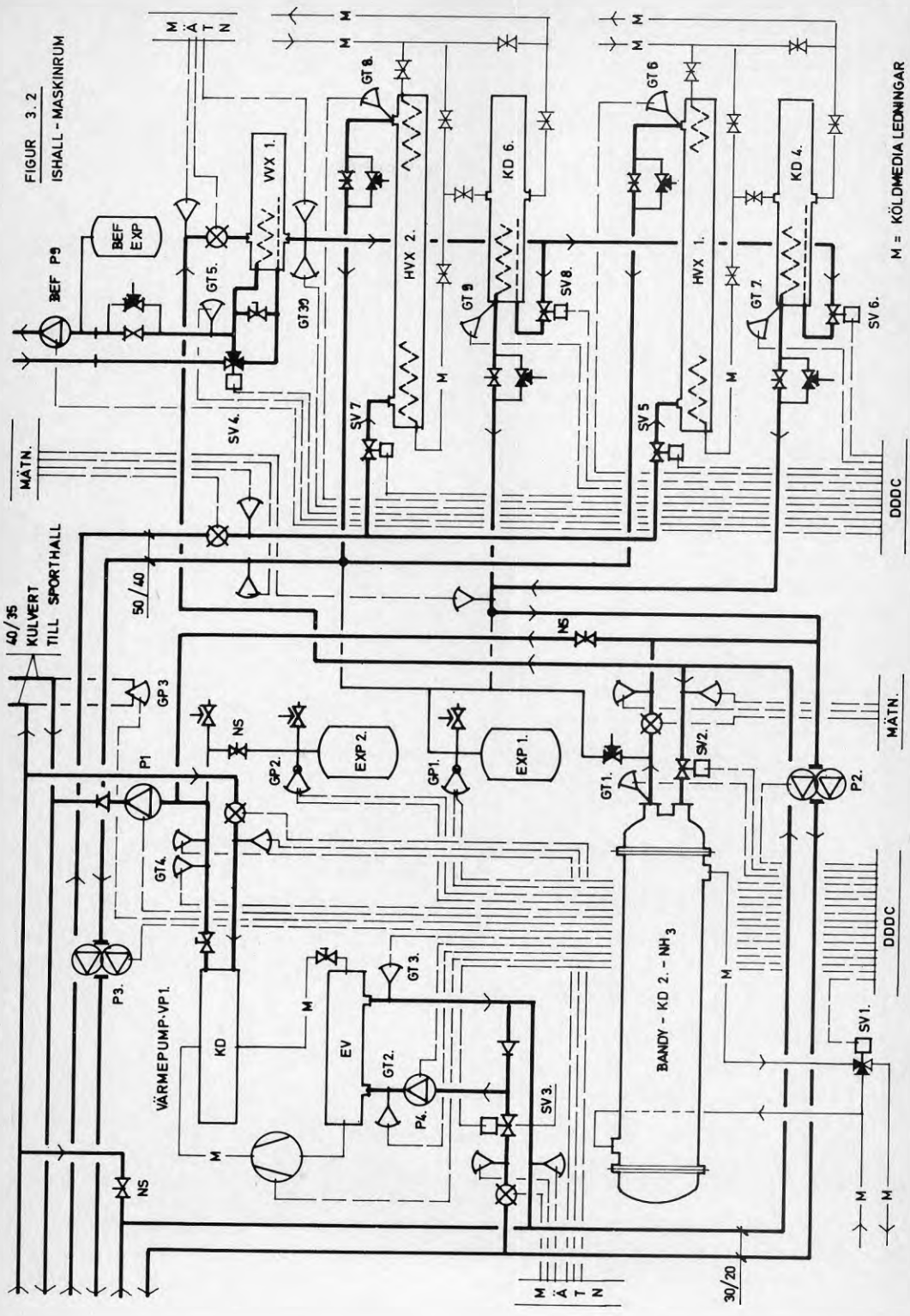
Systemkopplingar framgår av fig 3.2. På vattensidan finns en 2-vägs styrventil för varje kondensor. Eftersom systemet är baserat på att tillvarata spillvärme från kylanläggningarna, måste vattenflödet genom kondensatorerna begränsas eller stoppas, då resp kylanläggning går med begränsad kapacitet. Temperaturgivarna GT1, GT7 resp GT9 styr denna begränsning.

Beträffande KD2 i bandybanans kylanläggning har denna en mycket varierande kapacitet och blir vintertid ofta helt avstängd. Den är dimensionerad för kylmaskinernas maximala värmekapacitet ca 2 MW medan hela kondensorsystemet bara har en belastning av ca 1 MW. Denna överkapacitet kan dock utnyttjas för framtida behov.

Kondensorsystemet förser nedanstående anläggningsdelar med värmevatten:

- värmepumpens förångare (VP1)
- förvärmning tappvarmvatten (VVX4)
- förvärmning spolvatten till isbanor (VVX2)
- värmeslingor under isbanor i ishall (VVX1)

FIGUR 3.2
ISHALL - MASKINRUM



M = KÖLDMEDIA LEDNINGAR

Vid minskande mängd spillvärme från kondensorer skall det centraliserade styr- och reglersystemet i första hand begränsa värmepumpens kapacitet enligt ett system som beskrivs i samband med värmepumpen.

Betr Fig 3.2 bör påpekas att styrventilen SV4 för VVX1 inte inkopplats i brinekretsen så som anges i figuren. Ventilen har istället installerats som shuntventil i kondensorsystemet.



Fig 3.3
Kondensator KD2
lyfts på plats
under byggnads-
tiden.

3.3 Installation och drift av kondensorsystem

3.3.1 Planenlig installation

Installationen av kondensorsystemet skedde sommaren 1982 och förlöpte i stort sett planenligt. Alla större komponenter lyftes på plats innan takbjälklaget gjöts på maskinrummet. Ledningarna för köldmedia färdigställdes sommartid så att uppfrysning av isbanorna kunde ske på hösten 1982.

3.3.2 Värmepumpsystem blir kondensorsystem

Vid projekteringen installerades två förbigångar till värmepumpsystemet med ventiler "NS", dvs ventiler som normalt förväntas vara stängda. De illustreras bäst i fig 3.4 nedan.

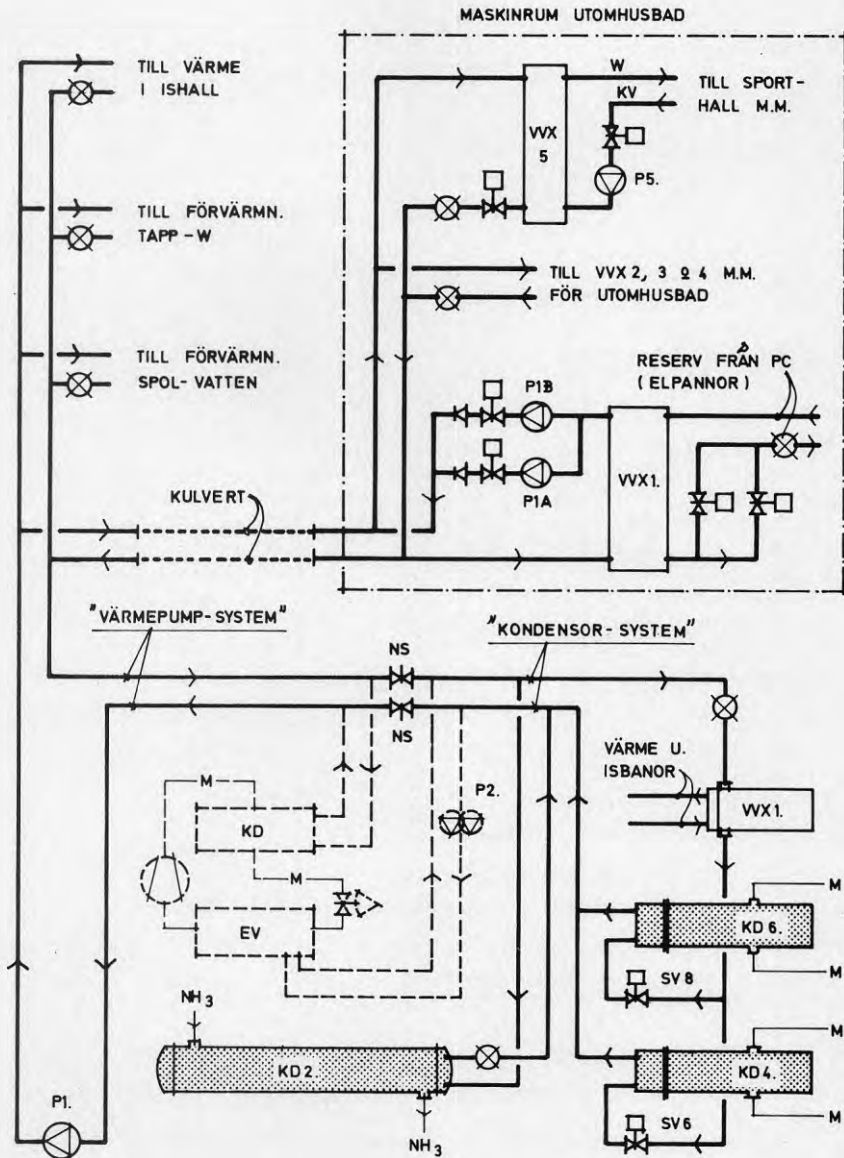


Fig 3.4 De tider på året då utomhusbadet är stängt är återvinningskondensatorerna direkt inkopplade i värme-pumpsystemet.

Avsikten var att som ett rent experiment pröva möjligheten med att sommartid reglera kondenseringstemperaturen i bandykondensorn KD2 så högt, att värmepumpen inte skulle behöva kopplas in. Den första sommaren prövades detta driftsätt med föga framgång.

De värmeväxlare som installerats för utomhusbadet behöver en framledningstemperatur på minst +40°C för att bassängerna skulle få rimliga badtemperaturer. Denna framledningstemperatur krävde i sin tur en kondenseringstemperatur på ca 45°C. Vid denna kondenseringstemperatur löser bandykondensörerna på högtryck dvs inställningsvärdet är max 18 bar (ö). Även om man reglertekniskt kunnat köra bandykompressorerna vid dessa höga kondenseringstemperaturer, bedömdes driftsäkerheten som dålig och slitaget alltför stort, för att motivera att värmepumpen togs ur drift.

Användningen av de installerade förbigångarna kom att bli helt annorlunda. Vintertid - dvs när utomhusbadet ej är i drift kan övriga värmekonsumenter klara sig med en lägre framledningstemperatur. Det betyder att värmepumpen inte behövs vintertid utan kan ställas av. I stället öppnas förbigångsventilerna och den värme som tillvaratas i kondensörerna distribueras via P1 direkt ut till förbrukarna i värmepumpsystemet.

Under 1985 kördes värmepumpen fr o m vecka 21 t o m vecka 36 och då naturligtvis mot värmepumpsystemets normala förbrukare samt mot förvärmningen av spol- och tappvarmvatten. Under övrig tid var värmepumpen avställd och den kondensörvärme som då tillvatatogs distribuerades via värmepumpsystemets värmebärarnät. Detta driftfall framgår av figur 3.4. Observera att beteckningar på värmeväxlare, pumpar etc har samma nummerserie i både ishallens- och utomhusbadets maskinrum.

Med figur 3.4 som underlag framgår, att under hela året utnyttjas värmepumpsystemet som distributions-system. Vintertid med nedanstående värmeförbrukare (konsumenter):

- värmesystem i ishall
- förvärmning av tappvarmvatten i ishall
- förvärmning av spolvatten i ishall
- värmeslingor under isbanor i ishall - curlinghall
- förvärmning av tappvarmvatten i sporthall - utomhusbad

Sommartid tillkommer dessutom:

- värme till bassänger i utomhusbad

Emedan värmepump och kondensörer är anslutna till samma system (värmepumpsystemet) redovisas även värmeenergi från värmepump i efterföljande tabeller och stapeldiagram. För mera detaljerad redovisning av värmepumpen hänvisas till kap 5.

3.4 Värmeflöden i kondensor- och värmepumpsystem

3.4.1 Redovisning av år 1985

I tabell 3.1 och tabell 3.2 nedan och fig 3.6 resp fig 3.7 redovisas förbrukad resp tillförd energi i det kombinerade kondensor- och värmepumpsystemet under 1985.

Redovisningen baseras i princip på tillförd och förbrukad energi för de olika objekten som de är inkopplade enligt fig 3.4. Energiförbrukningen beträffande förvärmningen av tappvarmvatten och spolvatten i ishalls har slagits samman i en post.

Januari, februari och mars är uppvärmningen av ishallen en dominerande post. Den mycket kalla vintern bidrog till att ishallen inte ens var självförsörjande med värme via kondensorererna.

När temperaturen utomhus sjunker, tillåts temperaturen i ishallen sjunka vilket får till följd att kylmaskinerna inte behöver arbeta så mycket. Detta orsakar i sin tur att temperaturen i ishallen sjunker ytterligare och även tappvarmvattenberedningen via hetgasystemet försämras. Vid temperaturer under -10°C ute är också kylmaskinerna för bandybanan helt bortkopplade varför ingen värmeenergi tillförs systemet via KD2.

I april ligger värmeförbrukningen kvar för ishallen, trots att ingen verksamhet pågått denna tid. Orsaken är närmast den att inte driftpersonalen observerat två backventiler som inte stängt ordentligt. En del värme har därigenom tillförts värmepumpsystemet via reservmatningen från sporthallens värmecentral.

Maj t o m september är utomhusbadet öppet varför värmeförbrukningen är större här än under övriga månader. Under juli redovisas en avsevärd förbrukning av värme för tappvarmvattenberedning i ishallen. Denna förbrukning hänförs till största delen från O-ringens tävlingar vecka 30, då ca 20000 orienterare gästade Falun för tävlingar i 5 dagar.

Trots att medelutemperaturen ligger på ca $+15^{\circ}\text{C}$ under augusti förbrukas då lika mycket värmeenergi för ishalls uppvärmning som under november. Aktiviteten i ishallen var stor denna månad med bl a ishockeyskolor och tillgången på värme var god då värmepumpen var i drift.

Värmetillskottet från sporthallens värmecentral under dessa månader måste snarast betecknas som ett olycksfall orsakat av de läckande backventiler, som redovisats tidigare.

Oktober, november och december kännetecknas av förväntad energiförbrukning, dock är posten för tappvarmvattenberedning i sporthallen osedvanligt stor i oktober.

Som framgår av tabell 3.1 nedan är energiförbrukningen för tappvarmvattenberedningen i ishall *negativ* flera månader. Det innebär att värme tillförts värmepumpsystemet via VVX3 och VVX5.

Tabell 3.1 Förbrukad värme (konsumerad) i värmepumpsystemet under år 1985.

Mån	Värme ishall MWh	Tvv ishall MWh	Värme under isbana MWh	Tvv sport- hall MWh	Värme ute- bad MWh	Summa förbr MWh
1	123	1	6	55	1	186
2	101	2	5	18	0	126
3	59	0	5	33	0	97
4	45	0	0	0	0	45
5	24	1	0	24	144	193
6	12	2	1	30	303	348
7	10	14	0	38	266	328
8	70	4	0	32	332	438
9	39	-4	0	24	132	200
10	14	4	7	52	0	77
11	70	-4	9	38	0	113
12	89	-5	9	32	0	125
År	656	15	51	376	1178	2276

Som framgår av tabell 3.2 på nästa sida sker ingen *direkt* överföring av energi från KD2/KD4/KD6 under vecka 21 t o m vecka 36 då värmepumpen är i drift. Den värmeenergi som då producerats i dessa kondensorer tillförs uteslutande värmepumpens förångare och redovisas utförligare under kap 5.

En liten mängd värme förbrukas under juni för uppvärmning av isbanorna. Värmeuttag är alltid möjlig i VVX1 med den inkoppling som växlaren har och driftpersonalen har haft cirkulationspump P9 i drift under hela månaden.

Differensen mellan producerad värme 2310 MWh och förbrukad 2276 MWh utgör systemförlusten 34 MWh eller 1% vilket kan ses som ett mycket lågt värde. Från cirkulationspumpar har dock systemet tillförts en energimängd om ca 60 MWh vilken ej ingår i tabell 3.1. I kortare perspektiv (dygn- och veckovärden) är dock bilden för systemförlusterna betydligt mera komplicerad med stora variationer i registrerade mätvärden.

Tabell 3.2 Producerad värme *direkt* till förbrukare.

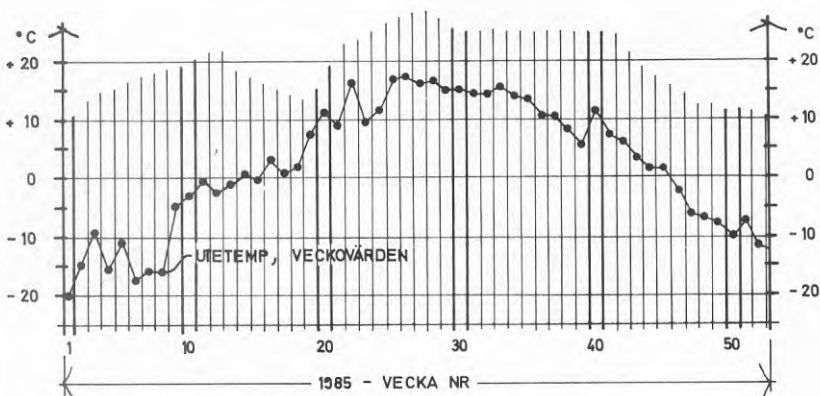
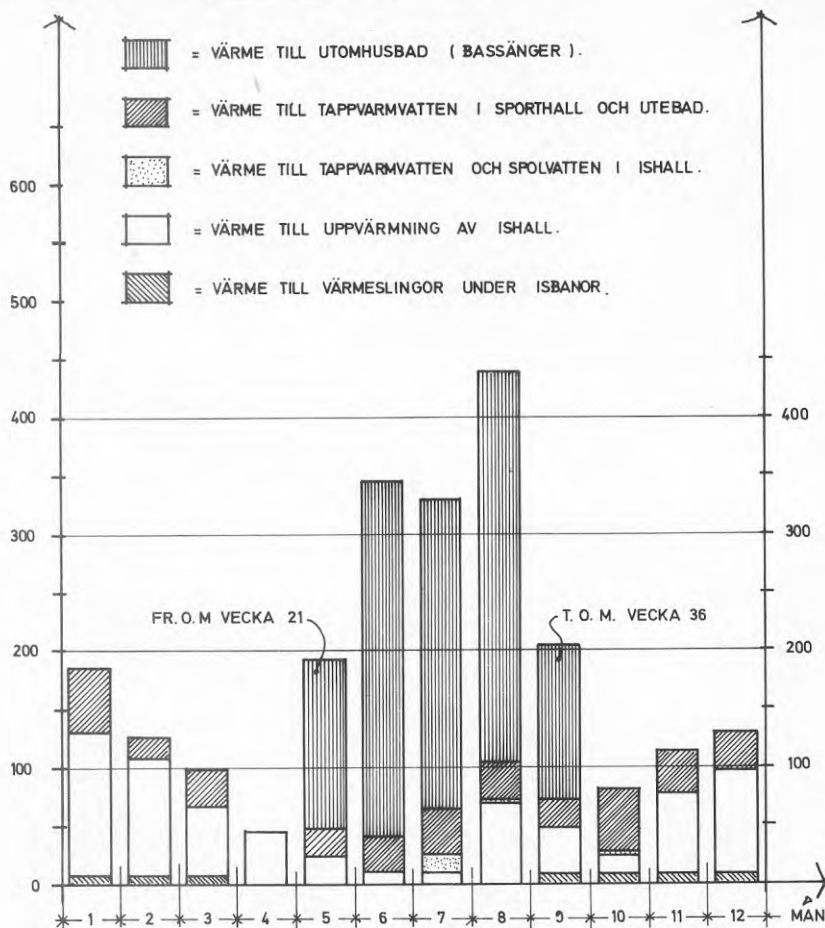
Mån	Ishalls kond KD4/KD6 MWh	Bandy kond KD2 MWh	Värme pump VP1 MWh	Reserv sport hall MWh	Summa prod MWh
1	64	-1	0	122	185
2	70	3	0	54	127
3	43	18	0	39	100
4	0	0	0	60	60
5	0	0	172	23	195
6	0	0	332	5	337
7	0	0	290	29	319
8	0	0	425	3	428
9	26	17	135	27	205
10	18	83	0	0	101
11	74	49	0	0	123
12	80	26	0	24	130
År	375	195	1354	386	2310



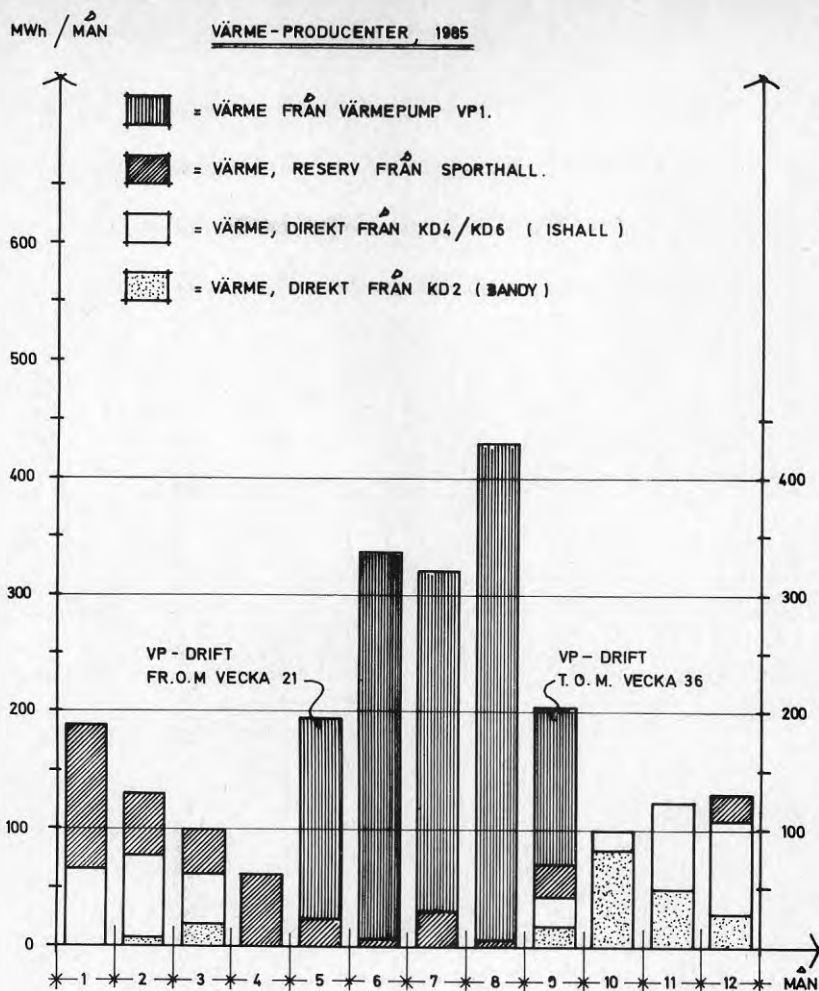
Fig 3.5 Även Faluns duktiga curling-tjejer bidrar med ett värmetillskott via ishallens kylsystem (foto: Leif Forslund).

MWh / MÅN

VÄRME - KONSUMENTER, 1985



Figur 3.6 Förbrukad värmeenergi i värmepumpsystemet samt utetemperaturens variation under året (veckovärden)



Figur 3.7 Producerad (tillförd) värmeenergi i värmepumpsystemet uppdelat på producenter.

3.4.2 Redovisning av vecka 552

För att närmare kunna studera orsak och verkan av utetemperaturens variation på kondensorsystemet visas två diagram med timvärden speciellt för vecka 552. Här visas även det okalkylerade värmetilskottet som kommer från den *negativa förbrukningen* vid tappvarmvattenberedningen i ishallen.

I både fig 3.8 och fig 3.9 är diagrammen uppbyggda så, att timvärdena för de olika "energislagen" adderats varvid den övre kurvan alltid representerar maximal energitillförsel resp förbrukning.

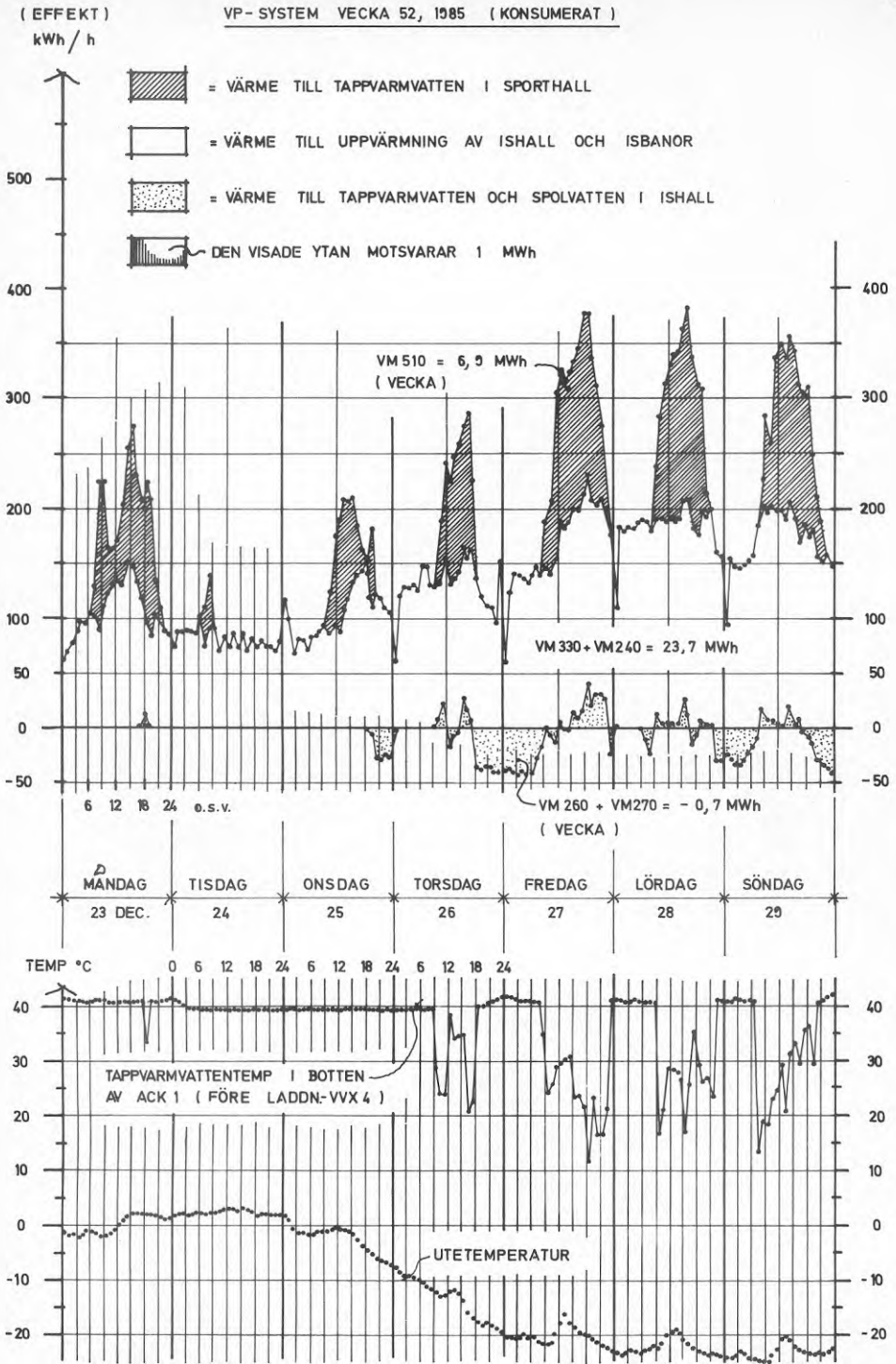
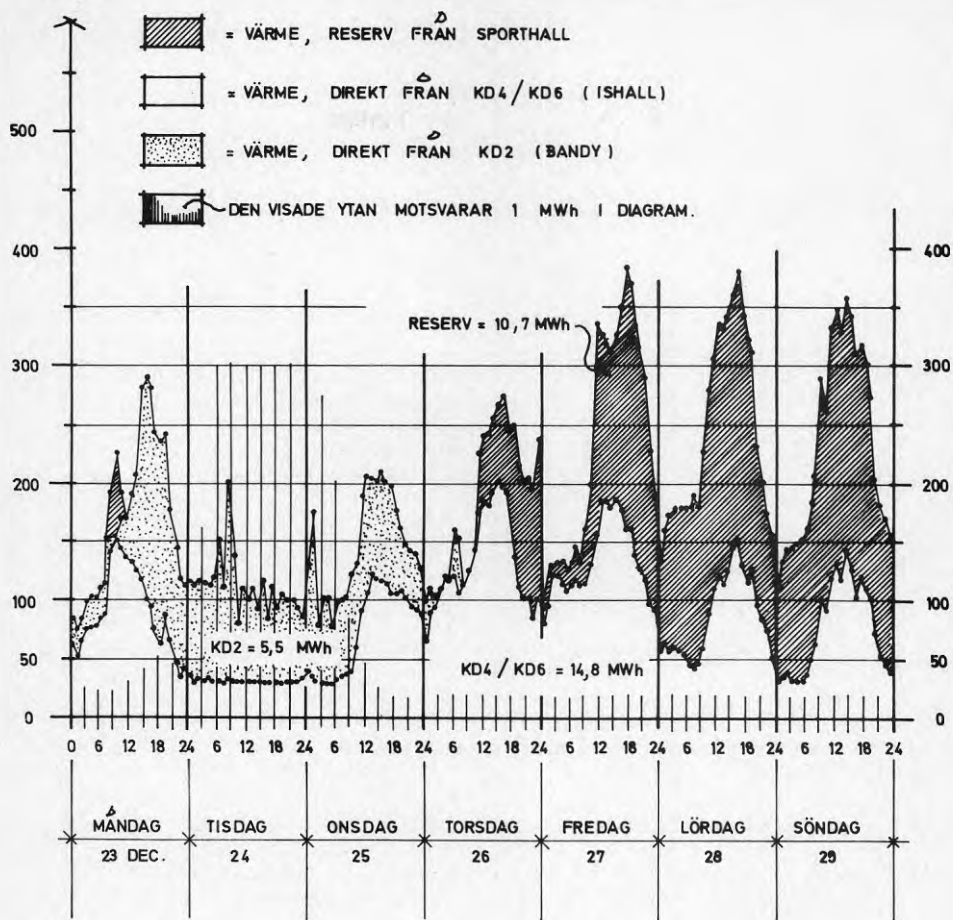


Fig 3.8 Förbrukad värmeenergi i värmepumpsystemet vecka 552

(EFFEKT)

VP-SYSTEM VECKA 52, 1985 (PRODUCERAT)

kWh/h



TEMP °C

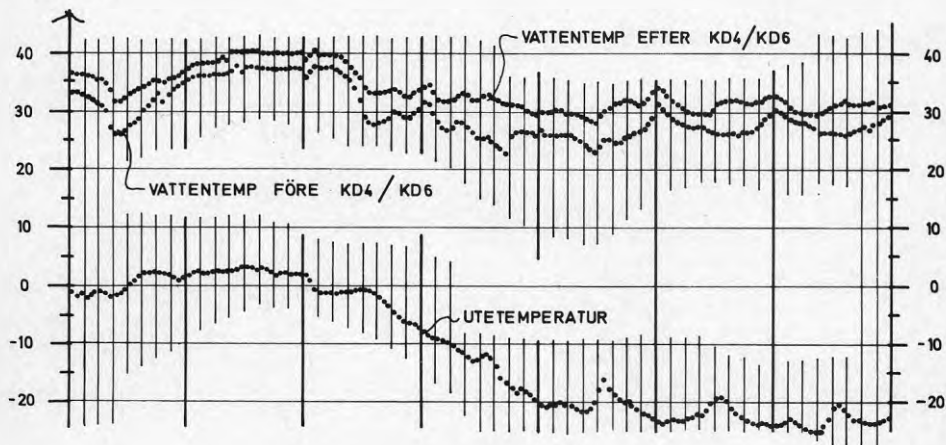


Fig 3.9 Tillförd värmeenergi i värmepumpsystemet vecka 552

Som exempel kan vi se på timvärdet mellan 18 och 19 fredagen den 27 december

- Utetemperaturen är $-19,7^{\circ}\text{C}$ (längst ner i fig 3.8).
- Temperaturen på kallvattnet in i laddningsväxlaren VVX4 är $+12,5^{\circ}\text{C}$, beroende på att många har duschat i omklädningsrummen (fig 3.8).
- Energiförbrukningen för uppvärmning av spol- och tappvarmvatten är 40 kWh (VM260+VM270 i fig 3.8).
- Uppvärmning av ishall, VM330 = 180 kWh
Värme under isbanor, VM240 = 11 kWh
- Tappvarmvattenberedningen i sporthallen, VM510 tar 147 kWh dvs totala förbrukningen blir 378 kWh och medeleffektförbrukning således 378 kW denna timme.
- I fig 3.9 redovisas förutom utetemperaturen även in- och utloppstemperatur för KD4/KD6, inlopp $+25,8^{\circ}\text{C}$ och utlopp $+31,9^{\circ}\text{C}$.
- Värmeenergi tillförs via KD4/KD6, 159 kWh och reserv från sporthall, 213 kWh dvs totalt 372 kWh eller medeleffekt producerat 372 kW denna timme.

Rent allmänt kan man i fig 3.8 se att

- tappvarmvattenförbrukningen är obefintlig under juldagarna fram till annandag jul 26 dec, då tappvarmvattentemperaturerna sjunker de tider då duscharna nyttjas.
- energiförbrukningen för denna tappvarmvattenberedning är positiv då ingående vattentemperatur är låg men negativ då tappvarmvattenberedaren är helt uppladdad (värme överförs *till* värmepumpsystemet).
- tappvarmvattenberedningen i sporthallen svarar för de verkliga effekttopparna i systemet.

I fig 3.9 kan man se att

- värmeproduktionen i kondensorererna räcker väl till vid temperaturer varmare än -5°C dvs då bandy-kompressorerna är i drift.
- när KD2, dvs bandykondensorn producerar värme höjs temperaturen i hela kondensorsystemet (värmepumpsystemet), varför ingående vattentemperatur i KD4/KD6 blir hög och kondenserings-effekt sjunker i dessa kondensorer, se t ex tisdagen den 24.

3.5 Ekonomi - kondensorsystem

3.5.1 Anläggningskostnad

I anläggningskostnaden ingår tubpannekondensorer och köldmedialedningar, med styrutrustning, tryckhållningssystem EXP1, cirkulationspump P2 och tillhörande rör-system fram till värmeförbrukare. Komplettering av styrutrustning för bandybanas kylsystem ingår. Maskinrumskostnad ingår med 1/3 av total kostnad.

I anläggningskostnaden ingår ej rör och armatur i värmepumpsystemet, trots att detta utnyttjas för distribution av värme. Å andra sidan ingår kondensorsystemet som en nödvändig beståndsdel i värmepumpsystemet när dess ekonomi skall redovisas.

Som anges i kap 2.9 syftar den här uppdelningen i delsystem endast att ge en uppfattning om systemens lönsamhet som separata enheter.

Rörinstallationer (RE)	91 000
Kondensorer, medialedningar (KE)	250 000
Styrutrustning (STYR)	229 000
Elektriska installationer (EE)	68 000
Maskinrum (BE)	117 000
Ventilation (LE)	23 000
Entreprenadkostnad 1982, kr inkl moms	778 000

3.5.2 Besparing mot befintlig anläggning

Installationerna i BFR-projektet utfördes i en befintlig anläggning, varför energikostnaden nu bör jämföras med den som skulle gällt om inte ombyggnaden utförts. Energiförbrukning i befintlig och ny anläggning behandlas utförligt i kap 14. Värmepumpen och dess energiproduktion behandlas separat i kap 5.

Tabell 3.3 Kostnaden för energi i ny anläggning under 1985 den period då värmepumpen ej var i drift.

Tillförd energi (exkl maj-sept)	Mängd MWh	Å-pris kr/MWh	Kostnad ca kr
Värmeproduktion VVX1	41	0	0
Värmeproduktion KD4/KD6	349	0	0
Värmeproduktion KD2	178	0	0
Reservmatning från sporthall	299	305	91 200
Pumpenergi, el	39	271	10 600
Summa kostnad i ny anläggning år -85			101 800

Observera i tabell 3.3, att energikostnaden vid reservmatning från sporthall är större per MWh än motsvarande kostnad för el till pumpar. Det beror bl a på att energikostnader från sporthallens PC differentierats mellan sommar- och vinterperioden.

Tabell 3.4 Kostnaden för förbrukad energi med befintlig anläggning.

Förbr energi (exkl maj-sept)	Mängd MWh	Å-pris kr/MWh	Kostnad ca kr
Värme i ishall *)	501	297	96 800
Varmvatten ishall **)	-2	297	-600
Värme under isbanor ***)	41	-	-
Varmvatten sporthall	228	305	69 500
Värme i utebad	1	305	300
Summa kostnad i bef anläggning år -85			166 000

*) I befintlig anläggning fanns en av de två kondensorererna monterad inomhus, varigenom ungefär hälften av kondenseringsseffekten i KD4/KD6 eller 175 MWh kunde tillvaratas. Av denna anledning medräknas endast 326 MWh av uppmätt energiförbrukning till ishall som "tillskott" i förhållande till befintlig anläggning.

***) Under aktuell period redovisas ett *tillskott* till kondensorsystemet (värmepumpsystemet) överfört från hetgassystemet.

****) Värmeenergi för uppvärmning under isbanorna erhöles även i befintlig anläggning via spillvärme från kylsystemet (hetgasväxlare).

Besparing i kondensorsystemet (värmepumpsystem) perioden jan-april och okt-dec 1985:

Kostnad med bef anläggning -85, kr	166 000
Kostnad i ny anläggning -85, kr	101 800
Besparing under perioden, kr	64 200

4 HETGASSYSTEMET

4.1 Tekniska data

Hetgasvärmväxlare och den huvudsakliga delen av hetgassystemet framgår av fig 3.2. Hetgasvärmväxlare har installerats i ishallens men inte i bandybanans kylsystem, då utnyttjningstiden där bedömdes som alltför kort. Enär ishallens kylsystem av beredskaps-skäl är uppdelat i två skilda system har också två växlare installerats.

HVX1, HVX2 - ishall:

typ	tubpanna EISS 163160
material	tuber av stål
köldmedium	Freon R22
värmebärare	vatten 40/50°C
effekt beräknad	48 kW/st

Cirkulationspump P3 - ishall:

typ	VMP 62/405, 1,1 kW
kapacitet	10 m ³ /h, 10,5 mvp



Fig 4.1 Den övre tubväxlaren på bilden betecknas HVX1. Värmväxlaren nere vid golvet är KD4 inkopplad i kondensorsystemet.

4.2 Funktion hetgassystem

Systeminkopplingen framgår av fig 3.2. På vattensidan finns här liksom på kondensorsystemet en 2-vägs styrventil för varje växlare, som stryker vattenflödet genom växlare då utgående vattentemperatur faller.

Kylbehovet styr naturligtvis kylmaskinerna, varför den tillgängliga värmekapaciteten i hetgasvärmeväxlarna i yttersta mening bestäms av temperaturen i ishallen.

Hetgassystemet förser nedanstående anläggningsdelar med värmevatten:

- eftervärmning tappvarmvatten (VVX5)
- eftervärmning spolvatten till isbanor (VVX3)
- värmefläktar i torkrum (ÅA1, ÅA2)

Det har inte helt oväntat visat sig att detta system har en betydande överkapacitet då tappvarmvattenförbrukningen är låg. För att uppnå ett bättre utnyttjande har ytterligare två fläktluftvärmare installerats i ishallen under sommaren 1985.

4.3 Värmeflöden i hetgassystemet

4.3.1 Redovisning av år 1985

Den flödesmätare i hetgassystemet som har till uppgift att registrera värmebärrarflödet genom HVX1 och HVX2 (FMM3) har vissa perioder registrerat acceptabla värden medan den andra perioder visat alltför små flöden. Kontrollmöjligheten ligger både i delflödena (hos förbrukarna) och i mätning av tappvarmvattenförbrukning.

Genom att konsekvent använda summan av delflödena för VVX3 (FMM8), VVX5 (FMM11) och ÅA1, ÅA2 (FMM6) som värmebärrarflöde genom HVX1 och HVX2 kan trovärdiga energiresultat presenteras trots att FMM3 varit ur funktion vissa perioder.

I tabell 4.1 redovisas den värmemängd som förbrukats i hetgassystemet uppdelat på olika förbrukare.

I tabell 4.2 redovisas den värmemängd som tillvaratagits (producerats) i HVX1 och HVX2. Vidare visas en *beräknad* uppdelning av värmemängderna på resp hetgasväxlare där beräkningsmetoden redovisas under kap 4.3.2.

De temperaturer som anges för vatten in och ut ur hetgasväxlare (månadsvärden) gäller endast för driftperioden dvs vecka 1-11, vecka 30 och vecka 37-52.

Elförbrukningen för P3 i tabell 4.2 avser den pump som svarar för pumpning av värmebärrarflöde genom hetgasväxlare.

Tabell 4.1 Förbrukad värme (konsumerad) i hetgassystemet under år 1985.

Mån	Värme spolvatten MWh	Värme tappvatten MWh	Värme torkrum MWh	Summa förbr MWh
1	13,3	11,4	6,1	30,8
2	11,9	8,5	5,3	25,7
3	6,8	3,9	3,3	14,0
4	,0	,0	,0	,0
5	,0	,0	,0	,0
6	,0	,0	,0	,0
7	,1	1,2	,0	1,3
8	,0	,0	,0	,0
9	6,1	9,9	3,3	19,3
10	8,6	7,5	6,7	22,8
11	9,6	18,9	5,3	33,8
12	9,2	17,4	5,4	32,0
År	65,6	78,7	35,4	179,7

Tabell 4.2 Tillvaratagen värme (producerad) i hetgassystemet under år 1985.

Mån	Värme HVX1,2 MWh	Temp/in HVX1,2 grC	Temp/ut HVX1,2 grC	Värme HVX1 MWh	Värme HVX2 MWh	El P3 MWh
1	32,6	49,8	59,8	19,5	13,1	,5
2	27,1	47,8	58,4	14,7	12,4	,5
3	14,8	55,7	66,6	8,4	6,4	,3
4	,0	-	-	,0	,0	,0
5	,0	-	-	,0	,0	,0
6	,0	-	-	,0	,0	,0
7	,8	34,4	38,8	,1	,7	,1
8	,0	-	-	,0	,0	,4
9	18,1	53,1	57,3	10,8	7,3	,5
10	24,8	51,9	62,0	9,9	14,9	,4
11	34,9	44,2	55,4	20,6	14,3	,5
12	32,1	47,3	54,6	23,0	9,1	,5
År	185,2			107,0	78,2	3,7

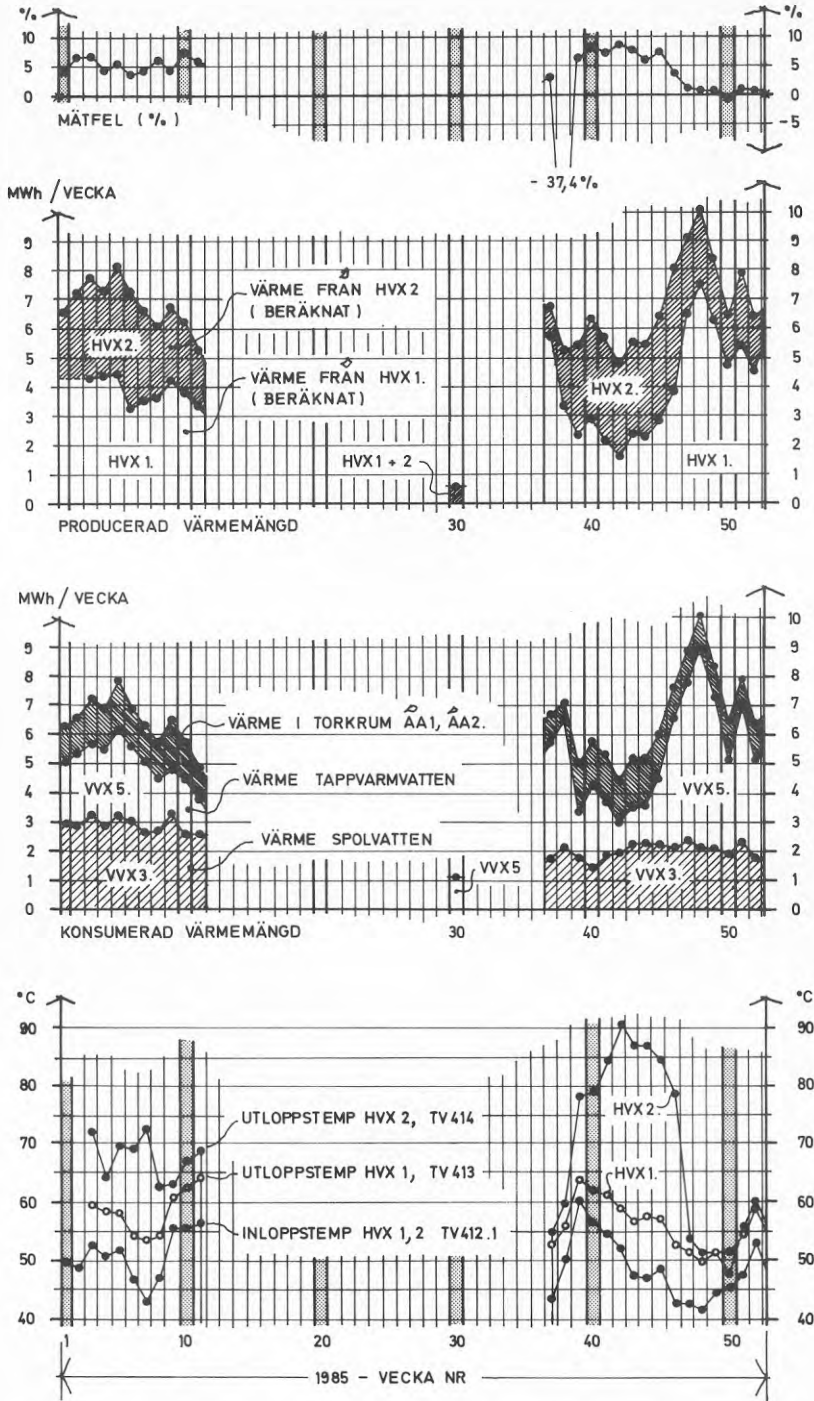


Fig 4.2 Producerad resp konsumerad värmemängd i hetgassystemet under 1985 (veckovärden).

4.3.2 Beräkning av värmemängder och fel

Som tidigare redovisats används konsekvent värmebärarens delflöden hos värmekonsumenterna även för att beräkna upptagen värme i hetgasväxlarna. För beräkningen nyttjas vidare den uppmätta temperaturdifferensen mellan vatten in i hetgasväxlarna och ut ur växlarna. Båda dessa temperaturmätpunkter är gemensamma för båda hetgasväxlarna och betecknas TV412.1 resp TV412.2.

För att kontrollera både beräkningarna och mät-punkternas tillförlitlighet beräknas även kontinuerligt "felet" i procent som i detta fall tecknas som:

$$\text{fel} = \frac{\text{produc värme} - \text{kons värme}}{\text{produc värme}} * 100$$

Av figur 4.2 framgår att "felet" under år 1985 varit mellan 0-10%. Det som här oegentligt betecknas mätfel är till en del egentligen systemförluster, emedan den producerade värmemängden under året är större än den förbrukade.

Sett mot den bakgrunden är den del som kan hänföras till mätfel eller beräkningsfel mycket liten, varför mätresultatet kan betecknas som mycket tillfredsställande.

4.3.3 Beräkning av värme från HVX1 resp HVX2

Inga flödesmätare har installerats separat för HVX1 resp HVX2. Utgående vattentemperatur har dock registrerats separat för de två hetgasväxlarna. Dessa temperaturmätpunkter har dock villkorats av att ett visst flöde skall ha passerat FMM3. Eftersom denna flödesmätare har redovisat alltför låga flöden har många av de uppmätta temperaturerna aldrig registrerats.

Att beräkna värmemängderna från HVX1 resp HVX2 är svårt även ur en annan synpunkt. Värmebärande flödet genom växlarna har tydligen varierat ganska kraftigt genom att luft samlats i HVX2. Av fig 4.2 framgår att temperaturen ut från HVX2 varit mycket hög i vissa perioder. Man kan anta att luft i systemet till en viss del orsakat dessa höga temperaturer.

För att få en uppskattning av variationerna i värmemängderna från de båda hetgasväxlarna användes nedanstående överslagsvärden:

- 75% av totalflöde genom HVX1 då styrventiler är öppna och 25% genom HVX2.
- delflöden beräknas även i proportion till den tid resp styrventil varit öppen (KD415 resp KD416).

- beräknade värmemängder för HVX1 resp HVX2 används sedan för proportionering av den totala beräknade värmemängden från hetgasväxlarna på resp växlare.

Beräkningsmetodiken gör att den *totala* värmemängden från hetgasväxlare är korrekt med det obetydliga fel som redovisats i fig 4.2. Uppdelningen på de två växlarna blir dock en redovisning med stora fel som endast ska ses som en tendens i detta sammanhang.

4.3.4 Redovisning av vecka 552

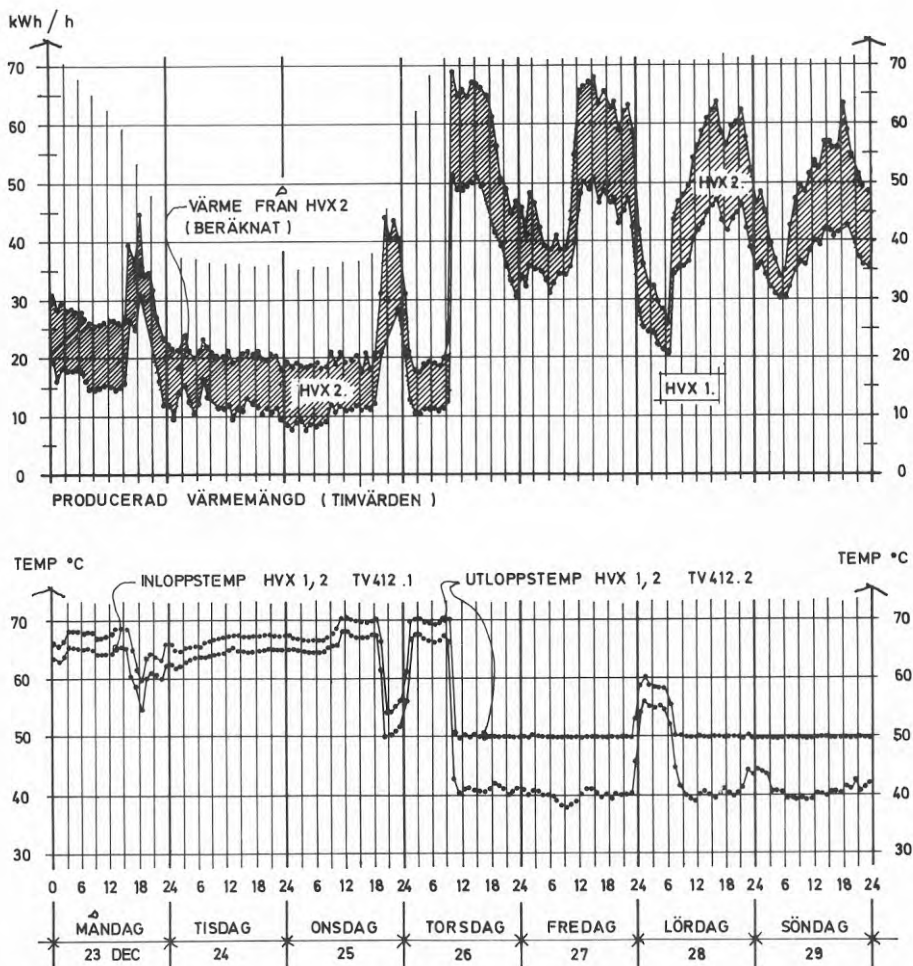


Fig 4.3 Tillförd värmeenergi i hetgassetemet vecka 552, samt inlopps- och utloppstemperatur för HVX1 och HVX2 gemensamt.

I fig 4.3 på föregående sida redovisas driftdata för HVX1 och HVX2 för vecka 552 med timvärden enligt samma principer som för fig 4.2. I figuren ses tydligt sambandet mellan hög inloppstemperatur och liten värmeproduktion i hetgasväxlarna under julafton och juldagen. Annandag jul, då aktiviteten och därmed även värmebehovet stiger i ishallen, stiger medeleffekten upp emot 70 kW totalt för båda värmewäxlarna.

Fr o m torsdag kl 12 och framåt ses den goda regler-noggrannheten för utgående värmebärartemperatur (+50°C).

I fig 4.4 nedan redovisas mätfel och förbrukade värmemängder för vecka 552 grundat på timvärden. Liksom i fig 4.3 ses den låga aktiviteten och därmed låga värmeförbrukningen under julens första dagar. Mätfelet som redovisas består som tidigare även av systemets värmeförluster. Felen i mätsystemet är därför försumbara eller mindre än 1% (veckovärde).

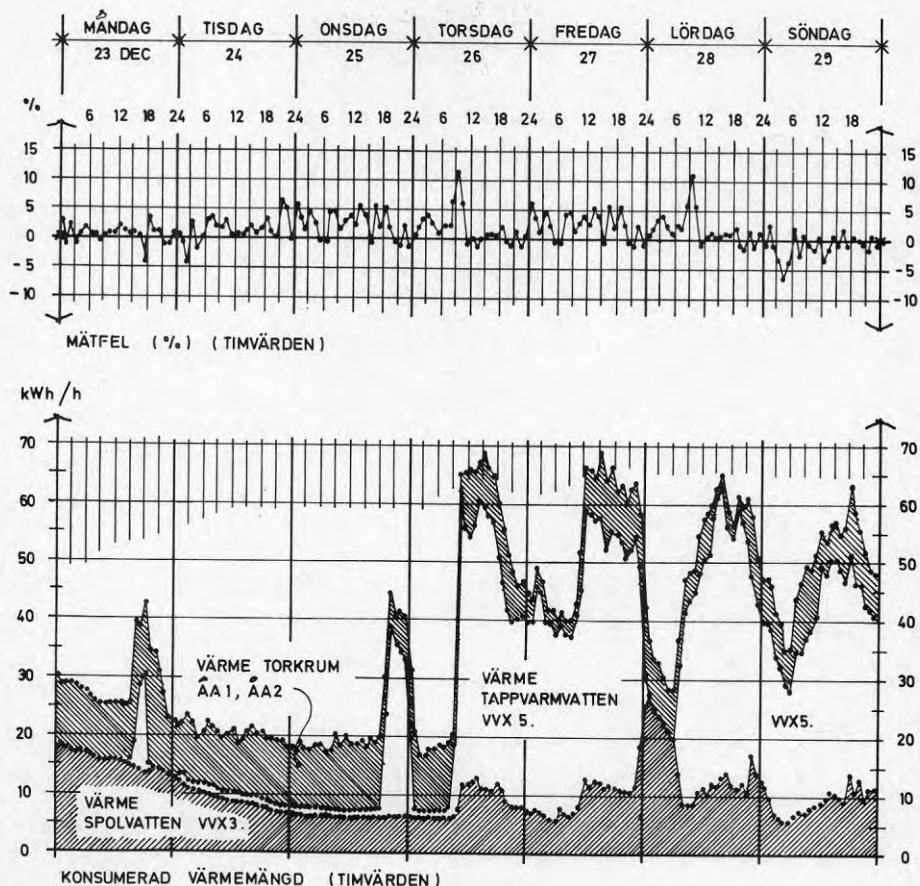


Fig 4.4 Förbrukad värmeenergi i hetgassystemet vecka 552.

4.4 Ekonomi - hetgassystem

4.4.1 Anläggningskostnad

I anläggningskostnaden ingår hetgasvärmväxlare med styrutrustning samt cirkulationspump P3 med tillhörande rörsystem fram till värmeförbrukare.

Rörinstallation (RE)	65 000
Hetgasvärmväxlare, inkoppling R22 (KE)	119 000
Styrutrustning (STYR)	46 000
Elektriska installationer (EE)	<u>43 000</u>
Entreprenadkostnad 1982, kr inkl moms	273 000



Fig 4.5 Falu IF spelar hemmamatcher i Lugnets ishall och bidrar både till värmeproduktion och värmeförbrukning. (foto: Leif Forslund)

4.4.2 Besparing mot befintlig anläggning

Installationerna i BFR-projektet utfördes i en befintlig anläggning, varför energikostnaden nu bör jämföras med den som skulle gällt om inte ombyggnaden utförts. Energifkostnaden i befintlig och ny anläggning behandlas utförligt i kap 14.

Tabell 4.3 Kostnaden för energi i ny anläggning under 1985 (hetgassystemet)

Tillförd energi (driftperiod)	Mängd MWh	Å-pris kr/MWh	Kostnad ca kr
Värmeproduktion HVX1/HVX2	185	0	0
Pumpenergi, el P3	4	271	1 100
Summa kostnad i ny anläggning år -85			1 100

Tabell 4.4 Kostnaden för förbrukad energi med befintlig anläggning.

Förbrukad energi (driftperiod)	Mängd MWh	Å-pris kr/MWh	Kostnad ca kr
Värme spolvatten, VVX3	66	297	19 600
Värme tappvarmvatten, VVX5	79	297	23 500
Värme torkrum ÅA1, ÅA2	35	297	10 400
Summa kostnad i bef anläggning år -85			53 500

Besparing i hetgassystemet under 1985:

Kostnad med bef anläggning -85, kr	53 500
Kostnad i ny anläggning -85, kr	1 100
Besparing under perioden, kr	52 400

5 VÄRMEPUMPSYSTEMET

5.1 Tekniska data

Värmepumpen VP1 har levererats av Sabroe kylindustrier Göteborg och är ett standardaggregat typ PLCY 236M för köldmedium R22 och försett med skruvkompressor. Avgiven värmeeffekt 1051 kW vid +50°C framledningstemp. Beräknade data:

Kompressor VP1

typ skruvkompr	VMY 236M
varvtal	2950 r/m
förångningstemp	+8°C
kondenseringstemp	+55°C
kylkapacitet	829 kW
effektförbrukning/axel	234 kW
motor	315 kW
expansionsventiler	PHTX 85-135

Förångare EV

typ	tubpanna EISS 413114
material	tuber av stål
vattenflöde	60 m ³ /h
vattentemp in/ut	30/18°C
tryckfall	24 kPa
effekt	829 kW

Kondensor KD

typ	tubpanna COKT 603104
material	tuber av koppar
vattenflöde	90 m ³ /h
vattentemp in/ut	40/50°C
tryckfall	13 kPa
effekt	1051 kW

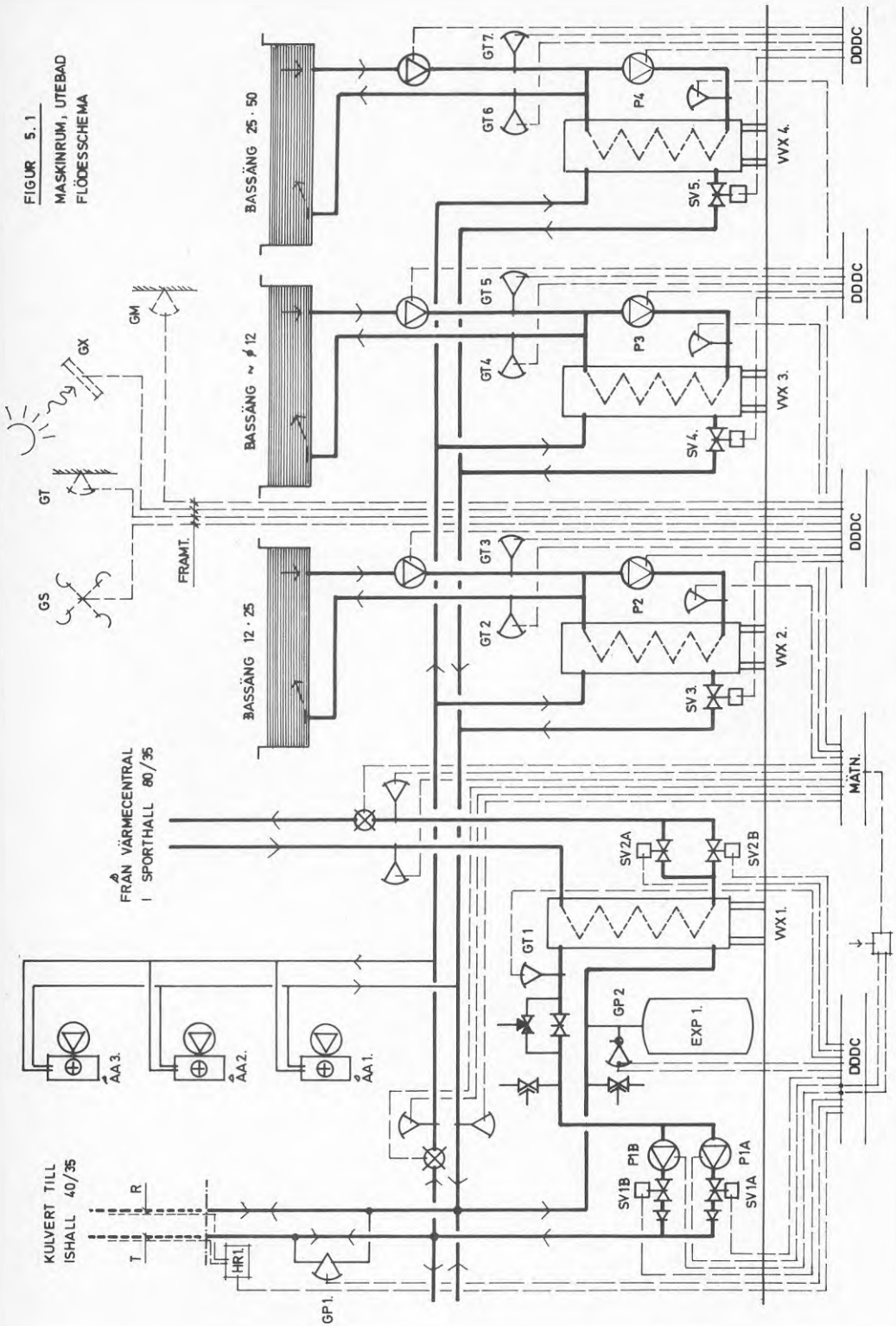
Cirkulationspump P1 - ishall

typ	VM 156/410, 18,5 kW
kapacitet	140 m ³ /h, 28 mvp
reglering	frekvensomriktare

Cirkulationspump p4 - ishall

typ	VM 122/445, 1,5 kW
kapacitet	60 m ³ /h, 4 mvp

FIGUR 5.1
MASKINRUM, UTEBAD
FLÖDESHEMA



5.2 Funktion värmepumpsystem

Ett av skälen att installera det datoriserade styr-systemet med centraldator var, att möjligheterna till samkörning mellan ishallens värmepump och sporthallens värmecentral skulle förbättras högst väsentligt. Mikrodatorbaserade undercentraler DDDC, har därför installerats vid värmepumpen, i utomhusbadets maskinrum och i sporthallens värmecentral. Något förenklat ger styrutrustningen nedanstående funktion om beteckningar enl fig 3.2 och 5.1 används. Observera att samma beteckningar utnyttjas för pumpar ventiler etc i ishallens resp sporthallens maskinrum.

Cirkulationspump P1 i ishall varvtalsregleras normalt via differenstrycksgivare GP3, (se fig 3.2). Värmepumpen försörjer normalt hela ishallen och via kulverten även utomhusbadets maskinrum med värme. Värmepumpsystemet är således det primära systemet varför alla värmeförbrukare dimensionerats för en framledningstemperatur av +40°C. Värmepumpens förångare matas med värme från kondensorsystemet.

Sporthallens värmecentral svarar för reservhållning till värmepumpsystemet på så sätt, att P1A och P1B i utomhusbadets maskinrum startas då differenstrycket vid GP1 eller GP3 understiger inställt värde, (se fig 5.1). I och med att t ex P1A startas, pumpas vatten från värmepumpsystemets retur till VVX1 där det värms av vatten från värmecentralen och vidare in på värmepumpsystemets tillopp. Styrventilen SV1A resp SV1B styrs av GP1 och upprätthåller differenstrycket i systemet.

5.3 Funktion värmepump

Vid drifttagning av de olika anläggningsdelarna visade det sig inte helt oväntat, att styrningen av de olika delsystemen fungerade bra med ett undantag - styrningen av värmepumpen. Det projekterade systemet var alltför teoretiskt och komplicerat med en stor tröghet i själva styrsystemet. Av denna anledning redovisas nedan i detalj, funktionen hos det styr- och regler-system som erfarenhetsmässigt visat sig ha den regler-noggrannhet och pålitlighet som krävs.

Värmepump VP1 har konventionell egen styrutrustning fabriksmonterad på värmepump. För att anpassas till det överordnade styrsystemet, har värmepumpen ingång för extern steglös styrning av kapaciteten medan däremot frysskydd, samt hög- och lågtryckspressostat ingår i standardutrustning.

Normalt regleras värmepumpens kapacitet efter inställd framledningstemperatur (GT4). Sommartid producerar kondensorsystemet och bandybanan den värmeenergi som behövs till värmepumpens förångare. Vintertid däremot erhåller kondensorsystemet endast begränsade mängder spillvärme vid kall väderlek och temperaturen i värmepumpens förångare sjunker därför.

När temperaturen i förångaren sjunker under ett börvärde vid GT3 måste värmepumpens kapacitet minska. För att få ett snabbare reglerförlopp, skall värmepumpens kapacitet direkt minska som första sekvens. Samtidigt som GT3 övertar regleringen från GT4 av värmepumpens kapacitet, skall varvtalet hos cirkulationspump P1 börja regleras av temperaturen vid GT4 (fallande temperatur ger minskat varvtal).

När nu P1 regleras av GT4 kommer troligtvis varvtalet att sänkas och därigenom sänks också differenstrycket vid GP3. Härigenom inkopplas automatiskt reservmatning av värmevatten från sporthallens värmecentral via P1A och P1B. När värmepumpens kapacitet minskas stiger temperaturen i förångaren och vid GT3.

För att undvika pendling, skall värmepumpens kapacitet även fortsättningsvis regleras av GT3 så, att även om temperaturen stiger över börvärdet ökas värmepumpens kapacitet. Man bibehåller således exakt samma reglerfunktion som tidigare. Om värmepumpens kapacitet ökar, stiger temperaturen vid GT4 och när varvtalet hos P1 blivit så högt att det med god marginal överstigit "normalt" börvärde vid GP3 kopplas den ursprungliga reglerfunktionen in igen.

När normal reglerfunktion inkopplas med reglering via börvärde för GT4 kommer P1:s varvtal att minska, temperaturen vid GT4 att öka, värmepumpens kapacitet att minska och temperaturen vid GT3 att öka. Härigenom åstadkommes en viss "hysteres" eller dödzon som förhindrar täta växlingar mellan de två reglerfunktionerna.

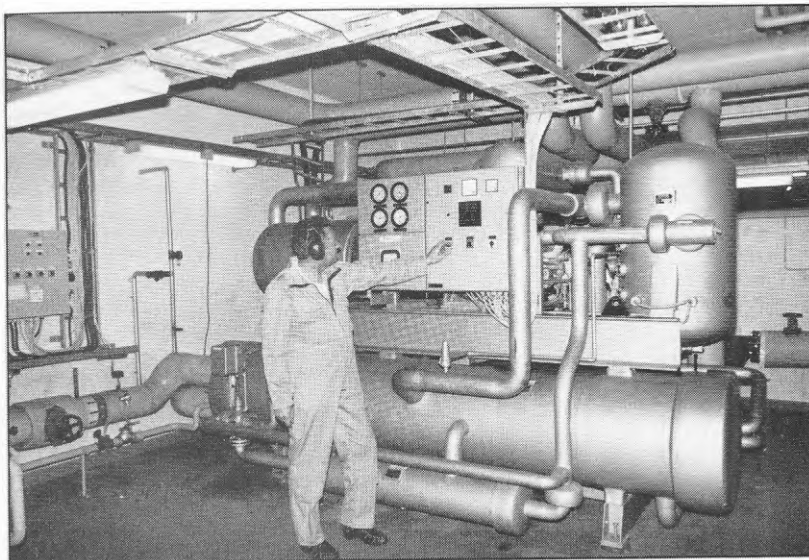


Fig 5.2 Värmepumpen levererades som komplett aggregat, med komponenterna monterade på balkram.

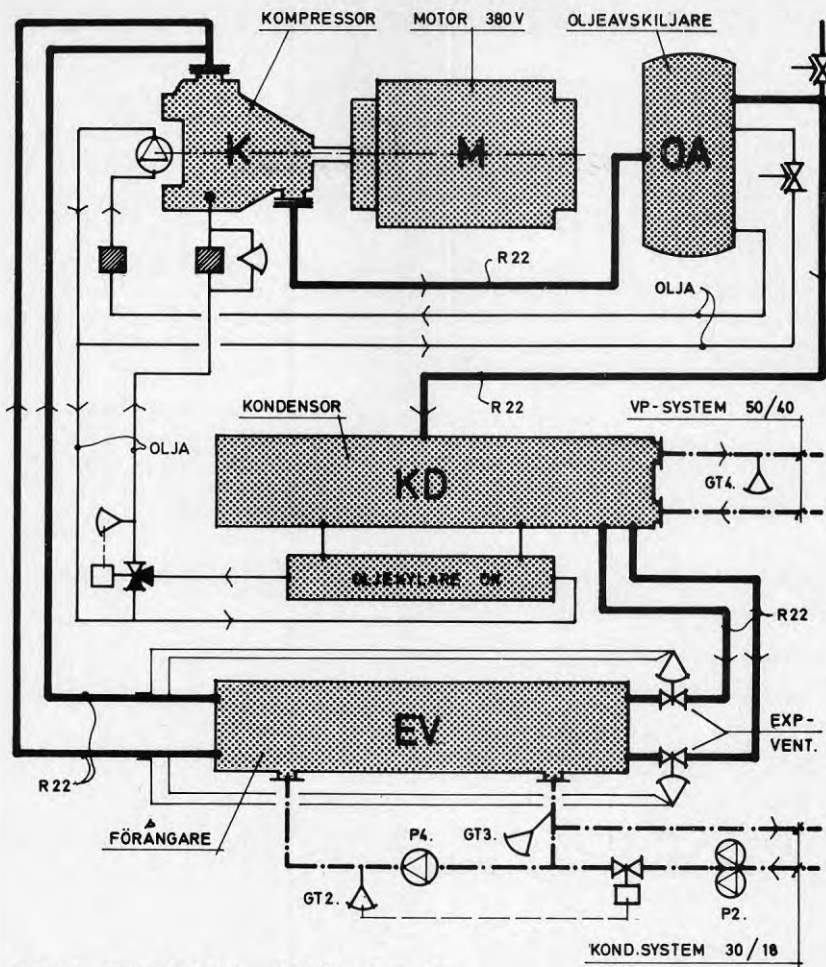


FIG 5.3 PRINCIPKOPPLING AV VÄRMEPUMP VP1.

5.4 Installation och drift av värmepumpsystem

5.4.1 Startsekvens påverkar belysningen

Värmepumpen kunde av tidsskäl inte levereras samtidigt som kondensorer och annan skrymmande utrustning till maskinrummet. Den kunde därför ej heller lyftas på plats innan taket gjöts över maskinrummet.

Intransporten utfördes genom ordinarie dörröppningar, och kunde genomföras utan större problem med värmepumpen monterad på fundament i en enhet.

Värmepumpens drivmotor är kopplad till det ordinarie 3-fasnätet (380 V) då avståndet till transformator och ställverk är mindre än 10 meter. Trots detta skapar startsekvenserna vissa problem i och med att belysningen i ishallen påverkas. Under det korta start-

ögonblicket märks en viss variation i ljusstyrkan, som skapar irritation om det sker under en ishockeymatch.

5.4.2 Avgiven värmeeffekt lägre än beräknat

I offert utlovade värmepumpleverantören en avgiven värmeeffekt om 1143 kW vid 40°C framledningstemperatur och 1114 kW vid 50°C. Under det första driftåret (-83) uppmättes den avgivna effekten till ca 800 kW vid 40°C framledningstemperatur. Efter en del kompletteringsarbeten kunde effekten höjas till ca 960 kW under påföljande år (-84). Under hela driftperioden -85 klarade värmepumpen dock endast att ge ca 800 kW vid 40°C framledningstemperatur från kondensorn.

Vid ett försök i september -85 att höja effekten påfylldes köldmedium så, att värmepumpens effekt återigen höjdes, nu till ca 1100 kW. Det verkar uppenbart så, att hela säsongen -85 kördes värmepumpen med ett så trivalt fel som otillräcklig köldmediefyllning. Driftpersonalen kan dock knappast lastas för detta då kontrollmöjligheterna för köldmediemängden i värmepumpen under drift är helt otillräckliga.

Ett driftprov genomfördes 27 sept -85 och under en tre-timmarsperiod med 100% kapacitet inkopplad uppmättes nedanstående timvärden:

Värme till förångare, VM250	896 kWh
El till kompressor, EE321	241 kWh
Värme från kondensorn, VM310	1106 kWh
Värmefaktor, VP.COP	4,59
Flöde förångare, FV251	70,2 m ³
Temp in förångare, TV252.1	30,2°C
Temp ut förångare, TV252.2	19,2°C
Flöde kondensorn, FV311	86,7 m ³
Temp in kondensorn, TV312.1	31,8°C
Temp ut kondensorn, TV312.2	42,8°C

De uppmätta värdena under detta prov kan inte helt accepteras då mätperioden är så kort, men de ger ändå en klar indikation att effekten 1051 kW vid +50°C framledningstemperatur kan innehållas. Från värmepumpleverantören SABROE:s sida har man i mars -86 medgett att den höga effektangivelsen (1114 kW vid +50°C) utgår från en felaktig beräkning.

Det framgår ganska klart av ovanstående mätvärden att värmepumpen bör förses med en mätutrustning för köldmediemängd som eliminerar misstag av denna typ. För driften vid Lugnet har värmepumpens *effekt* inte haft någon stor negativ inverkan medan den försämrade *värmefaktorn* givetvis har en ekonomisk betydelse.

Värmefaktorn har dock inte påverkats negativt av bristen på köldmedium. Värmefaktorn är lika hög under hela 1985 som vid driftprovet 27 sept -85 vid likvärdiga förhållanden i övrigt. Däremot spelar den felaktiga beräkningen på offertstadiet en viss roll härvidlag.

5.4.3 Små driftproblem

Förutom den ovan redovisade bristen i avgiven effekt har driftproblemen varit obetydliga. De stopp som registrerats har oftast berott på brister i andra system såsom styrutrustning och värmeförsörjning till förångare. Inga egentliga reparationer har behövts under de första fyra säsongerna. Driftperioden omfattar i princip mitten av maj till början av september.

Under kap 3.3.2 redovisas de skäl som motiverar värmepumpens begränsade driftperiod och i fig 3.4 visas också hur värmepumpssystemet utnyttjas som kondensator-system under resterande del av året.

5.5 Värmefflöden i värmepumpssystemet

Emedan värmepumpssystemet och kondensatorsystemet samverkar olika perioder under året, redovisas konsumerad och producerad värme även beträffande värmepumpen under kap 3 (tabell 3.1 och 3.2).

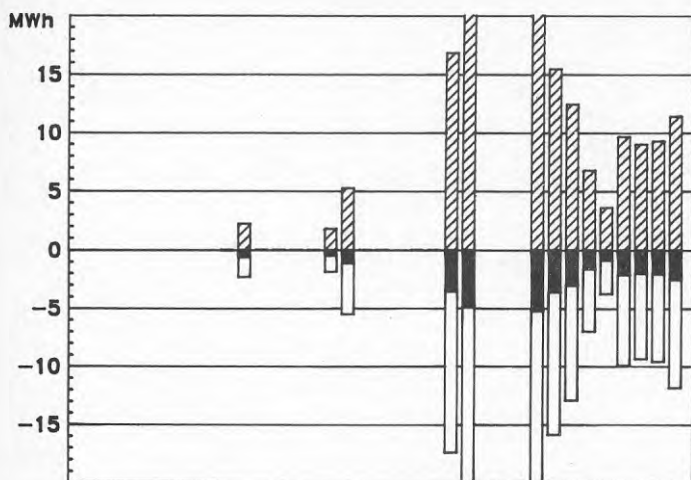
I tabell 5.1 nedan redovisas värmepumpens energiproduktion mera detaljerat under år 1985.

Tabell 5.1 Värmepumpens energiproduktion maj-sept -85

Mån	Drift tid VP1 tim	Värme förång VP1 MWh	Värme kond VP1 MWh	Elförbrukning		
				Kompr VP1 MWh	Pump P2, P4 MWh	Kompr K1-K3 MWh
5	203	138	172	39	1	16
6	460	270	332	73	4	33
7	440	232	290	65	4	33
8	575	343	425	93	4	41
9	174	110	135	30	2	13
År	1852	1093	1354	300	15	136

Bandykompressorer K1, K2 och K3 används även under sommarperioden för uppfrysning av ishall och curlinghall. I tabellen ovan ingår endast den elförbrukning som skall "belasta" ekonomin dvs elförbrukningen som erfordras till K1-K3 för att producera värme till värmepumpens förångare.

Beträffande värmepumpens driftdata hänvisas till de av MCE presenterade diagrammen för perioden maj-sept 1985 (fig 5.4 t o m fig 5.8).

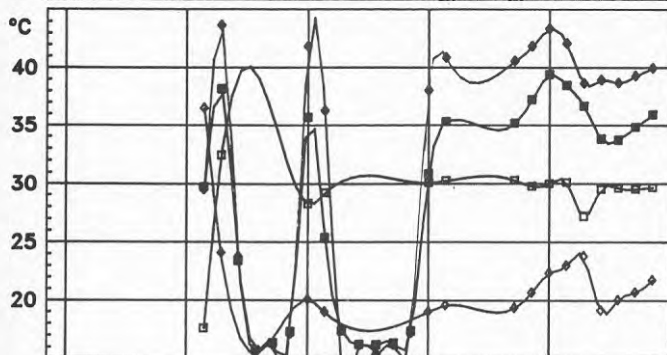


LUGNET VP1

1985 - maj

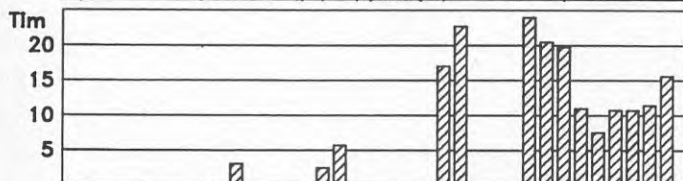
Energibalans dygnssummor

- ▲ Avgiven värme
- Upptagen värme
- El kompressor



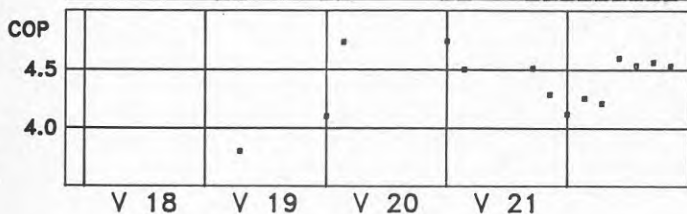
Energiviktade temperaturer

- ◇ Ut förångare
- In förångare
- ◇ Ut kondensor
- In kondensor



Drifttid kompressor dygnssummor

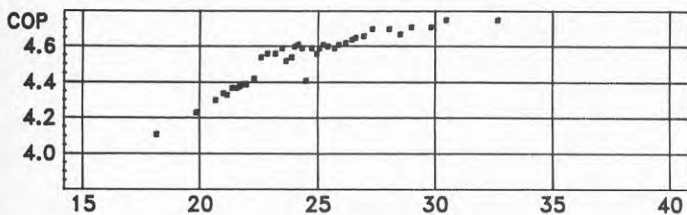
- ▲ Drifttid VP



Värmefaktor VM310/EE321

- COP Värmefaktor

1985 - maj



$$\text{COP} = f \cdot \text{COP}_{\text{carnot}}$$

- COP Värmefaktor

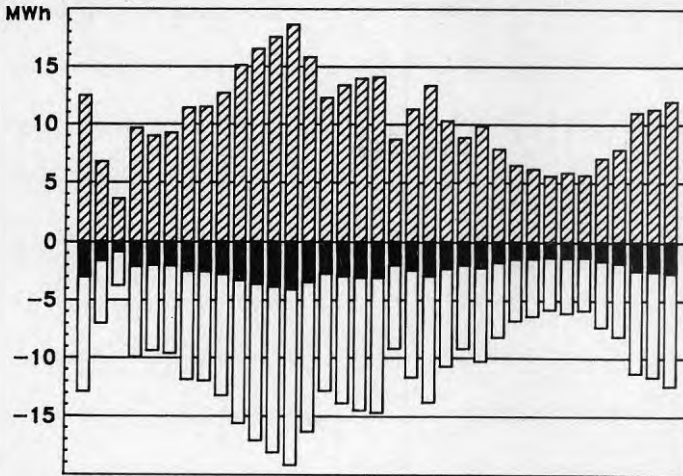
COP_{carnot}

Fig 5.4

LUGNET VP1

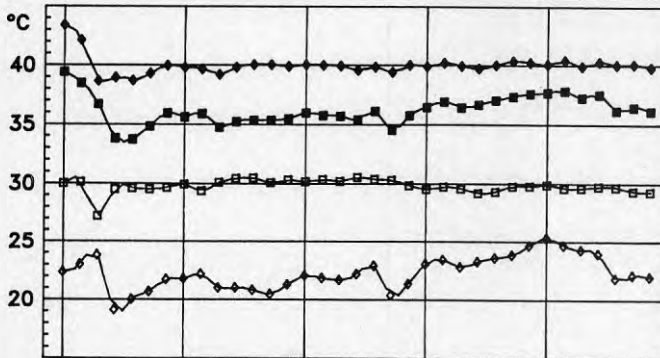
1985 - juni

Energibalans dygnssummor



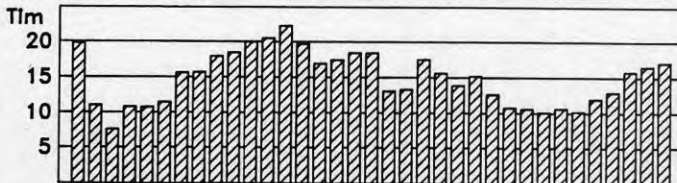
- Avgiven värme
- Upptagen värme
- El kompressor

Energiviktade temperaturer



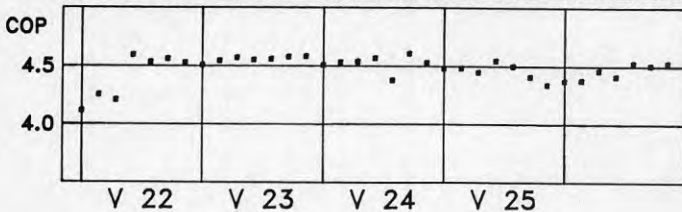
- Ut förångare
- In förångare
- Ut kondensor
- In kondensor

Drifttid kompressor dygnssummor



- Drifttid VP

Värmefaktor VM310/EE321



- COP Värmefaktor

1985 - juni

$$\text{COP} = f \cdot \text{COP}_{\text{carn}}$$

- COP Värmefaktor

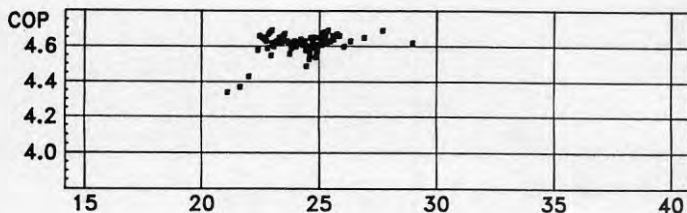
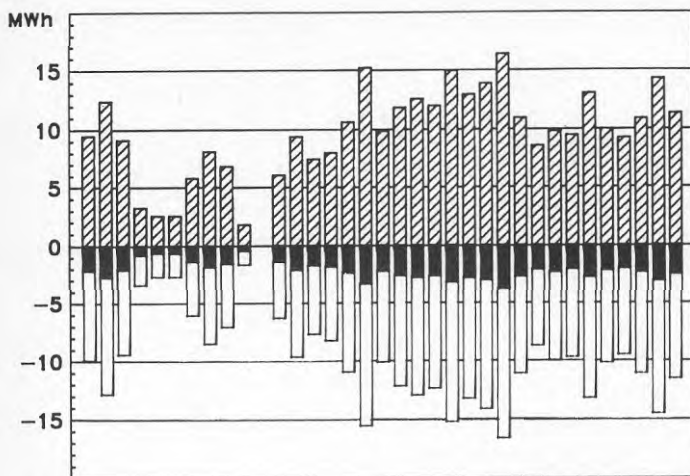
COP_{carnot}

Fig 5.5

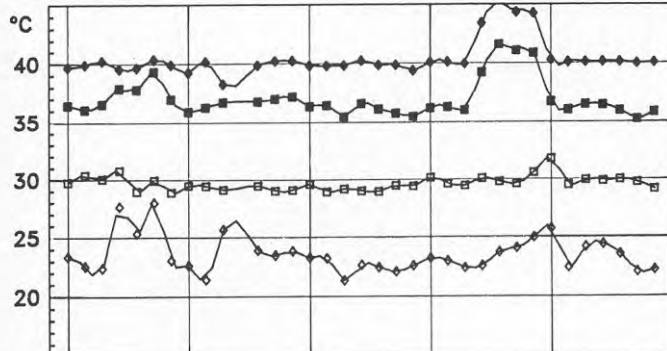
LUGNET VP1

1985 - juli



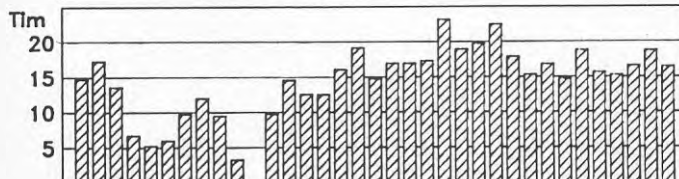
Energibalans dygnssummor

- ▨ Avgiven värme
- Upptagen värme
- El kompressor



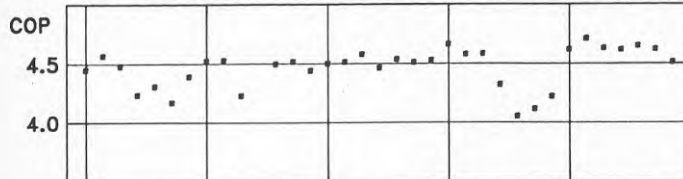
Energiviktade temperaturer

- ◇ Ut förångare
- In förångare
- Ut kondensor
- In kondensor



Drifttid kompressor dygnssummor

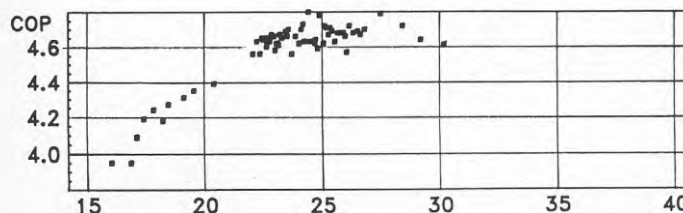
- ▨ Drifttid VP



Värmefaktor VM310/EE321

- COP Värmefaktor

1985 - juli

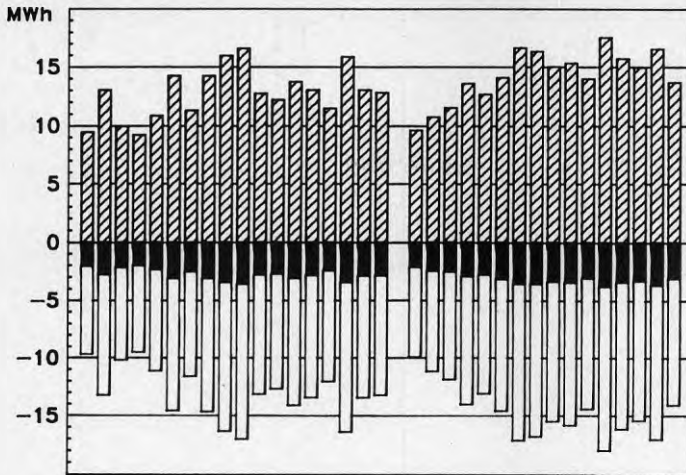


$$COP = f \cdot COP_{carnot}$$

- COP Värmefaktor

COP_{carnot}

Fig 5.6

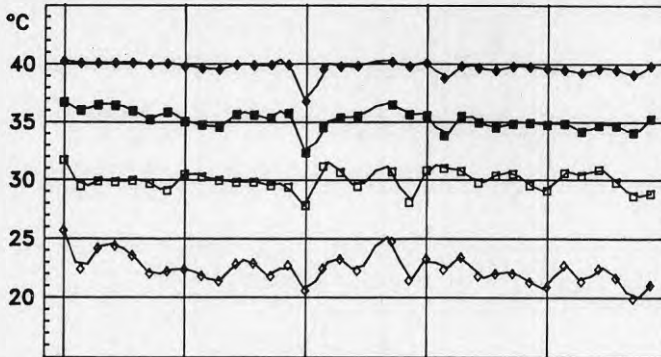


LUGNET VP1

1985 - augusti

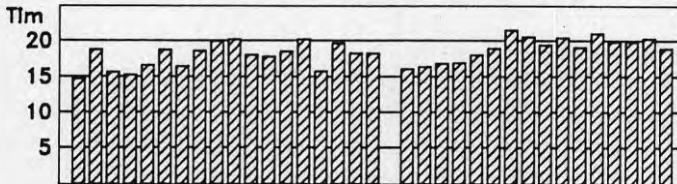
Energibalans dygnssummor

- Avgiven värme
- Upptagen värme
- El kompressor



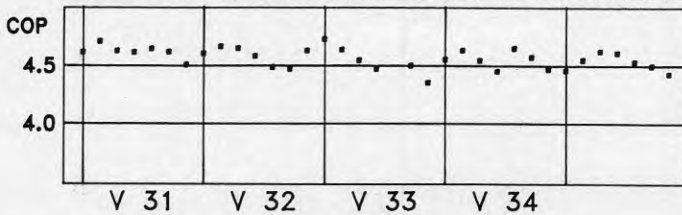
Energiviktade temperaturer

- Ut förångare
- In förångare
- Ut kondensor
- In kondensor



Drifttid kompressor dygnssummor

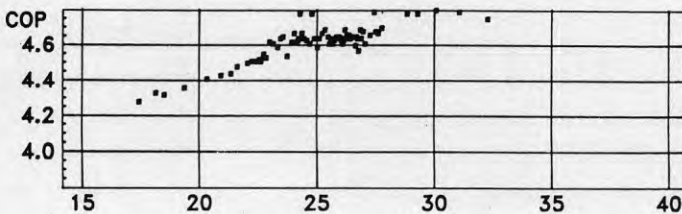
- Drifttid VP



Värmefaktor VM310/EE321

- COP Värmefaktor

1985 - augusti



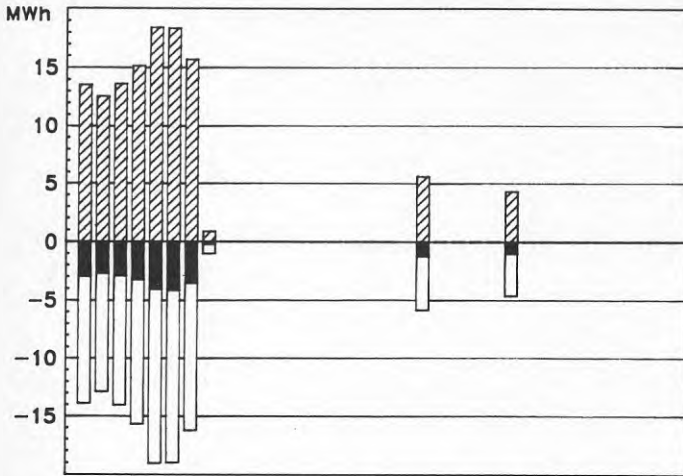
$$\text{COP} = f \cdot \text{COP}_{\text{carn}}$$

- COP Värmefaktor

$\text{COP}_{\text{carnot}}$

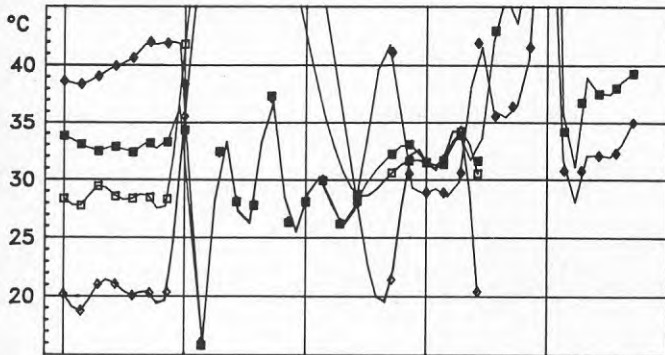
Fig 5.7

LUGNET VP1 1985-september



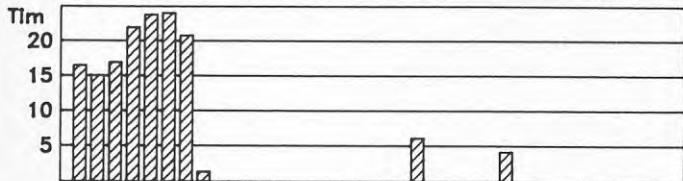
Energibalans dygnssummor

- Avgiven värme
- Upptagen värme
- El kompressor



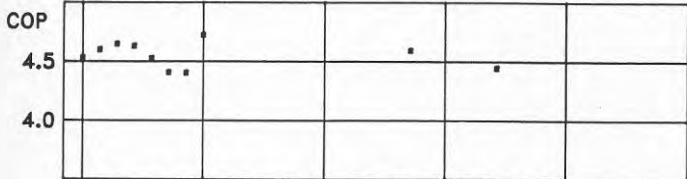
Energiviktade temperaturer

- Ut förångare
- In förångare
- Ut kondensor
- In kondensor



Drifttid kompressor dygnssummor

- Drifttid VP

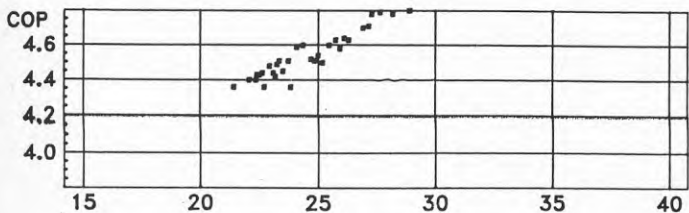


Värmefaktor VM310/EE321

- COP Värmefaktor

V 36 V 37 V 38 V 39

1985-september



$$COP = f \cdot COP_{carnot}$$

- COP Värmefaktor

COP_{carnot}

Fig 5.8

5.6 Speciella driftdata

I de diagram som redovisas på föregående sidor och som gäller för 1985 kan man observera följande:

Generellt gäller att alla värden avser dygnsmedelvärden för temperaturer och värmefaktor resp dygnssummor för energimängder. Det betyder t ex att en drifttid om 24 timmar innebär kontinuerlig drift hos värmepumpen.

VM310 = Från kondensor avgiven värme
 VM250 = I förångare upptagen värme
 EE321 = Elenergi till kompressormotor
 TV252.2 = Vattentemperatur utlopp förångare
 TV252.1 = Vattentemperatur inlopp förångare
 TV312.2 = Vattentemperatur utlopp kondensor
 TV312.1 = Vattentemperatur inlopp kondensor

COP = Värmefaktor för värmepumpen utan hänsyn till hjälpapparater, VM310/EE321.

COP_{carnot} = Den Carnotska värmefaktorn dvs värmefaktorn vid en tänkt ideal process vilken normalt tecknas:

$$COP_{\text{carnot}} = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

där temperaturen då anges i kelvin

Eftersom förångnings- resp kondenserings-temperaturerna inte mäts på värmepumpen i detta fall har man, för att få fram en tendens, använt medeltemperaturerna i förångare resp kondensor,

$$\text{där } T_1 = \frac{TV312.1 + TV312.2}{2} + 273,15$$

dvs kondensorns linjära medeltemp

$$\text{och } T_2 = \frac{TV252.1 + TV252.2}{2} + 273,15$$

dvs förångarens linjära medeltemp

Av vad som ovan sagts framgår, att beräkningsmetoden för uttrycket COP_{Carnot} gör, att det erhållna värdet egentligen skall betraktas mera som en fingervisning om kompressorns arbetsförhållande än ett värde på den Carnotska värmefaktorn.

COP_{Carnot} beräknas vidare på 4-timmarsvärden och inte på dygnsvärden som övriga poster.

Generellt för diagrammen gäller att de fyra övre figurerna har veckonummer angivna på den horisontella tidsaxeln medan den nedre figuren (förhållandet COP/COP_{Carnot}) inte har någon tidsaxel.

Man bör också observera, att respektive månadsdiagram oftast innehåller dygnsvärden både i början och slutet av diagrammet, som härrör från en annan månad, och därför återkommer i föregående resp efterföljande diagram.

I maj -85 börjar den egentliga driften den 20 maj (vecka 21). Mätvärden saknas helt eller delvis för 22-24 maj varför data saknas för dessa dagar. Värmepumpen har dock varit i drift hela denna tid med 100% kapacitet. Värmepumpen tas i drift ungefär en vecka före det datum då utomhusbadet öppnas. Under vecka 21 har därför hela värmepumpens kapacitet utnyttjats för att värma upp bassängerna.

I juni -85 stabiliseras ingående vattentemperatur till förångare på ca 30°C och utgående vattentemperatur från kondensor på ca 40°C. Värmefaktorn är också mycket konstant kring 4.5 med något lägre värden vid kortare drifttider.

Juli -85 börjar med en varm period. Drifttiderna på värmepumpen blir då mycket korta och värmefaktorn försämras. Det låga värmebehovet gör även att temperaturdifferensen i kondensor och förångare minskar. I vecka 30 höjs plötsligt kondensortemperaturen genom åtgärd från driftpersonalen. Även då sker en kraftig försämring av värmefaktorn vilken under månaden följande högsommar 4.8 som högsta dygnsvärde.

I augusti -85 är drifttiderna ganska konstanta och med dem även övriga mätvärden. I mitten av augusti, närmare bestämt den 16:e saknas ett dygnsvärde men värmepumpen har varit i drift ca 19 timmar med samma mätvärden som föregående dag.




I september -85 slutligen avslutas badsäsongen utomhus i och med vecka 36 dvs söndagen den 8:e. Den 22:a och 27:e förekommer viss provkörning varav provet den 27 redovisats under 5.4.2.

Som jämförelse redovisas i fig 5.9 och 5.10 månads-sammanställningen från aug -84 resp aug -83.





LUGNET VP1

1984 - augusti


Energibalans dygnssummor

-  Avgiven värme
-  Upptagen värme
-  El kompressor

Energiviktade temperaturer

-  Ut förångare
-  In förångare
-  Ut kondensor
-  In kondensor

Drifttid kompressor dygnssummor


-  Drifttid VP

Värmefaktor VM310/EE321

-  COP Värmefaktor

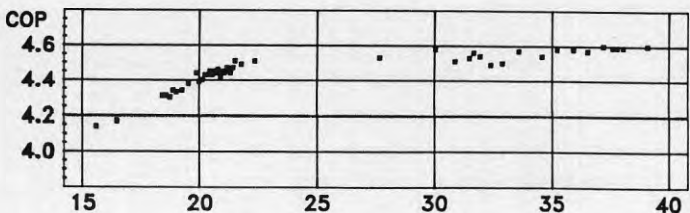
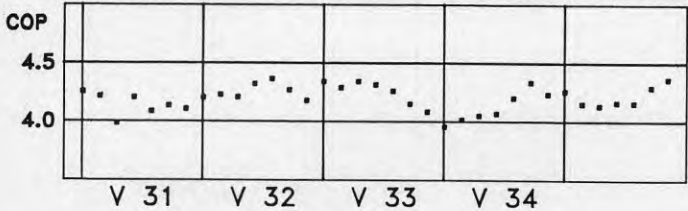
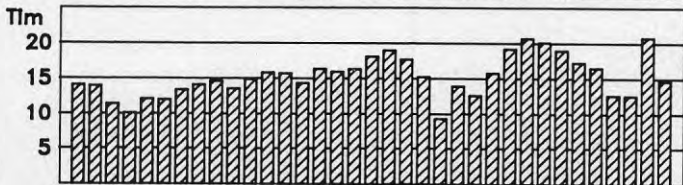
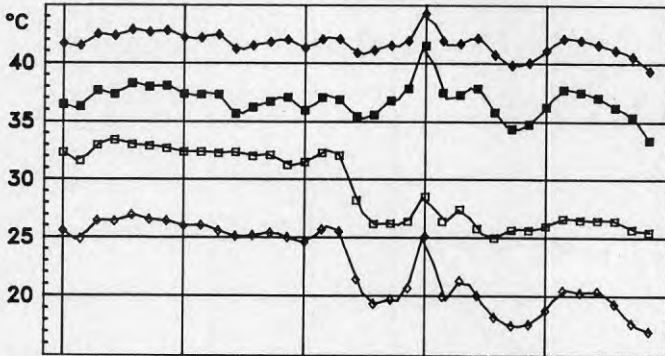
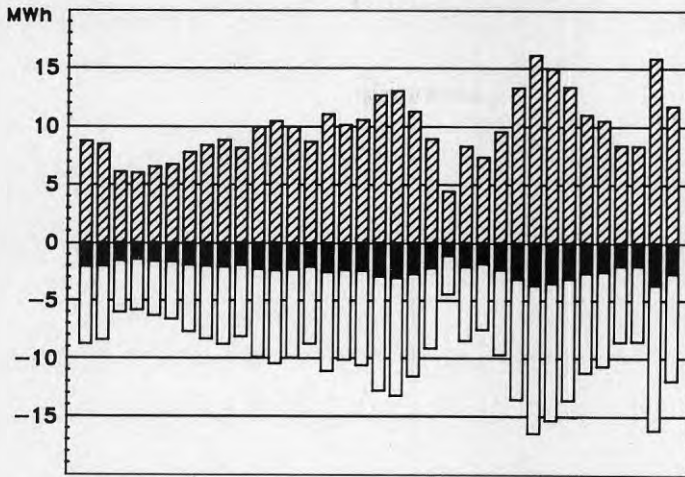
1984 - augusti

$$\text{COP} = f \cdot \text{COP}_{\text{carn}}$$

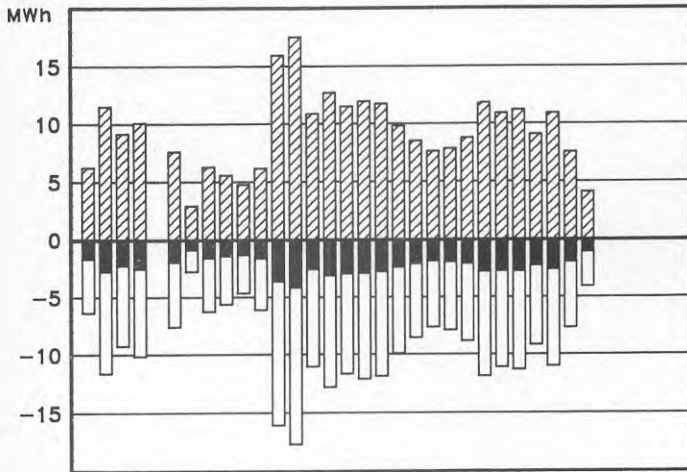
-  COP Värmefaktor

COP_{carnet}

Fig 5.9

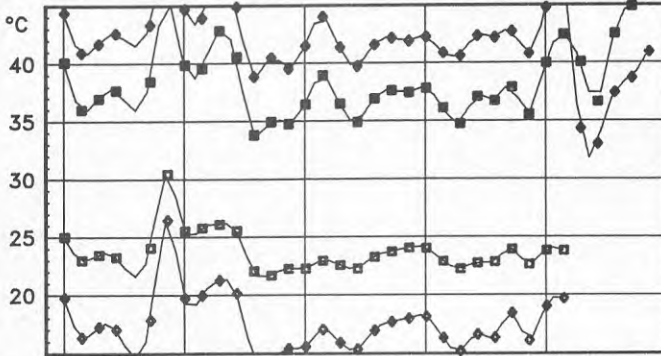


LUGNET VP1 1983-augusti



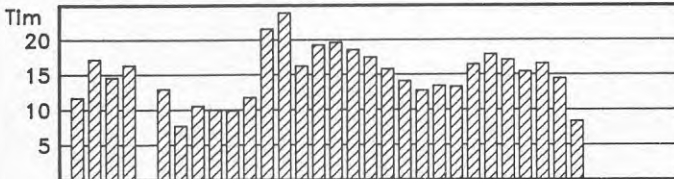
Energibalans
dygnssummor

- Avgiven värme
- Upptagen värme
- El kompressor



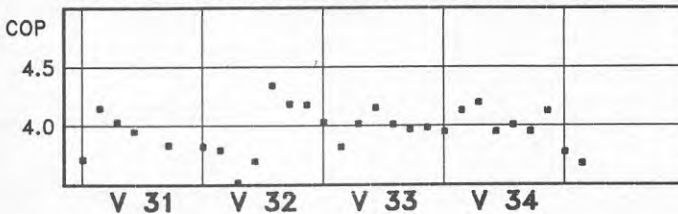
Energiviktade
temperaturer

- Ut förångare
- In förångare
- Ut kondensor
- In kondensor



Drifttid
kompressor
dygnssummor

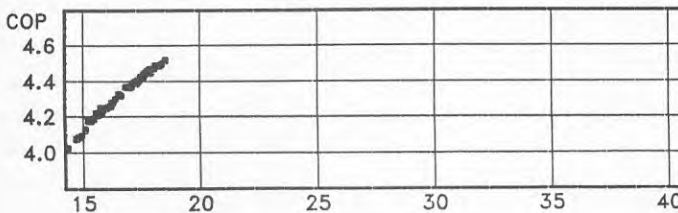
- Drifttid VP



Värmefaktor
VM310/EE321

- COP Värmefaktor

1983-augusti



$$COP = f \cdot COP_{carnot}$$

- COP Värmefaktor

COP_{carnot}

Fig 5.10

5.7 Värmefaktor över 4,5

Förutsättningarna för den värmepump som installerats på Lugnet är alltigenom goda,

- man har en värmekälla med hög temperatur (kondensorer i kylanläggning),
- man har en förbrukare som är väl lämpad för lågtemperatursystem (utomhusbad),
- man har en förbrukare som behöver värme den årstid då värmekällan (bandybanan) har största möjligheten att producera billig värme,
- avståndet mellan värmekälla och värmeförbrukare är överkomligt och inte minst viktigt,
- man har tillgång till driftpersonal och jourpersonal med teknisk erfarenhet av köldmediesystem.

Värmefaktorn har ofta i debatten tillåtits spela en avgörande roll, trots att andra faktorer har minst lika stor betydelse. Utnyttjningstiden t_{ex} har en helt avgörande betydelse för ekonomin i alla projekt. Även om lönsamheten alltid är beroende av relationen mellan värmefaktor och utnyttjningstid, har utnyttjningstiden väldigt ofta stjälpit för goda projekt med värmepumpar baserade på spillvärme.

För Lugnet är utnyttjningstiden inte imponerande - ca 1500 timmar under 1985 om värmepumpens effekt antas vara 900 kW (-85 års maxvärde enl mätdata) och den producerade energimängden 1354 MWh. Ser man däremot utnyttjningstiden i relation till den totala drifttiden, 1852 timmar under 1985, blir resultatet imponerande. Det betyder att värmepumpen under den tid den varit i drift oftast gått med full effekt.

Värmepumpens värmefaktor har vid mätningarna visat sig påverkas negativt av de traditionella faktorerna:

- höjd kondenseringstemperatur
- sänkt förångningstemperatur
- reducerad effekt, korta drifttider

Av dessa faktorer har kapacitetsbegränsningen haft en större inverkan än väntat. Detta framgår ganska väl av fig 5.12 och 5.13. I dessa figurer visas driftdata från sex dagar första säsongen -83 (vecka 32/33).

I fig 5.14 visas utomhustemperatur, sol och vind under perioden. Här ses tydligt den lägre utomhustemperatur som motiverar värmepumpens nära kontinuerliga drift i slutet av perioden och därmed goda värmefaktor. Även luftfuktigheten utomhus har registrerats kontinuerligt i Lugnet-anläggningen, men givarens dåliga tillförlitlighet är ett tillräckligt motiv för att inte redovisa resultatet här.



Fig 5.11
Mätvärdes-
givare för
utomhustempera-
tur och vind
mont på entre
vid ishall

Värmefaktorn för hela systemet, COP_{system} påverkas av nedanstående faktorer

- värmepumpens värmefaktor COP_{vp} , vilken behandlats ovan
- energiförbrukningen i hjälpapparater, som dock är relativt liten och ganska konstant
- tillgången till "gratis" kondensorvärme från ishallens kylmaskiner är beroende av halltemperaturen och kan vissa perioder med litet värmebehov vara så stor, att värmepumpens förångare helt försörjs med denna spillvärme
- om värmepumpens förångare kräver mera värme än spillvärmens från ishallen, produceras denna värme via bandybanans kompressorer K1-K3 vars värmefaktor då kommer att påverka COP_{system} .

Fig 5.12 Driftdata för värmepump vecka 32 i aug 1983

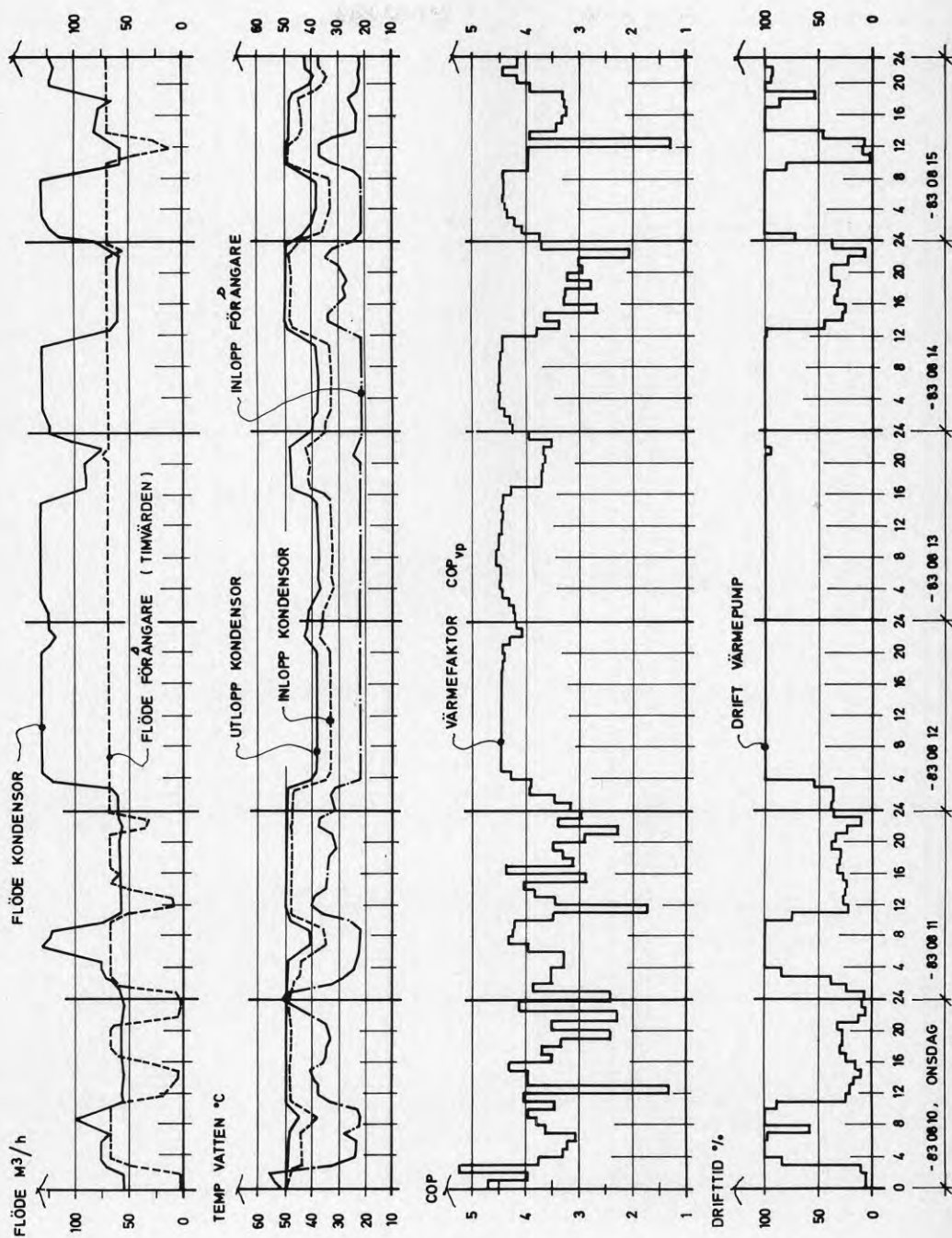


Fig 5.13 Energiflöden för värmepump vecka 32 i aug 1983

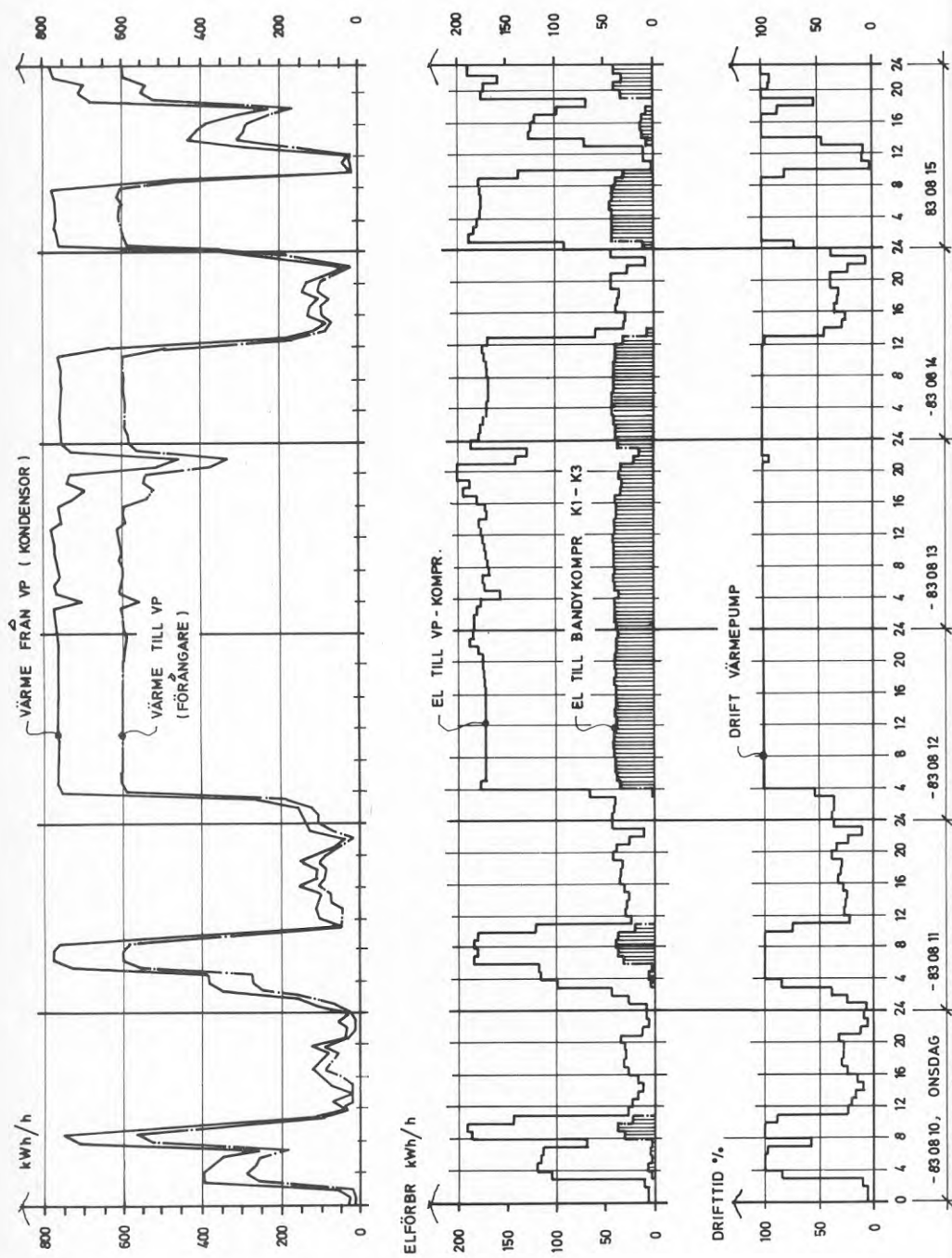
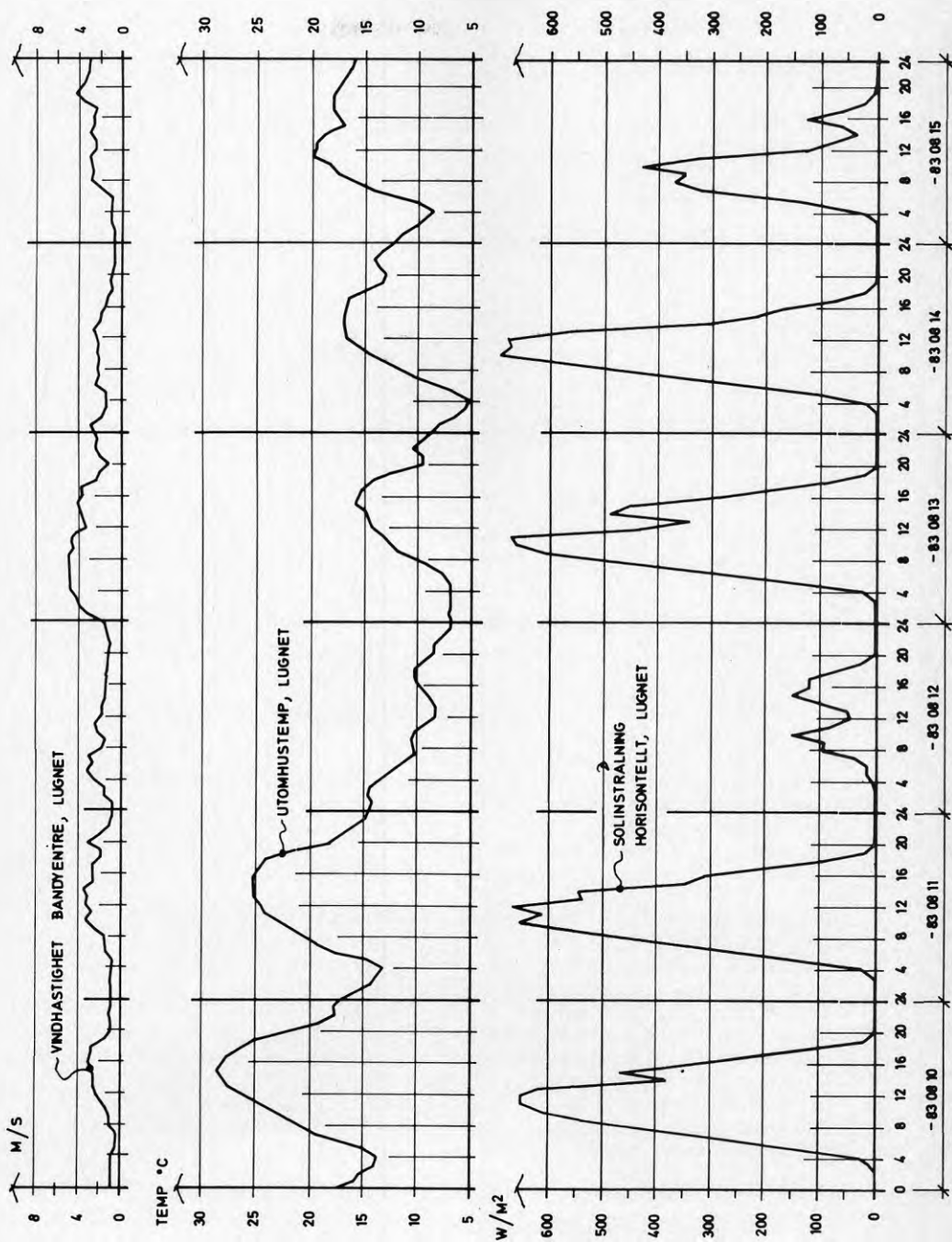


Fig 5.14 Väderdata för Lugnet vecka 32 i aug 1983



Tabell 5.2 Medelvärmefaktorn (månadsvärden) för COP_{vp} och COP_{syst} under perioden 1983-1985 i de fall representativa mätvärden existerar.

År/mån	Drift tid VP1 tim	Värme kond VP1 MWh	El kompr VP1 MWh	El kompr K1-K3 MWh	El hjälp app MWh	COP vp	COP syst
1983/8	449	278	70	11	4	3,97	3,27
1984/5	250	181	41	18	2	4,41	2,97
6	414	285	66	27	5	4,32	2,91
7	442	296	69	14	5	4,29	3,36
8	470	302	72	17	5	4,19	3,21
9	36	26	6	1	1	4,33	3,25
År -84	1612	1090	254	77	18	4,29	3,12
1985/5	203	172	39	16	2	4,41	3,03
6	460	332	73	33	6	4,55	2,96
7	440	290	65	33	6	4,46	2,79
8	575	425	93	41	5	4,57	3,06
9	174	135	30	13	3	4,50	2,93
År -85	1852	1354	300	136	22	4,51	2,96

I tabellen ovan avses med hjälpapparater, pumparna P2 och P4 samt ammoniakpumpar.

Tabellen visar på ett motsatsförhållande. Samtidigt som värmepumpens värmefaktor blivit bättre år från år har hela systemets värmefaktor försämrats! Försämringen kan i huvudsak härledas till ökad energiförbrukning för bandykompressorerna K1-K3.

Försämringen från 1983 till 1984 beror förmodligen på ett alltför litet urval av representativa mätvärden under det första året. Försämringen 1985 är lättare att härleda och beror på ändrade driftförhållanden. I stället för att använda ishallens kylkompressor utnyttjas bandykompressorerna även för uppfrysning av ishallen (via tubpannan för utomhusrinken). För att säkerställa kondensering vid detta driftfall måste utomhuskondensorn KD1 vara inkopplad i serie med KD2. Förutom rena förluster i KD1 blir det svårare att tolka mätresultaten.

Bandykompressorerna och dess driftdata redovisas utförligare under kap 9.

5.8 Ekonomi - värmepumpsystem

5.8.1 Anläggningskostnad

I anläggningskostnaden ingår värmepump med styrutrustning, tryckhållningssystem EXP2, cirkulationspump P1 och P4, rör för anslutning av förångare samt rör-system fram till kulvert. Maskinrumskostnad ingår med 1/3 av total kostnad.

Rörinstallationer (RE)	166 000
Värmepump (KE)	510 000
Styrutrustning (STYR)	86 000
Elektriska installationer (EE)	38 000
Maskinrum (BE)	117 000
Ventilation (LE)	23 000
	<hr/>
Entreprenadkostnad 1982, kr inkl moms	940 000

5.8.2 Besparing mot befintlig anläggning

Installationerna i BFR-projektet utfördes i en befintlig anläggning, varför energikostnaden nu bör jämföras med den som skulle gällt om inte ombyggnaden utförts. Energiförbrukning i befintlig och ny anläggning behandlas utförligt i kap 14.

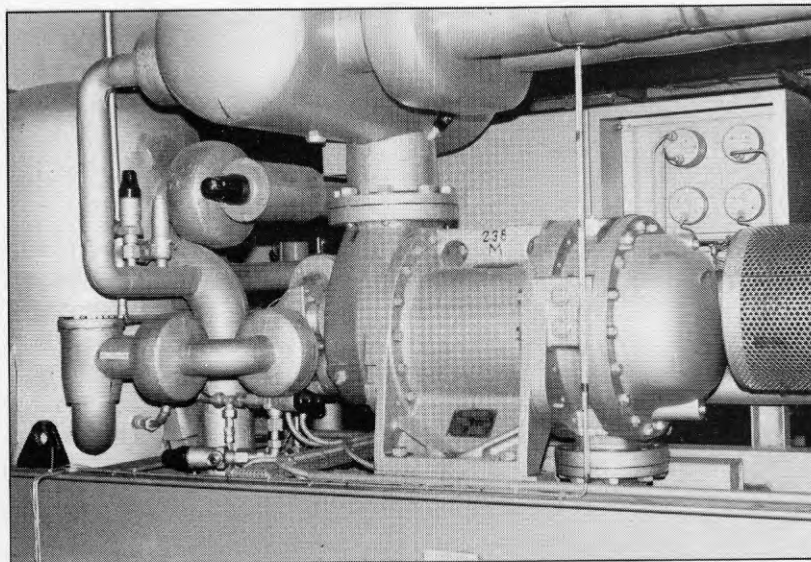


Fig 5.16 Detalj av värmepumpens skruvkompressor. Längst till vänster ses oljeavskiljaren.

Tabell 5.3 Kostnaden för energi i ny anläggning under maj-sept 1985.

Tillförd energi (maj-sept)	Mängd MWh	Å-pris kr/MWh	Kostnad ca kr
Värmeproduktion VVX1	10	0	0
Värmeproduktion KD4/KD6, direkt	26	0	0
Värmeproduktion KD2, direkt	17	0	0
Reservmatning från sporthall	87	205	17 800
Pumpenergi, el *)	71	271	19 200
Värmepump, kondensorvärme	1 354	-	-
Värmepump, el kompressor	300	189	56 700
Bandykompr el K1-K3	136	189	25 700
Summa kostnad i ny anläggning år -85			119 400

*) Pumpenergi omfattar elenergi för P1, P2, P4 och ammoniakpumpar i ishall samt P1A och P1B i utomhusbad (sporthall).

Tabell 5.4 Kostnaden för förbrukad energi med befintlig anläggning.

Förbrukad energi (maj-sept)	Mängd MWh	Å-pris kr/MWh	Kostnad ca kr
Värme i ishall	155	297	46 000
Varmvatten i ishall	17	297	5 000
Värme under isbanor	10	0	0
Varmvatten sporthall	148	205	30 300
Värme i utebad	1 177	205	241 300
Pumpenergi, el *)	49	271	13 300
Summa kostnad i bef anläggning år -85			335 900

*) Pumpenergi el omfattar beräknad energiförbrukning för pumparbete utomhusbad (motsv P1+P1A).

Besparing i värmepumpsystem perioden maj-sept 1985:

Kostnad i bef anläggning -85, kr	335 900
Kostnad i ny anläggning -85, kr	119 400
	<hr/>
Besparing under perioden, kr	216 500

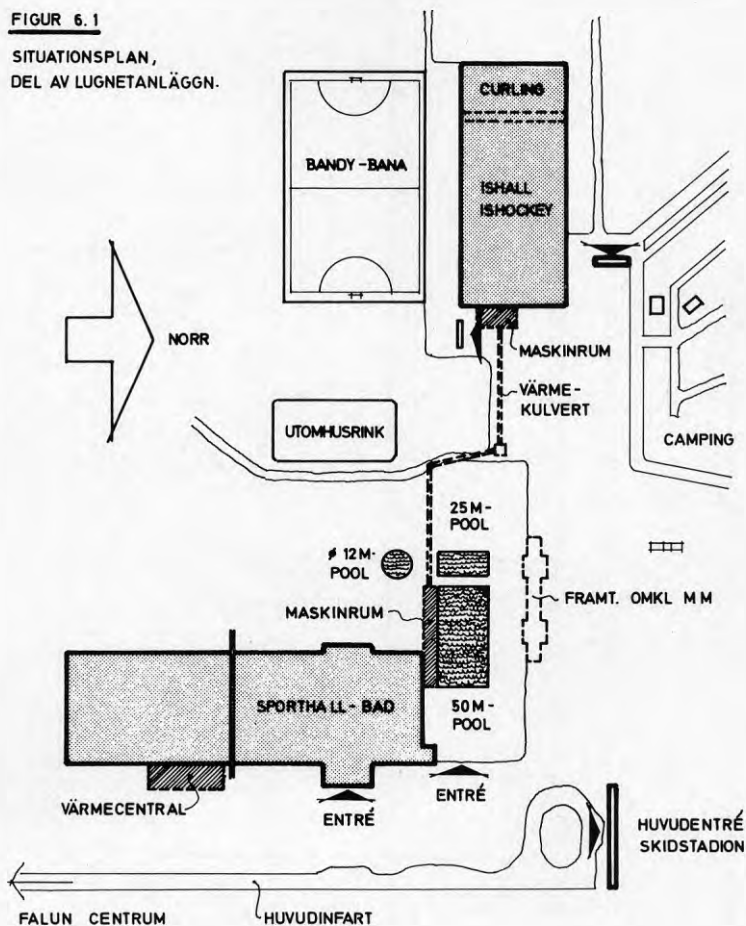
6 MASKINRUM UTOMHUSBAD

6.1 Tekniska data

Maskinrummet för utomhusbadet ligger under markplanet längs hela 50-metersbassängen och byggdes samtidigt med bassängerna. Installationer som t ex värmepumpar dimensionerades inte ursprungligen för det extrema lågtemperatursystemet, som nu försörjer utomhusbadet med värme. I experimentbyggnadsprojektet har ingått värmepumpar för reservmatning av värme från sporthall samt ny tappvarmvattenberedning med ackumulering för hela sporthallen.

Avloppsvärmepump installerades samtidigt som utomhusbadet byggdes, och ett mätprogram med en utvärdering av dess funktion ingår i detta BFR-projekt.

FIGUR 6.1

SITUATIONSPLAN,
DEL AV LUGNETANLÄGGN.

FIGUR 5.2
MASKINRUM, UTEBAD
FLÖDESSKEMA

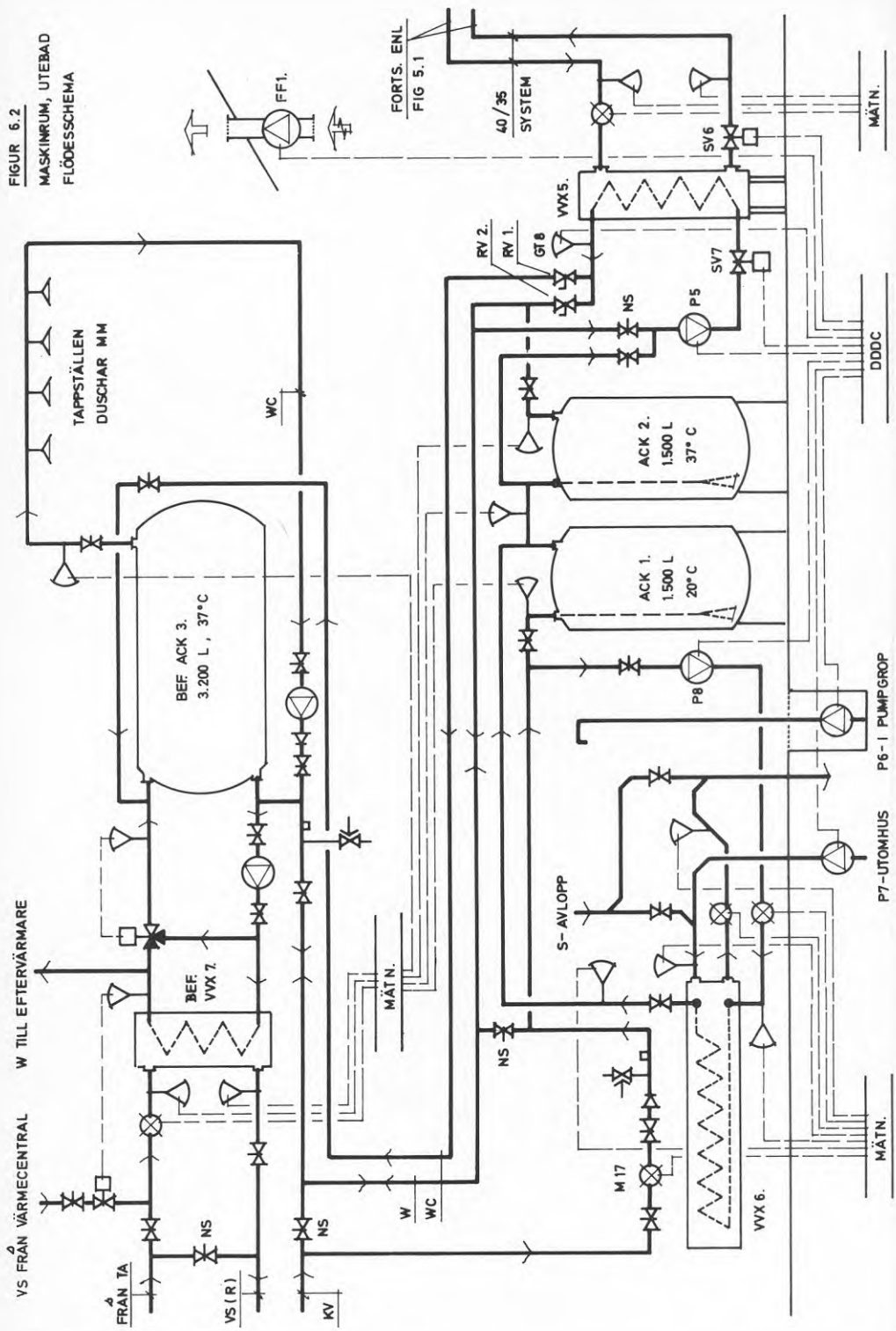


FIG 6.3 MÅTT PÅ UTMOMHUSBASSÄNGER

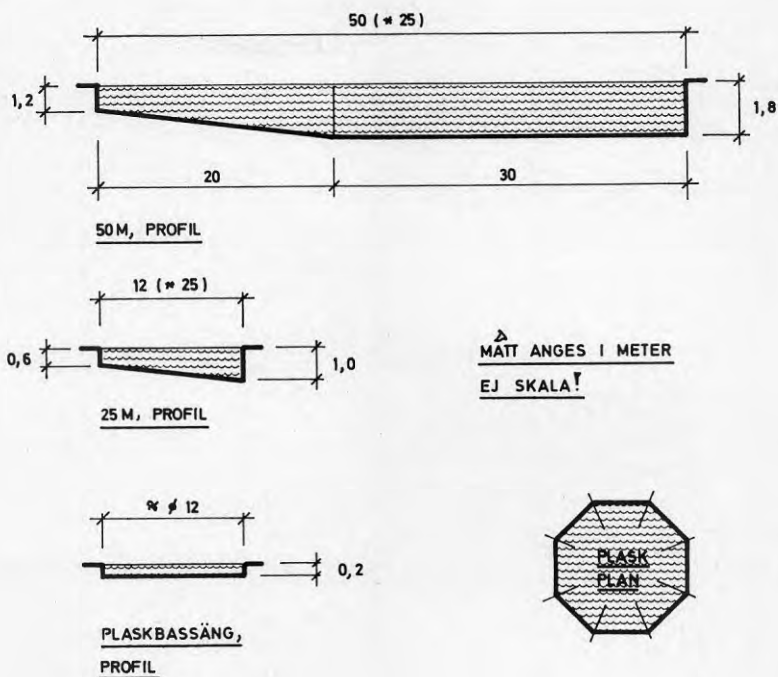


Fig 6.4 Vy över utomhusbadet med 25 m-bassängen i förgrunden. Bassängerna är utförda av helsvetsad rostfri stålplåt utan isolering mot mark.

VVX1 - utomhusbad, reservvärme:	
typ	P3-HDS, 106 plattor
effekt	1500 kW
prim	80/35°C, 28,7 m ³ /h
sek	30/40°C, 129 m ³ /h
VVX2 - utomhusbad, 25 m-bassäng:	
typ	P2-HV, 144 plattor
effekt	370 kW
prim	40/31,2°C, 36 m ³ /h
sek	26/34,8°C, 36 m ³ /h
VVX3 - utomhusbad, plaskbassäng:	
typ	P2-HV, 141 plattor
effekt	141 kW
prim	40/33°C, 18 m ³ /h
sek	28/35°C, 18 m ³ /h
VVX4 - utomhusbad, 50 m-bassäng:	
typ	P3-HV, 178 plattor
effekt	1148 kW
prim	40/29°C, 90 m ³ /h
sek	24/35°C, 90 m ³ /h
VVX5 - utomhusbad, tappvarmvatten:	
typ	SKR 252-1,5-VS
effekt	376 kW
prim	40/34°C, 54 m ³ /h
sek	10/37°C, 12 m ³ /h
VVX6 - utomhusbad, avloppsvärmeväxlare:	
typ	AKV 6*6, dubbelrör
tillverkn	Isakssons, Borlänge
rörmaterial	rostfritt 18/8-stål
effekt	188 kW, intermitent
prim, avlopp	30/24°C, 27 m ³ /h
sek, tappvatten	8/17°C, 18 m ³ /h
tryckfall	1 mvp, prim/sek
VVX7 - sporthall, tappvarmvatten:	
typ	SKR 333-1-VF
effekt	565 kW
prim	70/50°C, 24 m ³ /h
sek	10/37°C, 18 m ³ /h

Cirkulationspump P1A - utomhusbad:

typ	VM62, 3 kW
kapacitet	19 m ³ /h, 24 mvp

Cirkulationspump P1B - utomhusbad:

typ	VM156/442, 11 kW
kapacitet	110 m ³ /h, 18 mvp

Cirkulationspump P5 - utomhusbad:

typ	KKT62, 1,5 kW
kapacitet	12 m ³ /h, 16 mvp

Avloppspump P7 - utomhusbad:

typ	CP 3085, 2,0 kW
kapacitet	27 m ³ /h, 10 mvp

Cirkulationspump P8 - utomhusbad:

typ	VM62/425, 1,1 kW
kapacitet	10 m ³ /h, 5 mvp

6.2 Funktion tappvarmvattenberedning och utomhusbad

Systemkoppling framgår av fig 5.1 och 6.2. Funktioner vid reservmatning av värme från sporthallens värmecentral har berörts tidigare i kap 5.2, och har vid praktisk drift omarbetats flera gånger.

Badvattentemperaturen i bassängerna regleras som en kaskadreglering, där framledningstemperaturen styrs med ledning av temperaturen på returvattnet. Den långa omloppstiden i systemet motiverar att regleringen styrs även av väderdata dvs utetemperatur, luftfuktighet, solinstrålning och vindhastighet. Givare för dessa data kommer eventuellt att kopplas till systemet i framtiden

Tappvarmvattenberedningen är gemensam för både sim- och sporthall samt utomhusbad. Den är uppdelad i tre steg med var sin ackumulator där tappvatten av olika temperatur lagras. Allt tappvarmvatten som förbrukas passerar flödesmätare FMM17. Det vatten som skall värmas fortsätter in i botten av ACK1. Avloppspump P7 och cirkulationspump P8 drivs intermitent och startas alltid samtidigt. När P8 startas tas således kallt vatten från botten av ACK1 och pumpas genom värmväxlare VVX6 och värms där av avloppsvattnet. Tappvattnet fortsätter sedan in i toppen av ACK1 eller vidare till ACK2 om tappvarmvatten förbrukas i anläggningen. Avloppsvattnet som kylts i värmväxlaren fortsätter via avloppet ut ur anläggningen.

Den här tekniken att samköra primär- och sekundärvattnet med kända flöden är en förutsättning för att få en god lönsamhet vid denna energiåtervinning. Den företagna utvärderingen kan också ges en betydligt större status i och med att en viss fortfarighet uppnås under pumpperioderna.

Pump P5 har kontinuerlig drift och pumpar tappvarmvattnet från ACK2 genom värmeväxlare VVX5 där det värms av värmevatten från värmepumpsystemet. Det värmda vattnet lagras i ACK2 eller fortsätter till ACK3 då tappvarmvatten förbrukas i anläggningen.

Tappvarmvattnet i ACK3 eftervärms vid behov i VVX7 enligt samma princip som i ACK1 och 2 men då med värmevatten från sporthallens värmecentral, som i denna anläggning är den dyraste energiformen. Utgående tappvarmvatten skall hålla en temperatur av min +37°C.

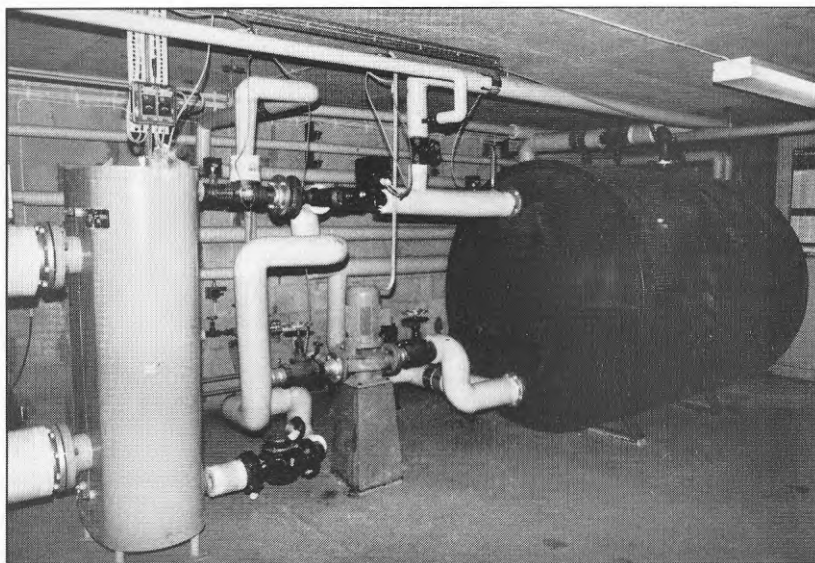


Fig 6.5 Värmeväxlare VVX7 och ackumulator ACK3 tillhör den ursprungliga tappvarmvattenberedningen och är placerade i fläktrummet på övre plan.

6.3 Problem med värmeväxlare

Värmeväxlare VVX2 t o m VVX4 värmer vattnet i utomhusbassängerna på så sätt, att en del av det badvatten som passerat reningsfiltren shuntas till resp värmeväxlare. Det innebär, att det vatten som passerar värmeväxlaren och som skall värmas, måste värmas till en högre temperatur än den som behövs på badvattnet tillbaka till resp bassäng.

När värmeväxlarna dimensionerades förutsattes uppvärmning ske med värmevatten från sporthallens värmecentral med tilloppstemperatur min 80°C. Det innebär små shuntflöden och små värmeväxlare. Vid installationen utökades dock värmeväxlarna för att vara bättre anpassade till det då planerade lågtemperatursystemet från ishallen.

Den första sommaren med inkoppling till värmepumpsystemet från ishallen, visade det sig dock, att de dimensioneringsdata för bassängernas värmeförluster, som valts ur känd litteratur, gav för låga värden i förhållande till verkligheten.

Till nästa sommar utökades både cirkulationspumpar och värmeväxlare så, att bassängtemperaturerna kunde upprätthållas. Fördelen blev samtidigt att framledningstemperaturen i värmepumpsystemet kunde sänkas och förutsättningarna för värmepumpen förbättras.

6.4 Avloppsvärmeväxlare

6.4.1 Beprövad konstruktion

Värmeväxlaren VVX6 är mycket enkelt uppbyggd i rostfritt stål med ett innerrör diam 70*2 mm där avloppsvattnet passerar. Ytterröret har diametern 103*1,5 mm och det kalla tappvattnet passerar motströms avloppsfloppet i manteln mellan ytter- och innerrör. Växlaren tillverkas i önskad längd och finns installerad i ett flertal anläggningar sedan många år tillbaka.

Varje tubböj på avloppssidan är demonterbar via en vanlig skruvkoppling för att möjliggöra inspektion och eventuell rengöring. De mätningar som utförts på växlaren i denna anläggning visar vilken förbättring av verkningsgraden, som erhålls efter en mycket noggrann rengöring.

Generellt bör dock inte rengöringsintervallerna utelämnas. I Lugnet pumpas allt spillvattenavlopp genom värmeväxlaren alltså även från toaletter, kafeteria etc. Möjligen kan de grövre beståndsdelarna i spillvattnet ha en "rens"-effekt på innerröret, speciellt som avloppsfloppet får en hög hastighet genom värmeväxlaren (ca 2,3 m/s).

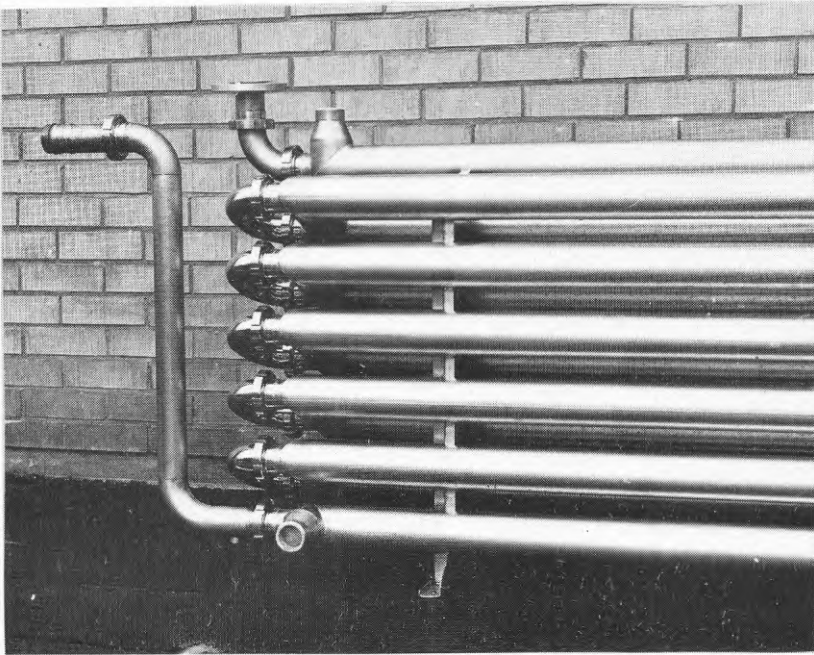


Fig 6.6 Värmeväxlare för avloppsvatten av samma typ som VVX6. På bilden syns anslutningarna samt de böjar som kan demonteras vid rengöring.

6.4.2 Värmetekniska data, momentanvärden

Under två dagar i november 1985 utförde MCE en specialtest av VVX6, där mätvärden registrerades med ett intervall av ca 10,2 sekunder mot normalt 5 min. De mätvärden som tas var 5:e minut lagras normalt endast som timvärden med flöden, värmemängder etc summerade och med temperaturer som medelvärden.

Avloppspump P7 startar på impuls från avloppsnivån i den pumpgrop där den är monterad. Samtidigt med P7 startas P8. Eftersom avloppsvärmeväxlaren arbetar så intermitent, har den standardiserade mätvärdesinsamlingen vissa brister. På nätterna har P7 och P8 ofta inte varit i drift alls, medan pumparna under dagtid startar ca 30 gånger. Den sammanlagda drifttiden blir därmed lika varierad, eller från 0 sek/timme till 3160 sek/timme (!) som maxvärde 1985.

För att mätningarna skall bli så riktiga som möjligt i ett driftfall som detta, bör flöden på primär- och sekundärsida mätas kontinuerligt men temperaturer endast en viss tid *efter* pumpstart och sedan fram till pumpstopp. Denna mätmetod praktiserades vid MCE:s intensivmätning i november och redovisas delvis i fig 6.7 och 6.8.

FIG 6.7 DATA VVX6, FÖRE RENGÖRING.

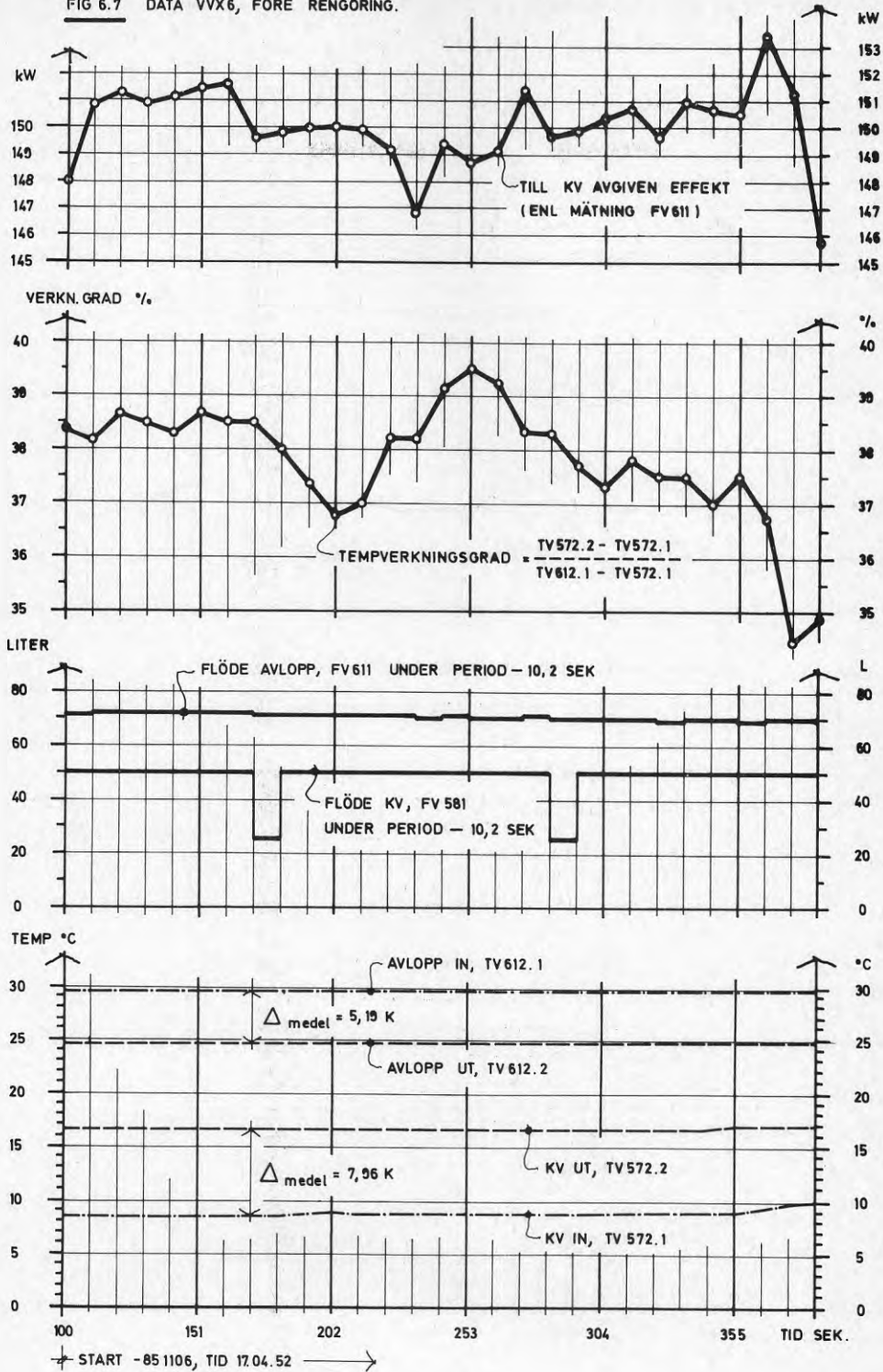
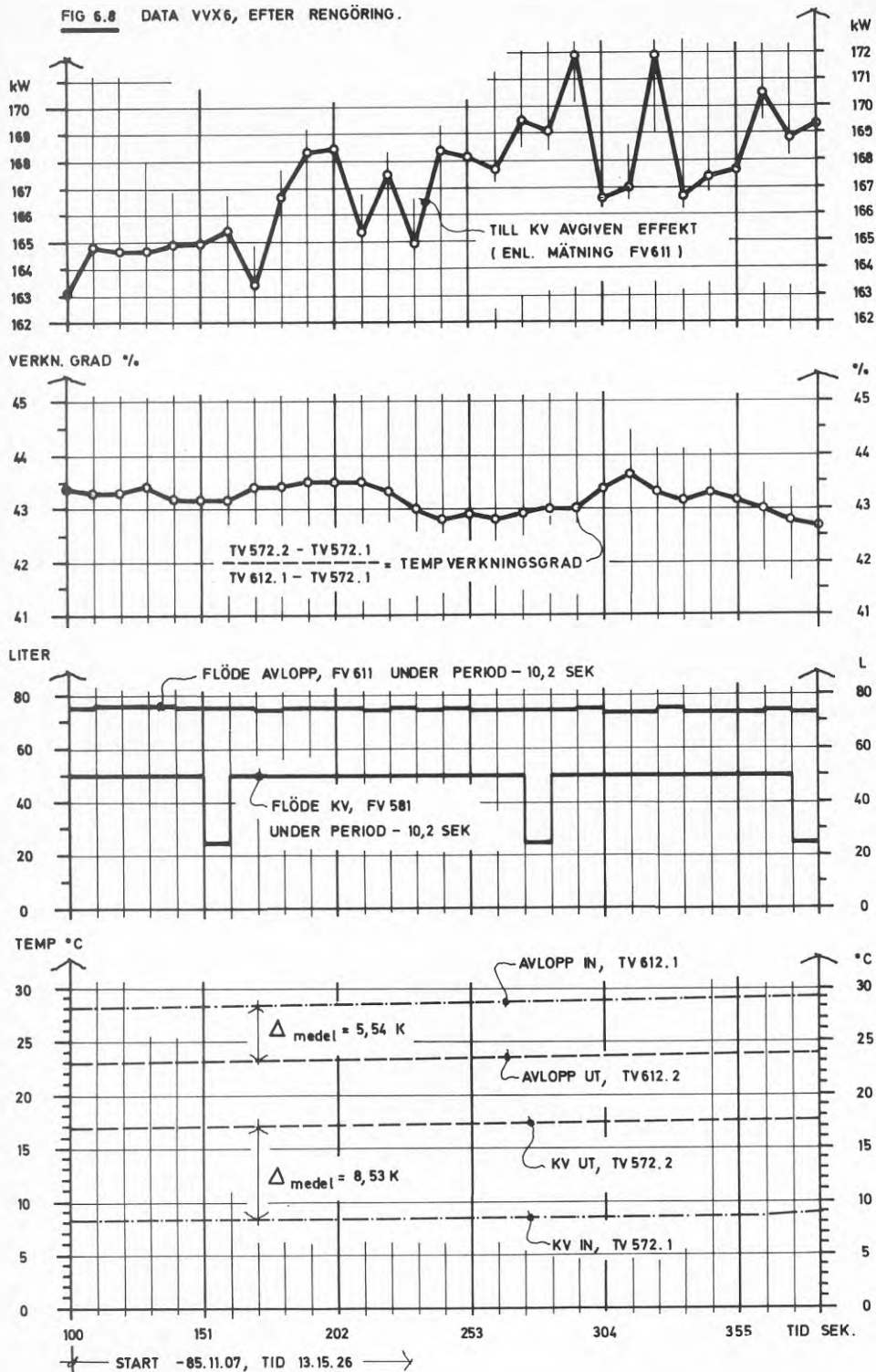


FIG 6.8 DATA VVX6, EFTER RENGÖRING.



Kommentarer till intensivmätning

Vid intensivmätningarna utfördes sammanlagt tio prov varav:

- 6 st före rensning, dat 851106
- 4 st efter rensning, dat 851107

Av dessa redovisas i diagram det första före rensning och det första efter rensning. De är dock inte valda för att vara representativa betr erhållna mätvärden. I figurerna redovisas temperaturer och flöden på både primär (avlopp)- och sekundärsida (kv) samt därur beräknad effekt.

Mätperiodens längd är ca 10,2 sek och av proven redovisas i diagram 28 perioder fr o m 100 sek och framåt. Mätningarna började redan i samband med start av pumparna P7 och P8, men den egentliga mätperioden påbörjades först efter 100 sek, för att undvika pendlingarna under insvängningsförloppet.

Temperaturerna är relativt konstanta med en svag höjning under hela mätperioden. Det stora temperaturomfånget i diagrammen medger inte så noggrann återgivning av temperaturerna.

Avloppsflödet mäts med induktiv flödesmätare varför även små variationer i flödet kan registreras. Variationerna är dock inte stora, men påverkar trots detta effektkurvan.

Kallvattenflödet mäts med en vinghjulsmätare av Woltmantyp med kontaktverk. Som ganska väl framgår av diagrammen är upplösningen, dvs flödet per puls 25 liter för kontaktverket. Under perioden 10,2 sekunder registreras oftast två pulser dvs 50 liter, men med 10-12 perioders intervall endast en puls dvs 25 liter.

Temperaturverkningsgraden visas i diagrammen som temperaturhöjningen på kallvattnet dividerad med temperaturdifferensen mellan "avlopp in" och "kallvatten in". Efter rengöring (fig 6.8) är temperaturverkningsgraden avsevärt högre än före rengöringen. Som visas i tabell 6.1 resp 6.2 är skillnaden beräknad över samtliga prov 5,7 %-enheter, med en redovisad ökning från 36,9 % före rengöring till 42,6 % efter rengöring.

Värmeväxlarens effekt beräknas och anges i diagram efter den värmemängd som avges på primärsidan (avlopp). Det är inte helt korrekt, men ger en jämnare återgivning av effekten, tack vare att flödesmätaren ger en analog signal motsvarande aktuellt flöde. Om man skulle ange effekten efter kallvattenmätningen skulle varje 10,2-sekundersperiod (med 2 registrerade pulser) visa en något för hög effekt, medan ungefär var 11:e period skulle få halverad effekt (1 puls). Medelvärdesberäkningen över ett stort antal perioder visar dessutom på en något *högre* effekt på sekundärsidan (kallvattensidan).

Tabell 6.1 Prov av avloppsvärmeväxlare VVX6 före rengöring, medelvärden 85-11-06.

Prov nr/ antal mättn	Primärt (avlopp)			Sekundärt (kv)		Temp verkn grad %
	Flöde /prov m ³	Temp dT _V °C	Effekt /prov kW	Flöde /prov m ³	Temp dT _V °C	
1/34	2,393	5,19	149,1	1,625	7,69	37,1
2/30	2,097	4,92	140,4	1,450	7,50	37,8
3/34	2,452	5,06	148,3	1,625	7,52	37,1
4/26	1,825	4,95	141,9	1,250	7,10	36,4
5/28	1,968	4,86	139,3	1,325	6,80	35,8
6/35	2,475	5,25	151,1	1,675	7,90	37,4
Tot	13,210	5,04	145,0	8,950	7,42	36,9

Tabell 6.2 Prov av avloppsvärmeväxlare VVX6 efter rengöring, medelvärden 85-11-07.

Prov nr/ antal mättn	Primärt (avlopp)			Sekundärt (kv)		Temp verkn grad %
	Flöde /prov m ³	Temp dT _V °C	Effekt /prov kW	Flöde /prov m ³	Temp dT _V °C	
7/39	2,878	5,54	166,8	1,875	8,53	42,3
8/40	2,929	5,65	168,2	1,925	9,08	42,6
9/24	1,739	4,96	146,7	1,150	7,49	41,7
10/23	1,671	4,75	140,8	1,100	7,91	43,8
Tot	9,217	5,23	155,6	6,050	8,25	42,6

Kommentar till tabell 6.1 och 6.2

- 1/39 avser alltså prov nr 1 innefattande totalt 39 mätningar (med ca 10,2 sekunders intervall).
- Flöde, avser sammanlagt flöde för alla mätningar.
- Temp dT_V, avser temperaturdifferens mellan inkommande och utgående media och anges som medelvärde för samtliga mätningar.
- Effekt, avser på samma sätt som i diagrammen den effekt som avges på primärsidan (avlopp).

- Temperaturverkningsgrad anges som medelvärde för samtliga mätningar och tecknas

$$\eta = \frac{TV572.2 - TV572.1}{TV612.1 - TV572.1} * 100$$

6.4.3 Mätnoggrannhet

För att få en uppfattning om mätningarnas tillförlitlighet under intensivmätningen tecknades kvoten

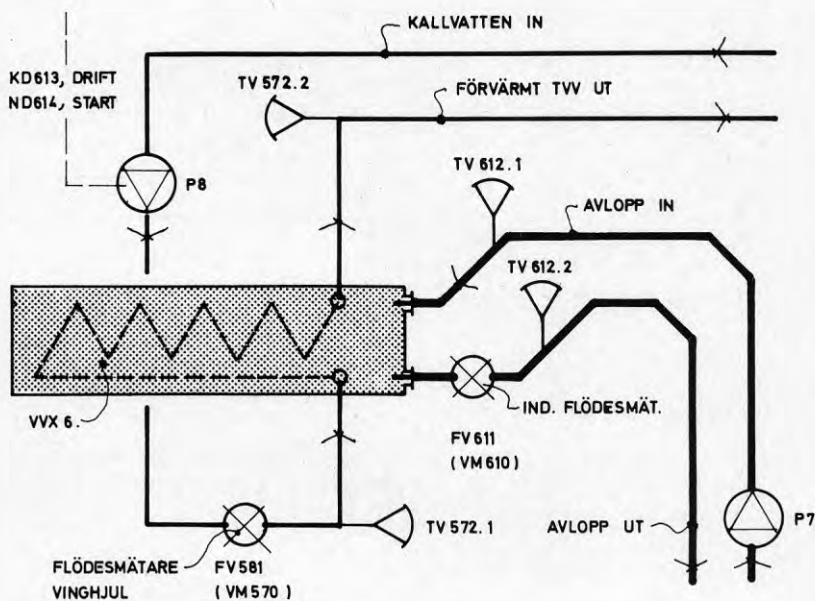
VM570/VM610

där VM570 = värmemängden sek (kallvatten)

VM610 = värmemängden prim (avlopp)

Dessa värmemängder registrerades helt oberoende av varandra med skilda givare för ingående parametervärden, se fig nedan.

Fig 6.9 Beteckningar på mätvärdesgivare vid VVX6



Prov nr 1,	kvot VM570/VM610 = 101,1
2,	= 105,9
3,	= 99,1
4,	= 98,7
5,	= 94,5
6,	= 102,4
7,	= 100,9
8,	= 106,3
9,	= 101,0
10,	= 110,1
Medelvärde,	kvot VM570/VM610 = 102,0

Vissa av proven redovisar således ett mätfel på maximalt 10% men här spelar antalet registrerade perioder in. Flödesmätaren för kallvatten spelar här en avgörande roll med sin "dåliga" upplösning. Om alla registreringar i varje prov tas med blir mätfelet avsevärt lägre och lägger sig då på medelvärdet över samtliga prov ca 2%.



Fig 6.10 Flödesmätare FV581 var tyvärr ur funktion det första halvåret 1985. Felet var - som så ofta - smuts i spalten mellan vinghjul och mätarhus.

6.4.4 Återbetald efter några år

Den nuvarande mätvärdesinsamlingen har för VVX6 pågått samma tid som övriga mätningar i Lugnetprojektet. Här nedan lämnas några mätvärden för 1985.

Tabell 6.3 Data för VVX6 år 1985

Mån	Drift P7,P8 KD613 tim	Avlopp flöde FV611 m ³	Tvv förbr tot m ³	Andel FV581/ /FV611 %	Värme energi VVX6 MWh	Temp verkn grad %
01	117	2580	737	27	14,6	41
02	132	2978	722	24	13,5	37
03	124	2771	709	26	12,9	38
04	81	1955	571	29	10,6	46

05	67	1734	525	30	7,6	50
06	26	676	272	40	1,5	49
07	38	1066	339	32	2,3	42
08	29	778	285	37	3,2	47

09	75	1993	451	23	10,2	48
10	115	2911	718	25	14,8	44
11	102	2657	689	26	16,7	49
12	86	2185	641	29	14,9	47

År	992	24284	6659	27	122,8	45

I tabell 6.3 ovan har temperaturverkningsgraden beräknats, sedan alla timvärden eliminerats där drifttiden för P8 varit mindre än 1000 sek/timme. För att överhuvudtaget erhålla ett mätvärde i augusti, har motsvarande gräns valts 360 sek/timme.

Det måste poängteras, att den beräkning av temperaturverkningsgraden som sker i tabell 6.3 utgår från timmedelvärden för temperaturer, som lider av de mätfel, vilka beskrivits tidigare. Angivna verkningsgrader får därför ej användas för beräkningar eller generaliseringar. För sådana ändamål skall ovillkorligen användas fig 6.7 och 6.8 samt tabellerna 6.1 och 6.2.

Gränsvärden 1985

P8, antalet starter	max 45 st/dygn
P8, drifttid	max 3163 sek/h
Energi, VM570	max 142 kWh/dygn
Flöde kallvatten, FV581	max 14,7 m ³ /h
Flöde avlopp, FV611	max 20,5 m ³ /h max 144 m ³ /dygn max 803 m ³ /vecka
Temp in kv, TV572.1	max 28,5 °C min 2,4 °C
Temp in avlopp, TV612.1	max 31,0 °C min 8,8 °C

Den maximala andelen värmeenergi som tillförts kallvattnet är 28% av det totala energibehovet för uppvärmning av tappvarmvatten baserat på dygnsvärden.

Under år 1985 har 123 MWh tillvaratagits i VVX6. Besparingen kan beräknas till 35000 kr i 1985 års energipriser från värmecentralen i sporthallen. Den värmeväxlare som installerats har en verkningsgrad runt 40% på årsbasis. Med den höga installationskostnaden som förelåg i Lugnetanläggningen borde dimensioneringen av värmeväxlaren optimerats så, att verkningsgraden legat på ca 80%. Eftersom installationskostnaden oftast är mycket högre än kostnaden för själva växlaren, skall dimensioneringen av värmeväxlarens totala längd alltid optimeras från fall till fall.

Installationskostnaden för VVX6 finns ej dokumenterad eftersom den inte ingick i det egentliga BFR-projektet. Enbart värmeväxlaren kostar dock ca 40000 kr (1985). Trots höga installationskostnader bör denna typ av värmeväxlare vara en lönsam investering i många anläggningar, t ex där plattvärmväxlare riskerar att sättas igen snabbt. Den är dessutom mycket tillförlitlig med det släta centrurröret genom hela växlaren och sätts inte igen, även om verkningsgraden sjunker med ökande beläggningar.

6.5 Tappvarmvattenberedning

Tappvarmvattenberedningen sker normalt i tre steg:

- 1:a steget - värmeåtervinning avlopp VVX6
- 2:a steget - värme från ishall, VVX5
- 3:e steget - värme från sporthall, VVX7

Tabell 6.4 Varmvattenberedning för utomhusbad och sporthall.

Mån	Tappvarmvatten			
	Mängd m ³	Värme MWh	Kv-temp °C	VV-temp °C
01	737	88,8	5,6	38,8
02	722	92,2	4,6	40,0
03	709	93,8	4,3	41,1
04	571	51,7	4,4	37,2

05	525	61,1	5,3	38,1
06	272	36,0	7,7	39,7
07	339	46,4	9,5	40,4
08	285	37,4	10,3	39,2

09	451	55,0	10,8	39,2
10	718	82,4	10,1	39,2
11	689	84,5	8,3	39,3
12	641	81,6	6,5	40,6
År	6659	810,9	7,3	39,4

Tabell 6.5 Fördelning av värmeenergi för tappvarmvattenberedning

Mån	VVX5		VVX6		VVX7	
	Energi MWh	Andel %	Energi MWh	Andel %	Energi MWh	Andel %
01	55,1	62	14,6	16	19,1	22
02	17,8	19	13,5	15	60,9	66
03	32,5	35	12,9	14	48,4	51
04	-0,3	0	10,6	20	41,4	80
05	23,6	39	7,6	12	29,9	49
06	29,6	82	1,5	4	4,9	14
07	38,3	83	2,3	5	5,8	12
08	32,3	86	3,2	9	1,9	5
09	24,2	44	10,2	19	20,6	37
10	52,4	64	14,8	18	15,2	18
11	37,6	44	16,7	20	30,2	36
12	32,3	40	14,9	18	34,4	42
År	375,4	46	122,8	15	312,7	39

Gränsvärden 1985

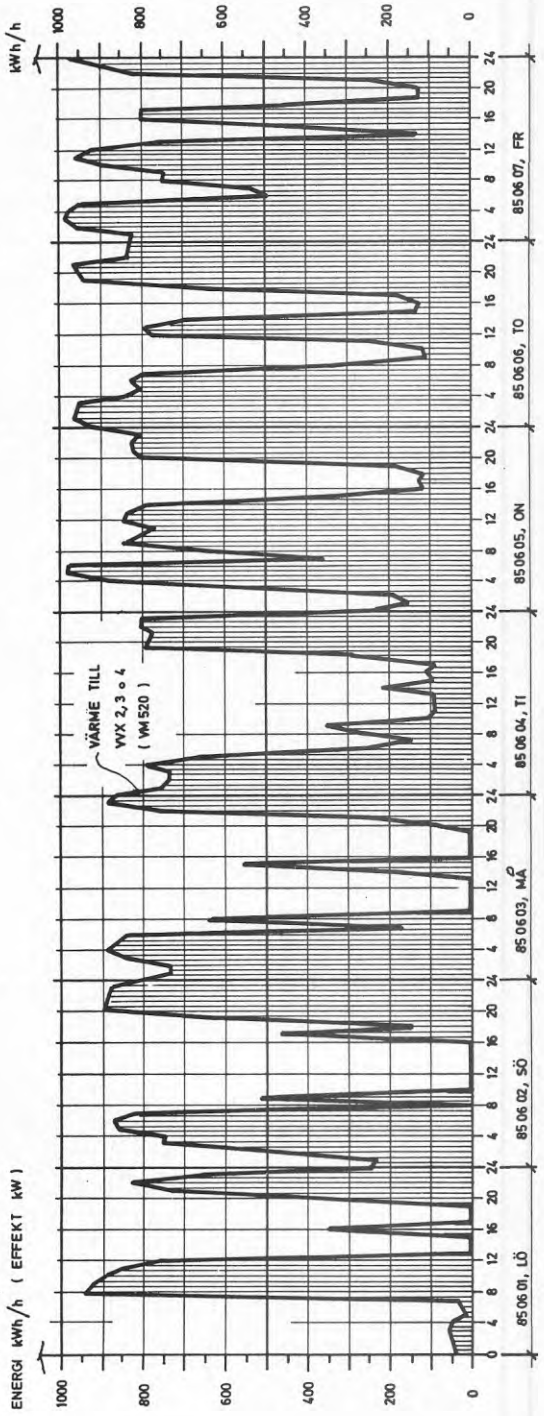
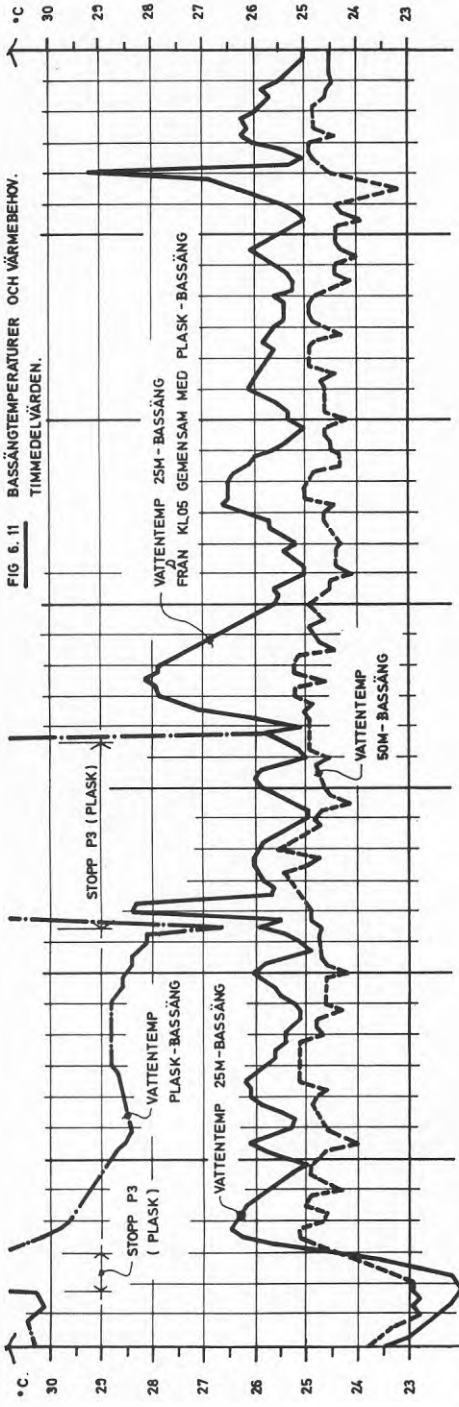
Tappvarmvattenförbrukning	max 9 m ³ /h
	max 43 m ³ /dygn
	max 192 m ³ /vecka
Värmeväxlareffekter VVX5-7	max 573 kW (timvärde)
VVX5-7	max 201 kW (dygnsmedel)
VVX5	max 357 kW (timvärde)
VVX6	max 142 kW (timvärde)
VVX7	max 441 kW (timvärde)

6.6 Bassänguppvärmning

Måtten på de olika bassängerna i utomhusbadet framgår av fig 6.4. Bassängernas vattenvolym och vattenyta blir

- plaskbassäng	vattenvolym 23 m ³
	vattenyta 113 m ²
- 25m-bassäng	vattenvolym 240 m ³
	vattenyta 300 m ²
- 50m-bassäng	vattenvolym 2100 m ³
	vattenyta 1250 m ²

FIG 6.11 BASSÄNGTEMPERATURER OCH VÄRMEBEHOV. TIMMEDELVÄRDEN.



ENERGI kWh/h (EFFEKT kW)

I fig 6.11 visas värmeförbrukningen under sju dagar i början av juni 1985. För att lättare kunna åskådliggöra samspelet mellan bassänguppvärmning, väderdata och värmepumpdrift redovisas samma dagar här som för bandybanan. Beträffande väderdata gäller således fig 9.7 och tabell 9.5 i kapitel 9.

Tabell 6.6 Driftdata för bassänguppvärmning första veckan i juni 1985, motsvarande fig 6.11. För väderdata motsvarande period gäller tabell 9.5.

Dag	Värmeenergi MWh		Bassängtemperatur °C		
	Från VP totalt	Bassäng VM520	50M TV563	25M TV561	Plask TV562
850601	9,3	7,9	24,0	24,3	28,6
-02	11,4	10,4	24,7	25,6	28,7
-03	11,5	9,3	25,1	25,8	31,9
-04	12,7	10,7	24,8	26,5	28,8
-05	15,1	14,0	24,5	25,7	25,7
-06	16,5	15,7	24,6	25,6	25,6
-07	17,5	16,4	24,7	25,9	25,9
7 dag	94,0	84,4	24,6	25,6	27,9

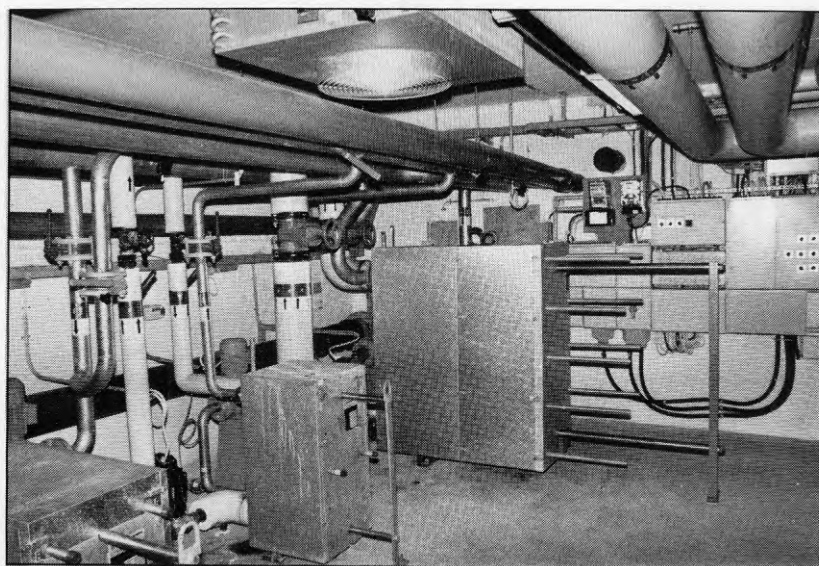


Fig 6.12 Värmeväxlare 2-4 för bassänguppvärmning

Gränsvärden 1985

Värmeförbrukning bassänger	max 1050 kWh/timme
	max 21 MWh/dygn
	max 116 MWh/vecka
Bassängtemperaturer maj-sept 50 m	max 30,9 °C
	min 22,8 °C
25 m	max 31,3 °C
	min 22,0 °C
plask	max 41,2 °C
	min 23,0 °C

Tabell 6.7 Driftdata bassänguppvärmning 1985. Redovisade data gäller endast perioden 850520 då uppvärmningen påbörjades t o m 850908 då badet stängdes.

Mån	Värmeenergi MWh		Bassängtemperatur °C		
	Från VP totalt	Bassäng VM520	50M TV563	25M TV561	Plask TV562
05	172	144	25,4	25,9	30,3
06	332	303	24,8	26,3	26,8
07	290	266	24,8	26,5	26,5
08	425	332	24,7	26,3	26,3
09	135	132	24,4	25,6	25,6
Säsong	1354	1177	24,7	26,2	26,6

6.7 Intensivmätningar för bassänguppvärmning

Förutom de mätdata som redovisats i föregående kapitel har ytterligare uppgifter insamlats angående temperaturer och drift. Med hjälp av det datoriserade styrsystemet har registrering skett av bl a vattentemperaturer både på inlopps- och utloppsledningarna från samtliga bassänger. Samtidigt har intensivmätningar skett inom MCE:s mätsystem med registrering av 5-minutersvärden.

Med insamlade mätdata finns det således möjlighet att ta fram empiriskt bestämda formler för t ex värmeförluster från bassängerna. Dessa empiriska formler kan sedan jämföras med känd litteratur i ämnet t ex Ekström (1980). Om man skall särskilja de olika typerna av värmeförluster, blir dock arbetet så omfattande, att det inte faller inom ramen för detta projekt.

6.8 Anläggningskostnad - maskinrum utomhusbad

I den nedan angivna anläggningskostnaden för maskinrum i utomhusbad ingår endast de delar som ingått i experimentbyggnadsprojektet. Sålunda ingår värmeväxlare VVX1 för reservmatning av värme med dess pumpar och styrutrustning. I kostnaden ingår vidare ACK1 och ACK2 med cirkulationspumpar samt värmeväxlare VVX5.

Avloppsvärmväxlare VVX6 samt ACK3 och VVX7 ingår dock i tidigare utbyggnadsetapper.

Rörinstallationer (RE)	338 000
Styrutrustning (STYR)	92 000
Elektriska installationer (EE)	43 000
Entreprenadkostnad 1982, kr inkl moms	<u>473 000</u>



Fig 6.13

Den sk plaskbassängen på Lugnet skall normalt hålla ca 27°C

7 UNDERCENTRAL ISHALL

7.1 Tekniska data

Den här anläggningsdelen omfattar allt material som redovisas i fig 7.2 samt brinesystemet kopplat till VVX1 enligt fig 3.2.

Det innebär att all utrustning för tappvarmvattenberedning i ishall samt systemet för värmeslingor under isbanorna ingår i anläggningsdelen.

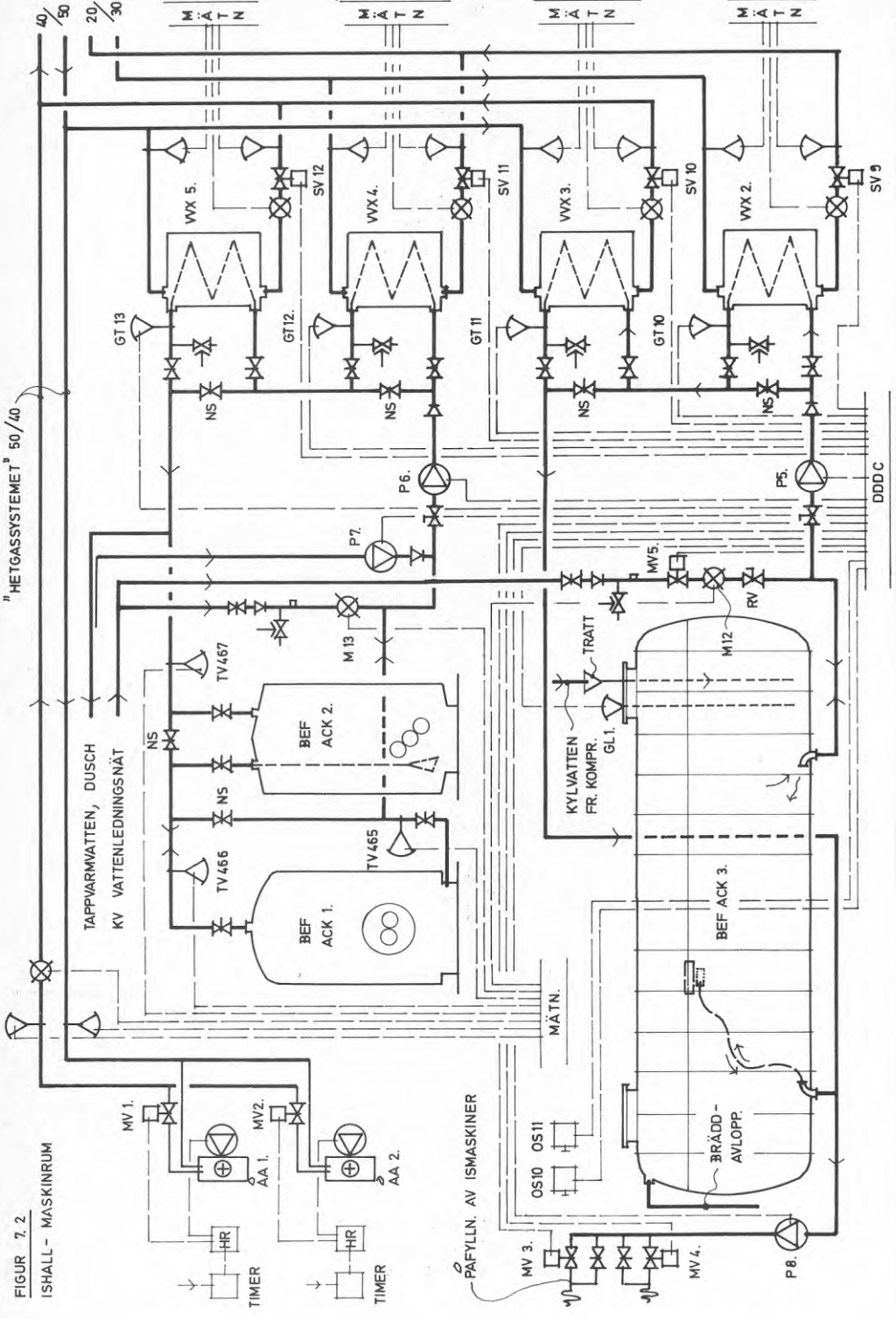


Fig 7.1 Den stora ackumulatortanken av glasfiberarmerad polyesterplast lyfts på plats innan valvet gjuts över maskinrummet. Ackumulatören är en gåva från ett företag i Falun.

Ackumulator ACK3 - ishall

typ	öppen, liggande
rymd	ca 25 m ³
material	glasfiberarm polyester
in-/utlopp	spec "flytande" botten-sil

Anm In- resp utlopp för varmt vatten har utförts med en flytande flexibel slang fäst vid ett speciellt flytblock och försedd med botten-sil.



FIGUR 7.2
ISHALL- MASKINRUM

PÅFYLLN. AV ISMASKINER

DDDC

VVX1 - ishall, isbanevärme	
typ	CTC MD, 2,0 m ²
effekt	21 kW
prim	30/29,5 °C, 36 m ³ /h
sek	5/6,8 °C, 10 m ³ /h
medium	pvv/brine
VVX2 - ishall, spolvatten - förvärme	
typ	UNI R406
effekt	23 kW
prim	30/20 °C, 2 m ³ /h
sek	5/25 °C, 1 m ³ /h
VVX3 - ishall, spolvatten - eftervärme	
typ	UNI R406
effekt	12 kW
prim	50/40 °C, 1 m ³ /h
sek	25/35 °C, 1 m ³ /h
VVX4 - ishall, tappvarmvatten- förvärme	
typ	4 st UNI R406
effekt	93 kW
prim	30/20 °C, 8 m ³ /h
sek	5/25 °C, 4 m ³ /h
VVX5 - ishall, tappvarmvatten - eftervärme	
typ	4 st UNI R406
effekt	70 kW
prim	50/40 °C, 6 m ³ /h
sek	25/40 °C, 4 m ³ /h
Akkumulatorer ACK2 och ACK3 - ishall	
typ	el varmvattenberedare
volym	2500 l
Tömningspump P8 - ishall	
typ	RV-40/23400, 4 kW
kapacitet	14 m ³ /h, 22 mvp

7.2 Funktion undercentral ishall

Ishallen har två separata system för varmvatten varav det ena betjänar konventionella tappställen i duschar, tvättställ etc och det andra svarar för varmt spolvatten till isbanorna.

I det konventionella tappvarmvattensystemet värms tappvattnet i två steg enligt fig 7.2 och lagras i två slutna ackumulatörer ACK1 och ACK2. I den öppna ackumulatortanken om 25 m³ lagras kylvatten från bandy-kompressorerna. Detta kylvatten är delvis uppvärmt och svarar för en betydande del av det vatten som förbrukas vid spolningen av de olika isbanorna. Spolvattnet värms ytterligare i två steg till ca 35 °C.

Som en underkylning i kondensorsystemet har en värmeväxlare VVX1 inkopplats. Här värms ett brinesystem som är kopplat till ett system av värmeslingor *under* brinesystemet för isbanorna, se även fig 10.1. Värmeslingorna förhindrar marken under isbanorna att frysa och därmed skapa tjälskjutningar.



Fig 7.3 Värmeväxlare VVX1 för värmeslingor under isbanor i ishallen. Trevägsventilen SV4 är inkopplad i kondensorsystemet och inte i brinesystemet som anges på fig 3.2.

7.3 Tappvarmvattnet räcker inte till

Det största problemet har varit och är, bristen på varmt tappvarmvatten vid högbelastning under kvällstimmarna. Innan det s k BFR-projektet realiserades fanns två elvärmda tappvarmvattenberedare om 2500 liter vardera. De var helt otillräckliga då flera lag samtidigt skulle duscha efter ett träningspass.

Med den nya installationen utnyttjas dessa befintliga varmvattenberedare som ackumulatörer (ACK1, ACK2) i systemet, men med elpatronerna bortkopplade.

På kvällarna förekommer verkligen många aktiviteter vid isanläggningarna. Träningspass förekommer samtidigt på både inomhusrink, utomhusrink och bandybana. Med träningspass på en timme för varje lag betyder detta att ca 70 personer skall duscha varje timme eller ca 300 per kväll med en tappvarmvattenförbrukning av ca 15 m³/dygn enligt utförda mätningar.

Eftersom en stor del av tappvarmvattenberedningens effektivitet är beroende av, att hetgasvärmexlarna har tillgång till värmevatten med en temperatur av ca 50 °C, måste kylmaskinerna för ishall/curlinghall gå med full kapacitet. När det är varmt i hallarna är så också fallet, men då temperaturen där sjunker minskar effekten hos K4 och K5 i motsvarande grad. Under 1985 har bilden blivit ännu mera komplicerad i och med, att tubpannan som betjänar ishallen har varit utsatt för läckage (juli-augusti).

För att studera funktionen hos vattenvärmarna redovisas i fig 7.5 de mätpunkter som gäller beredningen av tappvarmvatten, och som finns i mätprogrammet. För att korrespondera mot de mätdata som tidigare redovisats i figurer och diagram visas här vecka 52, 1985 (vecka 552)

I tabell 7.1 återkommer de mätdata som redovisats i fig 7.5, men då summerade över dygn resp vecka.

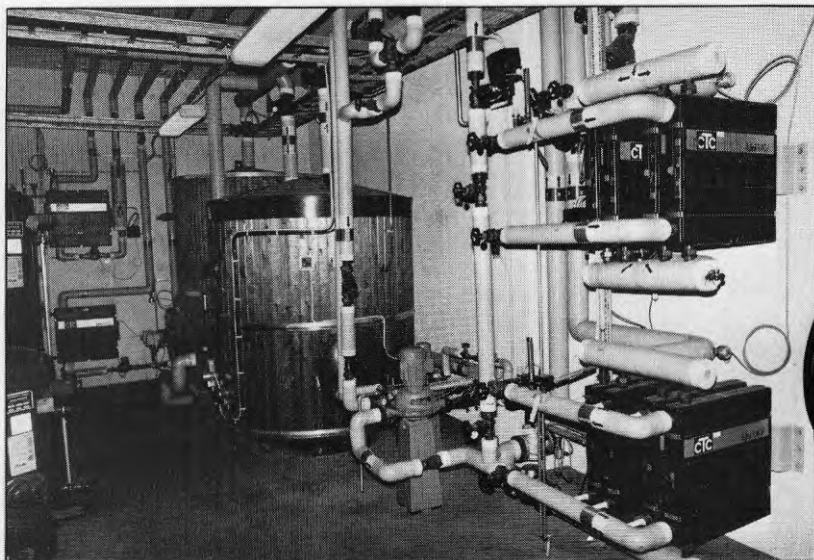
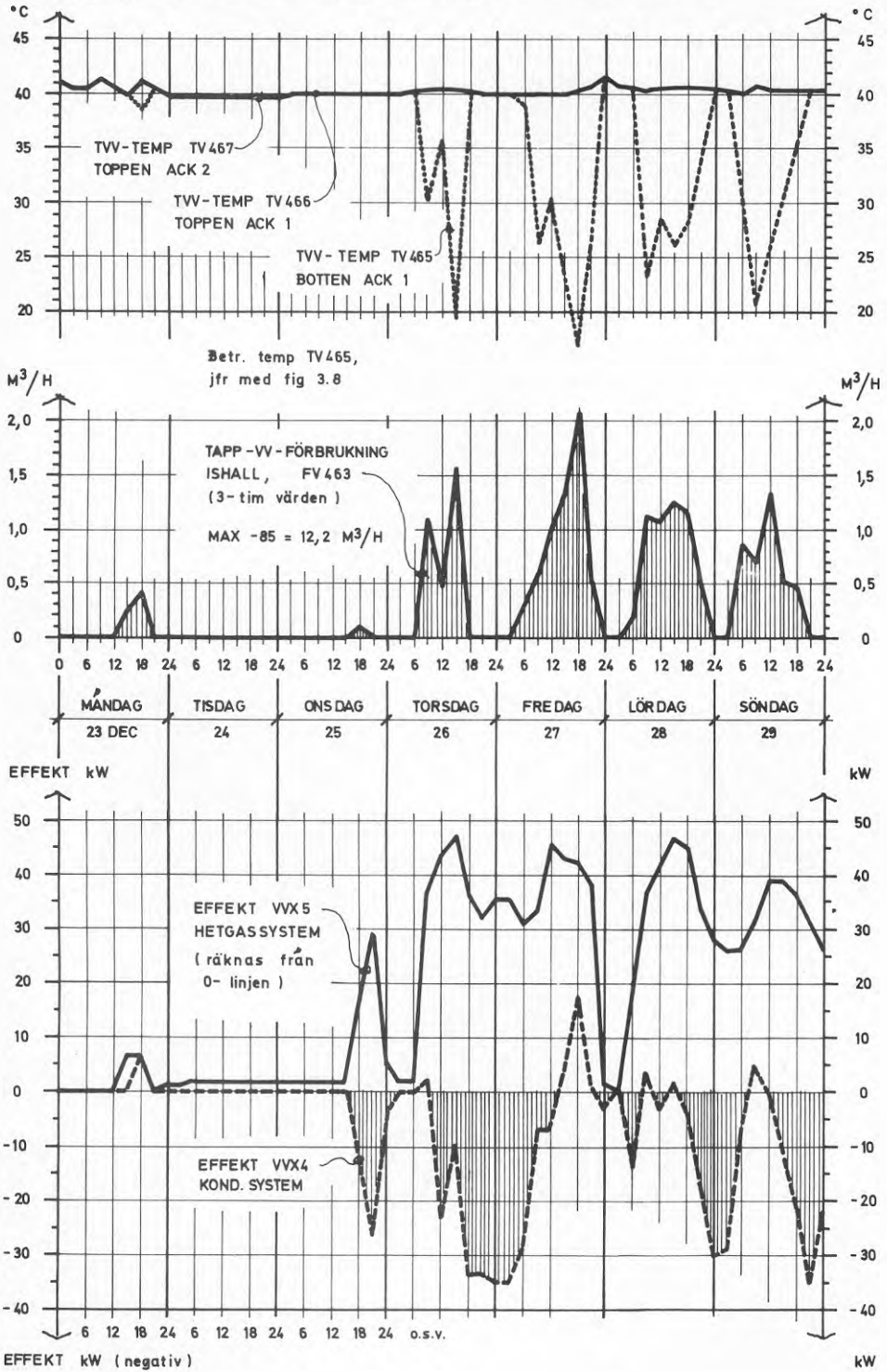


Fig 7.4 Här ses ackumulatorerna ACK1 och ACK2 samt VVX4 och VVX5 för tappvarmvattenberedning. För att undvika koppardetaljer i detta system har valts stål-mantlade värmexlare med batterier av rostfritt stål.

FIG 7.5 TAPPVARMVATTENBEREDNING I ISHALL, VECKA 52 1985 (3-tim)



Tabell 7.1 Tappvarmvattenberedning i ishallen vecka 52, 1985 (motsvarande fig 7.5)

Dag	Förbrukn FV463 m ³	Värmebalans VVX4, kWh			Värme VVX5 VM440 kWh	Temp ACK2 TV467 °C
		Positiv fr kond	Negativ t kond	Summa +/-		
851223	1,9	19	-1	18	37	40,6
-24	,0	0	0	0	38	39,8
-25	,5	0	-114	-114	166	39,8
-26	9,6	38	-288	-250	609	40,1
-27	17,3	93	-372	-279	908	40,3
-28	15,8	59	-164	-105	673	40,5
-29	11,6	37	-417	-380	769	40,2
7 dag	56,7	246	-1356	-1110	3200	40,2

Kommentarer till fig 7.5

Tappvarmvattenförbrukningen är obetydlig i början av veckan i samband med julhelgen, medan den ökar i slutet av veckan. Temperaturmät punkt TV466 mellan ACK1 och ACK2 registrerar under hela veckan inte lägre temperatur än ut ur ACK2 (TV467). Det innebär att ACK2 varit fulladdad hela veckan medan ACK1 delvis utnyttjats. Generellt är dock tappvarmvattenförbrukningen låg, då den maximala dygnsförbrukningen här - 17,3 m³, inte är så mycket större än den maximala timförbrukningen uppmätt under 1985 - 12,2 m³.

Den värmeöverföring som sker från hetgassetmet till kondensorsystemet är olycklig och kan relativt lätt förhindras.

Denna värmeöverföring sker på så sätt, att det tappvatten som värms till en hög temperatur i hetgassetmetets VVX5 sedan i sin tur överför värme till kondensorsystemet via VVX4. Den här icke önskade värmetransporten försämrar givetvis tappvarmvattenberedningen generellt, i och med att ca 30% av kapaciteten hos VVX5 åtgår för att värma kondensorsystemet.

Fördelen med datoriserade styrsystem är, att problem av denna typ ofta lätt kan lösas utan att förändra själva installationen. Styrventil SV11 öppnar när börvärdet hos GT12 underskridits. Det sker först när tappvarmvatten förbrukas (se fig 7.5). Vid stor förbrukning blir tappvattnets temperatur in i växlaren så låg, att kondensorsystemet värmer vattnet på avsett sätt, men i vissa lägen är temperaturen så hög, att kondensorsystemet värms medan tappvattnet kyls. När kondensorsystemets temperatur är låg, kommer tappvattnet att kylas så mycket, att börvärdet vid GT12 underskrids och SV11 öppnar ännu mera.

För att komma till rätta med detta skall regulatören omprogrammeras så, att SV11 är tvångsstängd så länge som lämplig givare i kondensorsystemets framledning redovisar lägre temperatur än GT12. Samma komplettering bör ske med regulator för VVX2 som också redovisar "negativ" värmeöverföring, speciellt under årets tre första månader (se tabell 7.6).

För att förbättra varmvattenberedningen ytterligare, bör en större ackumulator installeras, vilken tillsammans med de befintliga klarar minst tre timmars varmvattenförbrukning.

7.4 Ismaskinerna behöver också varmt vatten

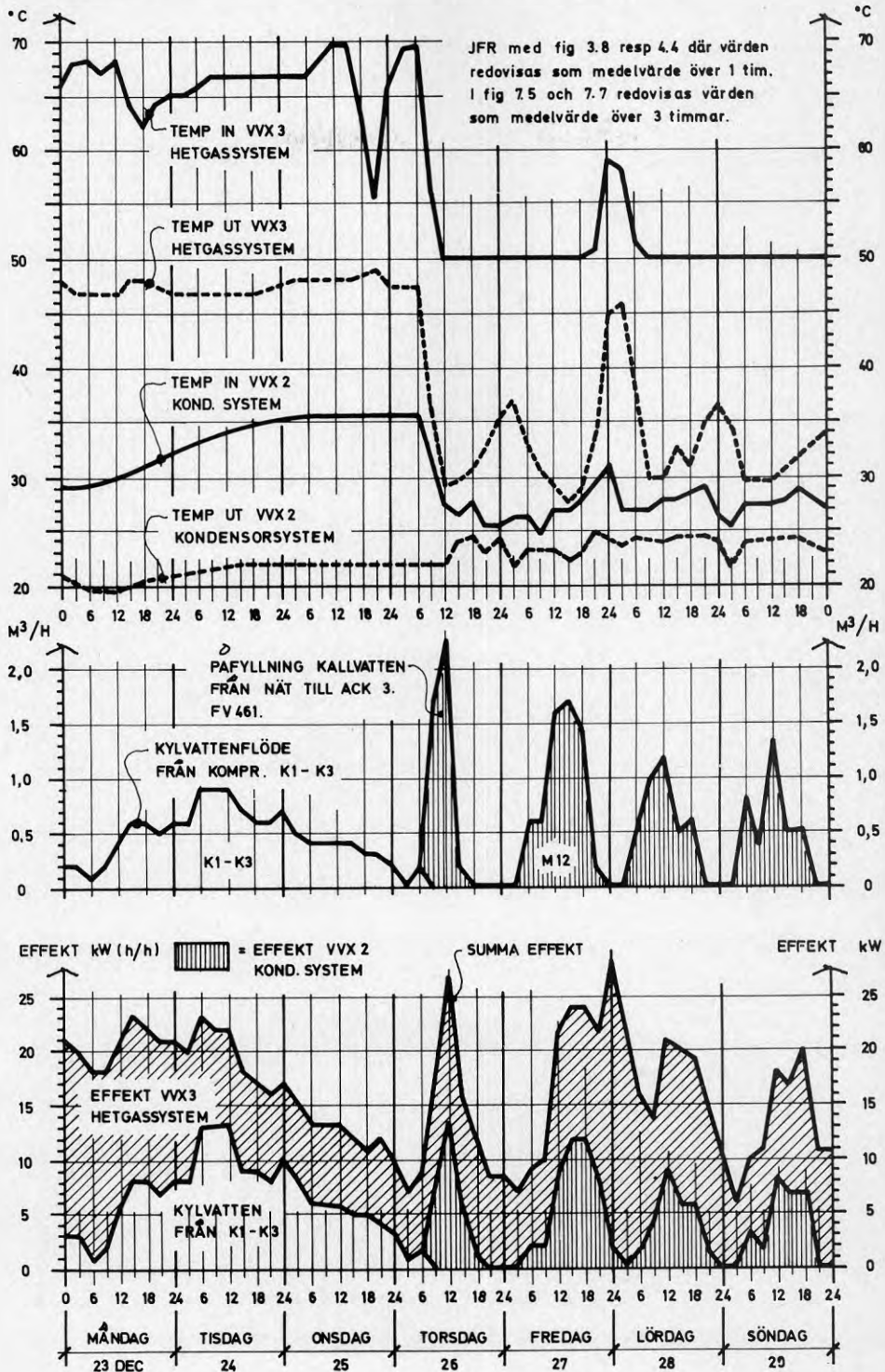
För spolning av de olika isbanorna används ismaskiner, som både slipar bort gammal is och sedan spolat ytan med vatten. För att få ett bra resultat behövs varmt spolvatten, som inte fryser alltför snabbt och som dessutom smälter något av den gamla isen. Temperaturen på vattnet bör vara 35 °C eller däröver.

Tidigare togs vatten till ismaskinerna från tappvarmvattensystemet, som skulle användas till duschar och övrig tappvarmvattenförbrukning. Det nya systemet är naturligtvis mera ekonomiskt, genom att det tar tillvara kylvatten från bandykompressorerna. Uppvärmningen i en separat ackumulator förbättrar också förutsättningarna för den som duschar att få varmvatten.



Fig 7.6 Ackumulatortank för spolvatten, ACK3 av glasfiberarmerad polyesterplast. I förgrunden ses cirkulationspump P3 och expansionskärnen för kondensor- och hetgassystem.

FIG 7.7 BEREDNING AV VARTM SPOLVATTEN, VECKA 52 1985 (3-tim)



Tabell 7.2 Beredning av varmt spolvatten i ishallen vecka 52, 1985 (motsvarande fig 7.7)

Dag	Kyl- vatten K1-K3 m ³	Kall- vatten påfylln m ³	Värme till spolvatten			
			K1-K3 kWh	VVX2 kWh	VVX3 kWh	Totalt kWh
851223	2,7	,0	37	0	381	418
-24	5,8	,0	80	0	233	313
-25	3,6	,0	50	0	168	218
-26	0,4	12,5	6	84	219	309
-27	,0	18,0	0	135	239	374
-28	,0	11,2	0	93	371	464
-29	,0	10,7	0	86	229	315
7 dag	12,5	52,4	173	398	1840	2411

Tabell 7.3 Temperaturer i VVX2 och VVX3 (motsvarande fig 7.7) samt övriga mätdata vecka 52, 1985

Dag	Temp VVX2 °C		Temp VVX3 °C		Elförbrukn kWh	
	prim inl	prim utl	prim inl	prim utl	P5 spolv	P6 tvv
851223	30,0	20,2	66,0	47,3	5,7	13,3
-24	33,6	21,8	66,3	47,1	5,8	13,3
-25	35,4	22,2	65,7	48,2	5,8	13,3
-26	30,6	22,8	57,6	37,6	5,7	12,9
-27	26,8	23,4	49,9	31,9	5,6	12,3
-28	28,2	24,1	52,2	35,8	5,5	12,8
-29	27,3	23,7	49,7	31,8	5,6	12,3
7 dag	30,3	22,6	58,2	40,0	39,7	90,2

Kommentarer till fig 7.7

Både fig 7.5 och 7.7 är baserade på medelvärdet över 3 timmar och saknar på så sätt extrema gränsvärden vid återgivningen. Det betyder också, att när t ex påfyllningen av kallvatten registreras i figuren till 2,3 m³/h är detta *medelvärdet* av mätvärden kl 12, 13 och 14. Registreringen kl 11 var dock hela 3,4 m³/h men detta mätvärde "försvinner" i figuren genom att registreringarna kl 9 och 10 var så låga. De värden som återges ovan gäller torsdagen den 26 dec.

Temperaturen på hetgasset (VVX3 inlopp) varierar i stor utsträckning beroende på om tappvarmvatten förbrukas eller ej - jfr med fig 7.5. Både den 23:e kl 18 och den 25:e kl 21 faller temperaturen kraftigt av denna orsak.

Reglerutrustningen för hetgasvärmväxlarna HVX1 och HVX2 har +50°C som börvärde och tillåter således normalt ej temperaturen att falla under detta värde. Som synes av figuren fungerar denna reglering mycket bra.

Kylvattenflödet från bandykompressorer K1-K3 beräknas utifrån uppmätt momentanflöde under drift. Detta momentanflöde har sedan reducerats för att motivera den vattenmängd som kan tillgodogöras som spolvatten. Motsvarande beräkningsmetod används för att beräkna den värmemängd som tillförs spolvattensystemet genom det delvis uppvärmda kylvattnet (temperaturhöjning ca 12 K).

Diagrammet som återger värmeeffekten under denna vecka baseras på uppmätta värmemängder för VVX2 och VVX3, samt beräkning enligt ovan av de värmemängder som tillförts via kylvattnet från K1-K3. Diagrammet i fig 7.7 är - *till skillnad från motsvarande diagram i fig 7.5 -* uppbyggt så att de olika effekterna adderas efter den vertikala axeln. Den övre kurvan kommer då att representera total effekt, medan ytan under kurvan motsvarar den totala värmeförbrukningen för uppvärmning av spolvatten under vecka 552.

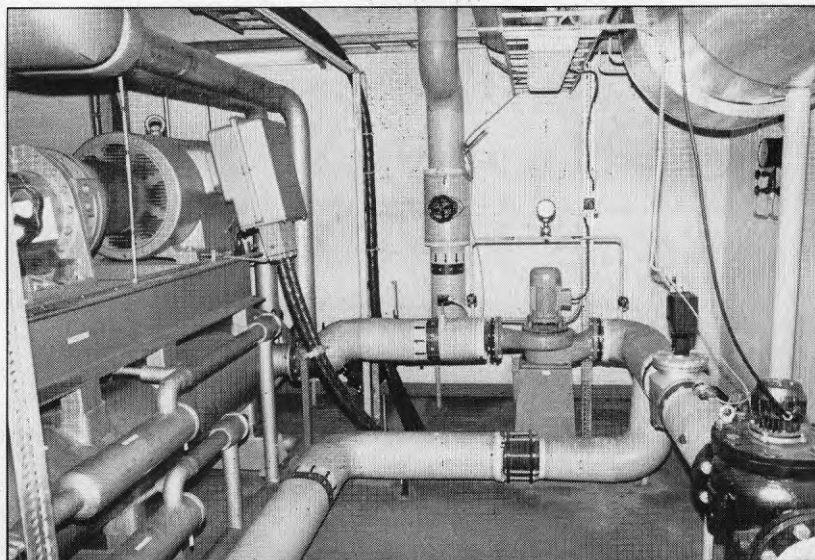
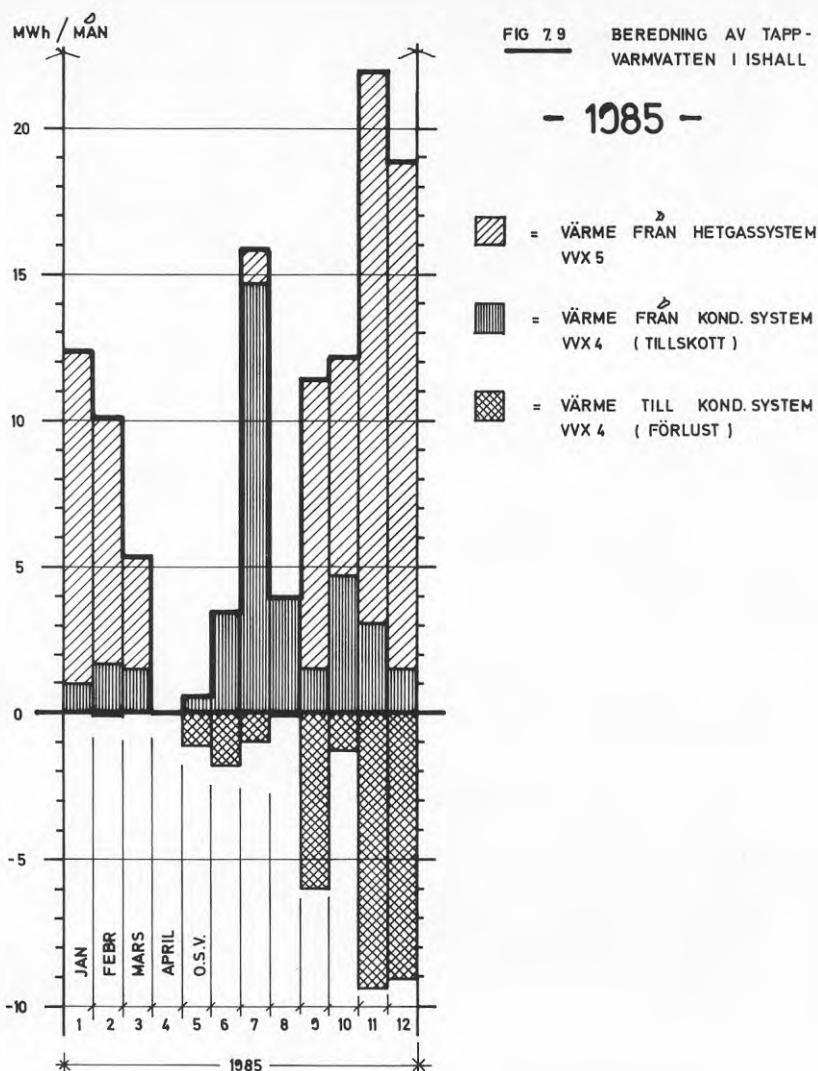


Fig 7.8 Värmepumpens förångare t v försörjs med värme från bl a KD2 som syns i det övre högra hörnet. I centrum ses cirkulationspump P4.



7.5 Mätdata för hela 1985

7.5.1 Mest tappvarmvatten under O-ringen

I fig 7.9 visas ett stapeldiagram över tappvarmvattenberedningen i ishallen. De staplar som är negativa visar den värmetransport som skett från uppvärmt tappvatten till kondensorsystemet via VVX4.

Under vecka 30 i slutet av juli genomfördes orienterarnas stora 5-dagarstävlingar i Falun. Den stora värmeförbrukningen under juli härrör nästan uteslutande från tappvarmvattenförbrukning under denna vecka.

Tabell 7.4 Tappvarmvattenberedning i ishall år -85

Mån	Förbrukning FV463 m ³	Värmebalans VVX4, MWh			Värme VVX5 VM440 MWh	Temp tv <37 ^o tim
		Positiv fr kond	Negativ t kond	Summa +/-		
01	298	1,0	,0	1,0	11,4	0
02	235	1,7	-0,1	1,6	8,5	0
03	140	1,5	,0	1,5	3,9	51
04	36	,0	,0	,0	,0	0

05	46	0,5	-1,1	-0,6	,0	36
06	138	3,4	-1,8	1,6	,0	38
07	732	14,7	-1,0	13,7	1,2	162
08	247	4,0	-0,1	3,9	,0	28

09	209	1,5	-6,0	-4,5	9,9	97
10	359	4,7	-1,3	3,4	7,5	0
11	368	3,1	-8,4	-5,3	18,9	9
12	307	1,5	-8,1	-6,6	17,4	6

År	3115	37,6	-27,9	9,7	78,7	427

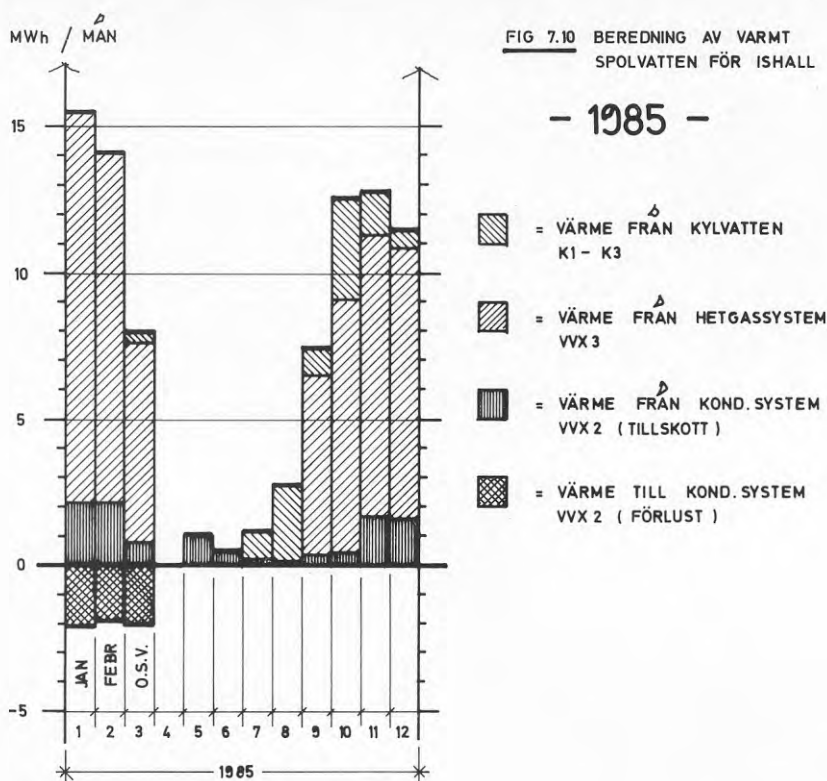
I tabellen har värmeflöden via VVX4 separerats så, att positiva timvärden har skiljts från negativa, varefter de har adderats var för sig.

Positiva värden för VVX4 avser den värmemängd som uppmätts då kondensorsystemet värmt upp tappvarmvattnet. Negativa värden avser den motsatta värmetransporten, dvs då tappvarmvattnet värmt upp kondensorsystemet.

Den sista kolumnen visar det antal timmar då medeltemperaturen på utgående tappvarmvatten varit under +37^oC.

Gränsvärden uppmätta under år 1985

Tappvarmvattenförbrukning (vecka 30)	max	12,2 m ³ /h
	max	79 m ³ /dygn
	max	430 m ³ /vecka
Tappvarmvattenförbrukning (år 1985 exkl vecka 30)	max	5,9 m ³ /h
	max	20 m ³ /dygn
	max	107 m ³ /vecka
VVX4 till tappvarmvatten (positiv)	max	198 kWh/h
	max	1982 kWh/dygn
VVX4 till kondensorsystem (negativ)	min	-44 kWh/h
	min	-694 kWh/dygn
VVX5 till tappvarmvatten (hetgassystem)	max	75 kWh/h
	max	1048 kWh/dygn



7.5.2 Kylvatten svarar för nära 40% av spolvattnet

Tabell 7.5 Spolvattenmängder m m 1985

Mån	Kyl- vatten K1-K3 m ³	Kall- vatten påfylln m ³	Spol- vatten totalt m ³	Andel kyl- vatten %	Elförbr, kWh	
					spolv P5	tvv P6
01	0	278	278	0	185	393
02	5	265	270	2	159	356
03	25	58	83	30	111	242
04	0	0	0	-	0	0

05	0	0	0	-	134	106
06	0	0	0	-	174	390
07	68	0	68	100	70	394
08	188	0	188	100	180	420

09	75	80	155	48	174	389
10	253	67	320	79	178	412
11	103	256	359	29	169	387
12	43	244	287	15	174	388
År	760	1248	2008	38	1708	3877

Gränsvärden uppmätta under 1985

Spolvattenförbrukning totalt	max	4,6 m ³ /h
	max	27 m ³ /dygn
	max	123 m ³ /vecka

Tabell 7.6 Värme till spolvatten 1985

Mån	Värmebalans VVX2, MWh			Värme kylv K1-K3 MWh	Värme hetgas VVX3 MWh	Värme spolv totalt MWh
	Positiv fr kond	Negativ t kond	Summa +/-			
01	2,2	-2,1	0,1	,0	13,3	13,4
02	2,2	-1,9	0,3	0,1	11,9	12,3
03	0,8	-2,0	-1,2	0,3	6,8	5,9
04	,0	,0	,0	,0	,0	,0

05	1,1	,0	1,1	,0	,0	1,1
06	0,5	,0	0,5	,0	,0	0,5
07	0,2	,0	0,2	0,9	0,1	1,2
08	0,1	,0	0,1	2,6	,0	2,7

09	0,3	,0	0,3	1,0	6,1	7,4
10	0,4	,0	0,4	3,5	8,6	12,5
11	1,7	,0	1,7	1,4	9,6	12,7
12	1,6	,0	1,6	0,6	9,2	11,4
År	11,1	-6,0	5,1	10,4	65,6	81,1

Positiva och negativa värden för VVX2 har behandlats på samma sätt som motsvarande värden för VVX4 enligt tabell 7.4.

Från kondensorsystem har värme överförts via VVX2 i maj och juni, trots att någon spolning av isbanor inte förekommer då. Kylvatten har via bandykompressorer K1-K3 tillfört vatten till ACK3, vilket sedan runnit ut i avloppet via bräddavlopp. Som framgår av tabell 7.6 har cirkulationspumpen P5 varit i drift även dessa månader, vilket förmodligen är ett förbiseende. På detta sätt har således värme tillförts det spolvatten som sedan runnit ut i avloppet.

Gränsvärden uppmätta under 1985

VVX2 till spolvatten (positiv)	max	32 kWh/h
	max	308 kWh/dygn
VVX2 till kondensorsystem (negativ)	min	-16 kWh/h
	min	-323 kWh/dygn
VVX3 till spolvatten (hetgassystem)	max	40 kWh/h
	max	557 kWh/dygn

Värme spolvatten totalt	max	64 kWh/h
	max	754 kWh/dygn
	max	3513 kWh/vecka

7.6 Ekonomi - undercentral ishall

7.6.1 Anläggningskostnad

I anläggningskostnaden ingår allt material redovisat i fig 7.2. Ackumulatorerna ACK1 och ACK2 är dock befintliga varmvattenberedare medan ACK3 är en tank avsedd för markförläggning som skänkts till ishallen i ett tidigare skede. I anläggningskostnaden ingår även värmeväxlare VVX1 och all styrutrustning för dessa anläggningsdelar. Maskinrumskostnad ingår med 1/3 av total kostnad.

Rörinstallationer (RE)	298 000
Styrutrustning (STYR)	154 000
Elektriska installationer (EE)	37 000
Maskinrum (BE)	117 000
Ventilation (LE)	<u>23 000</u>
Entreprenadkostnad 1982, kr inkl moms	629 000

7.6.2 Besparing mot befintlig anläggning

De besparingar som hänförs till värmeenergi från kondensor- och hetgassystem behandlas under resp huvudrubrik. Här redovisas endast återanvändning av kylvatten och samtidigt den värmeenergi som därvid återvinnes.

Elförbrukningen för drift av cirkulationspumpar P5 och P6 redovisas här som en extra kostnad, trots att denna kostnad egentligen borde redovisats under kondensor- och hetgassystemen.

Återanvändning av kylvatten från K1-K3
enl tabell 7.5: $760 \text{ m}^3 \text{ } \ddot{a} \text{ } 7\text{:-- kr} \approx 5300 \text{ kr}$

Återvinning av värme i kylvatten från K1-K3
enl tabell 7.6: $10,4 \text{ MWh } \ddot{a} \text{ } 297\text{:-- kr} \approx 3100 \text{ kr}$

Drift av cirkulationspumpar P5 och P6 avgår
enl tabell 7.5: $5,6 \text{ MWh } \ddot{a} \text{ } 271\text{:-- kr} \approx 1500 \text{ kr}$

Besparing under 1985 6900 kr
.....

8 VÄRME I ISHALL/CURLINGHALL

8.1 Tekniska data

När is- och curlinghallen byggdes 1975 installerades inget egentligt uppvärmningssystem. En av kondensatorerna installerades i ishallen samtidigt som vissa utrymmen försågs med direktverkande elradiatorer och elektriska fläktluftvärmare.

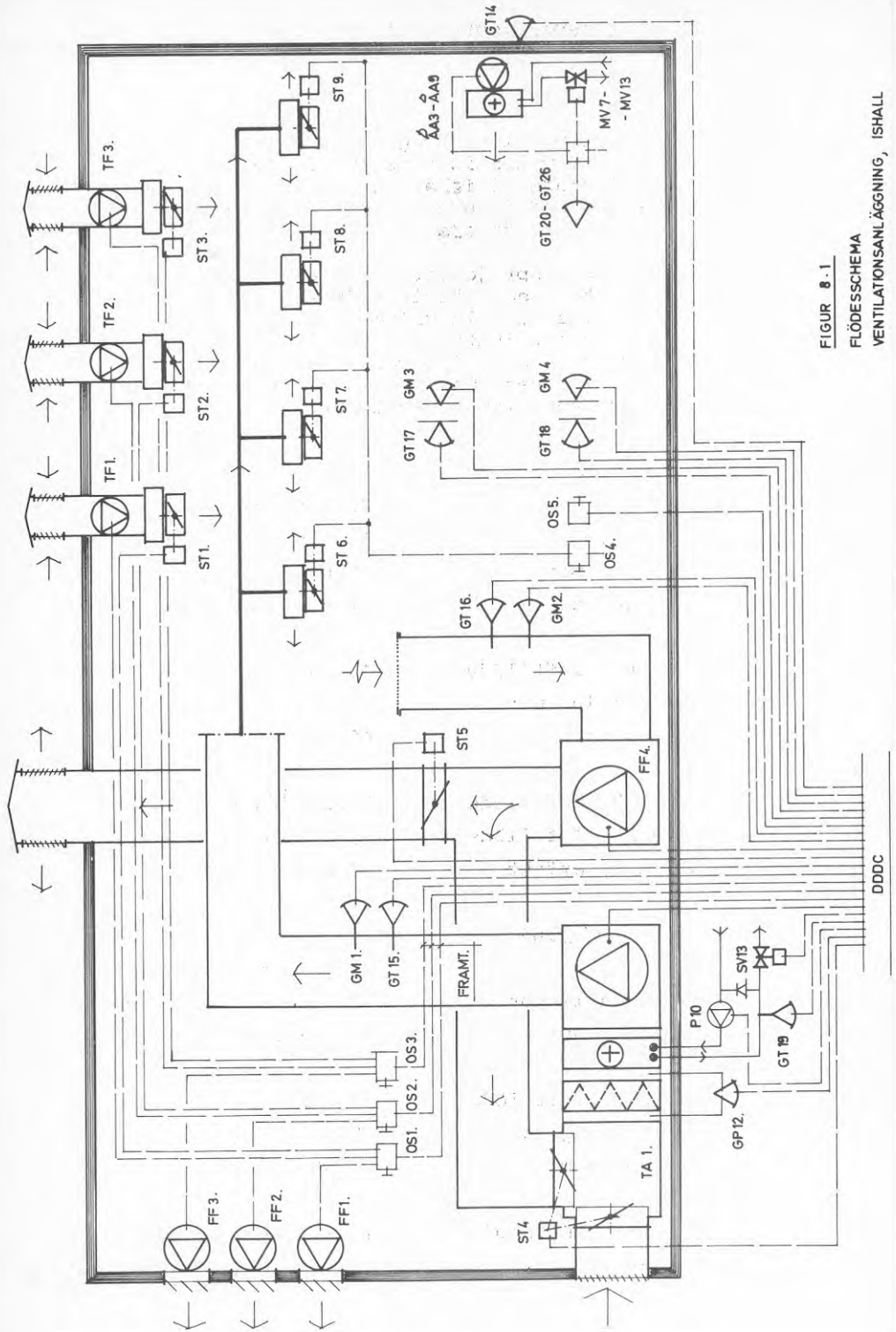
I experimentbyggnadsprojektet ingår ett vattenbaserat uppvärmningssystem med fläktluftvärmare för både ishall och curlinghall. Anläggningsägaren Falu kommun beslöt samtidigt att installera ventilationssystem i lokalerna för att komma till rätta med uppenbara kondensproblem i taket. Tekniska data nedan redovisar både värme- och ventilationssystemet.

Tekniska data ishall:

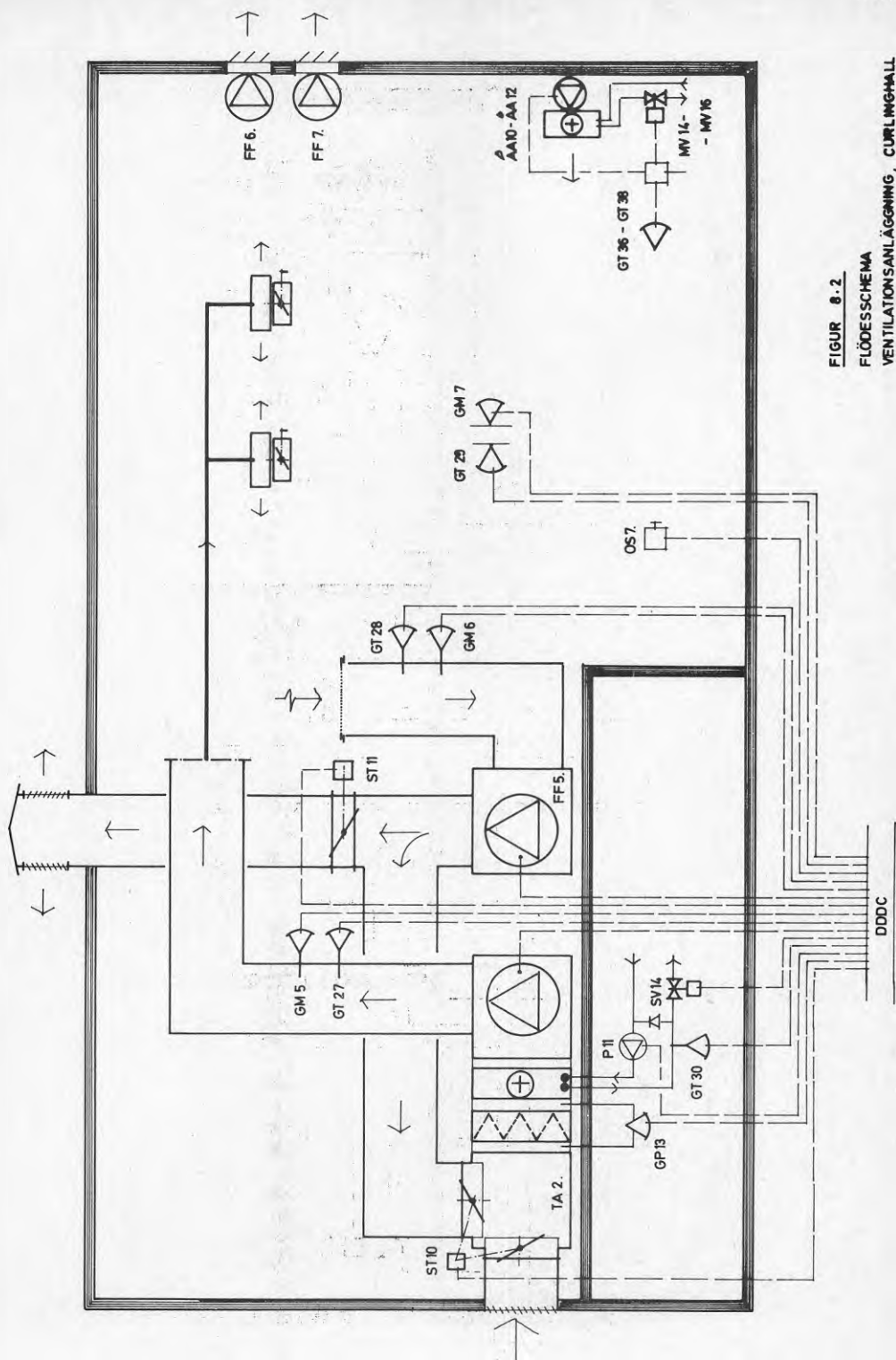
isyta	30 * 60 m = 1800 m ²
ishall tot	52 * 93 m = 4836 m ²
åskådare max	4200 pers
takhöjd max	14 m i nock över is
TA1/FF4, luftflöde	13,89 m ³ /s
uppvärmning max	-25/+15 °C
värmedium	40/30 °C
TF1-TF3, luftflöde	3,33 m ³ /s (per st)
FF1-FF3, luftflöde	3,89 m ³ /s (per st)
ÅA3-ÅA9, effekt	26 kW (per st)

Tekniska data curlinghall:

isyta	45 * 20 m = 900 m ²
curlinghall tot	52 * 24 m = 1248 m ²
takhöjd max	11 m i nock över is
TA2/FF5, luftflöde	2,78 m ³ /s
uppvärmning max	-25/+15 °C
värmedium	40/30 °C
FF6/FF7, luftflöde	1,39 m ³ /s (per st)
ÅA10-ÅA12, effekt	22 kW (per st)

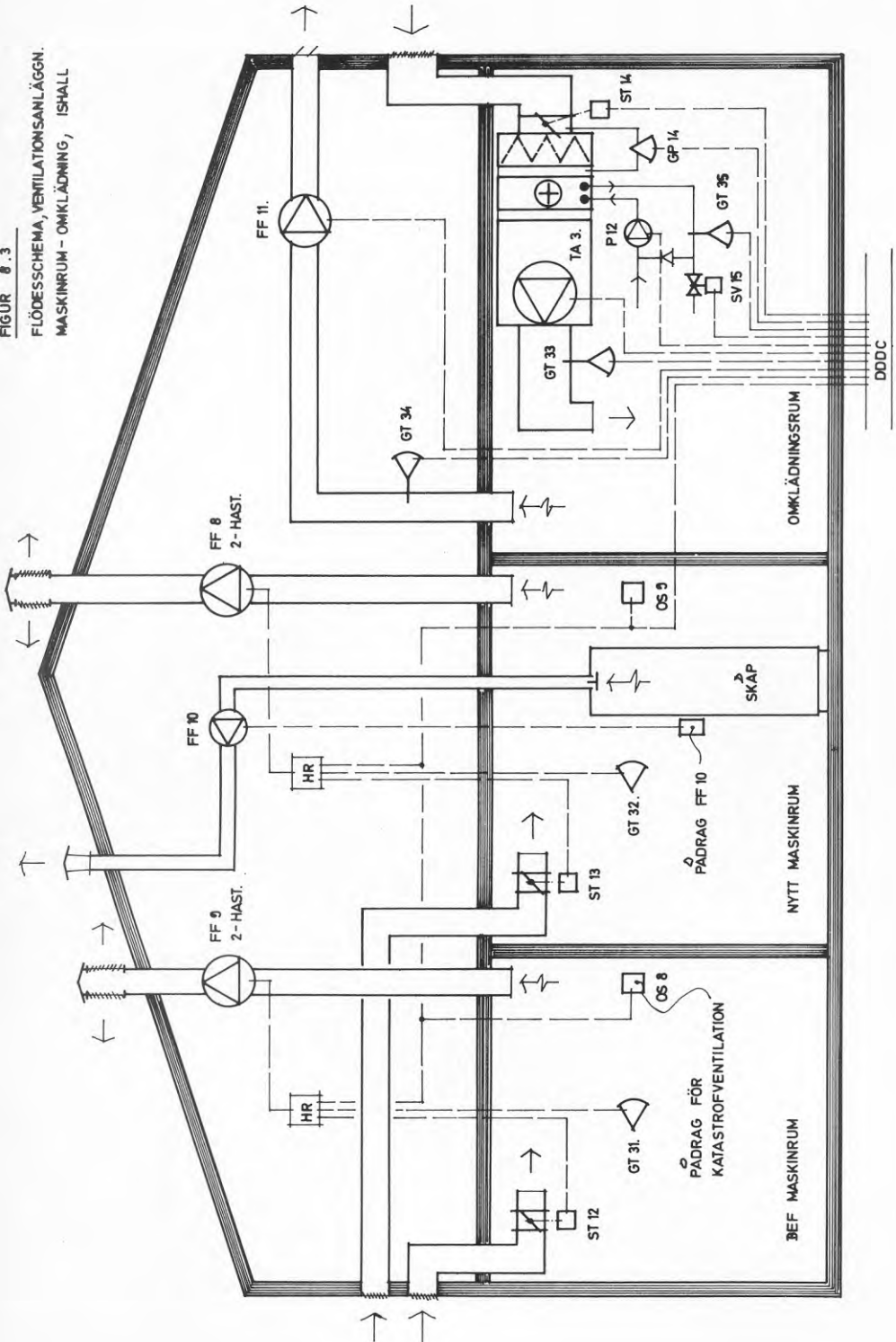


FIGUR 8-1
 FLÖDESHEMA
 VENTILATIONSANLÄGGNING, ISHALL



FIGUR 8.2
 FLÖDESHEMA
 VENTILATIONSANLÄGGNING, CURLINGHALL

FIGUR 8.3
 FLÖDESSCHEMA, VENTILATIONSANLÄGGN.
 MASKINRUM - OMKLÄDNING, ISHALL



8.2 Funktion ishall/curlinghall

Luftkonditioneringen i ishallen är beroende av ett komplicerat samband mellan publikens värme- och fuktavgivning i förhållande till transmissionsförluster, uteluftens vatten- och värmeinhåll samt isens vattenupptagning och kylförmåga. I denna anläggning beräknas även vintertid och vid dimensionerande utetemperatur ($-25\text{ }^{\circ}\text{C}$) kylbehov uppträda redan vid 2000 åskådare. På samma sätt föreligger ventilationsbehov redan vid 1000 åskådare p g a att fukttillskottet då är större än den fukt som kondenseras på isytan.

Tillluftsaggregatet TA1 och frånluftsfläkt FF4 styrs både av lokalens luftfuktighet och lokaltemperaturen. Blandningen mellan uteluft och returluft styrs i första hand av fuktigheten i lokalen, i andra hand av lokaltemperaturen (vid kylbehov). Återluftsaggregaten AA3-ÅA9 startas och stoppas via rumstermostat. Tillluftsfläktar TF1-TF3 startas manuellt liksom frånluftsfläktar FF1-FF3.

Vid stor luftfuktighet utomhus uppträder ett speciellt problem, om den önskade lokaltemperaturen är lägre än utetemperaturen. Då föreligger ett uppenbart behov av att tilluft eller återluft avfuktas.

Curlinghallens luftkonditionering styrs på motsvarande sätt, men eftersom publikplatserna är så få att de är försumbara, blir fukt- resp värmeöverskottet inte påtagligt vid normala vinterförhållanden.

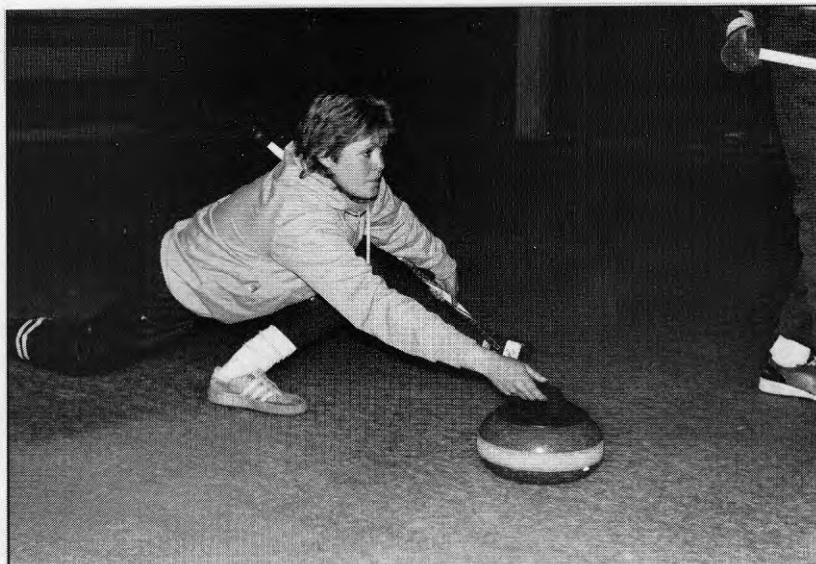


Fig 8.4 Falu Curling Club har trots en omfattande aktivitet en mycket liten förbrukning av värme och tappvarmvatten.

8.3 Bättre rumsklimat men ingen besparing

Installationerna i ishallen skapade möjligheter att upprätthålla ett bra inomhusklimat. Då tillgången på värmevatten är god via kondensorsystemet (värmepumpsystemet) utnyttjas denna "gratis"-värme i bl a ishallen. Då skapas förväntningar om samma goda rumsklimat hela säsongen hos dem som använder ishallen.

När spillvärmerna också från kondensatorerna minskar vintertid, minskar också möjligheterna att värme ishallen, om inte reservvärmerna inkopplas från sporthallens värmecentral. Om värme *inte* matas från sporthallen protesterar personalen i ishallen, då de är väl medvetna om den nya installationens möjligheter.

Om värmen däremot släpps på utan begränsning, kommer uppvärmningskostnaden för ishall/curlinghall att bli mycket större än tidigare år, då det här energibesparingsprojektet inte hade genomförts. Med den tidigare installationen i ishallen fanns inga förutsättningar att förbruka så stora mängder värme.

Trots den ovan relaterade konflikten har det nya värme- och ventilationsproblemet inneburit ett stort steg i rätt riktning. Ishallen *kan* värmas och ventileras vid behov, oavsett om värmen erhålls från kondensorsystemen eller sporthallen.

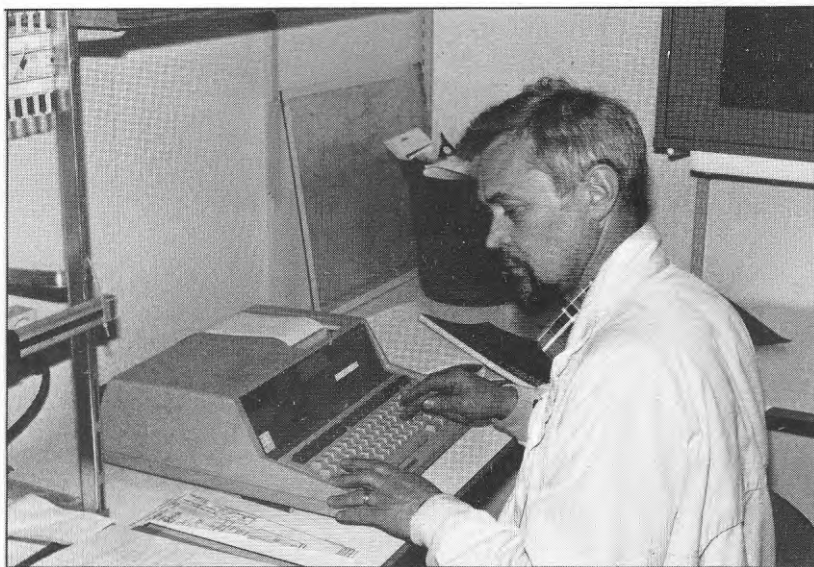


Fig 8.5 Den centrala mätutrustningen är placerad i ishallen och övervakas av en bordsdator. Den har visat sig vara ett utmärkt hjälpmedel vid intrimning av anläggningen.

8.4 Anläggningskostnad ishall/curlinghall

I anläggningskostnaden nedan redovisas endast de delar som ingår i underlaget för experimentbyggnadslånet. Här ingår således det vattenburna värmesystem som erfordras för att kunna utnyttja den spillvärme, som tillvaratas i kylsystemens kondensorer. Även fläktluftvärmare ingår.

Luftvärmare, värmebatterier (LE)	63 000
Rörinstallationer (RE)	295 000
Styrutrustning (STYR)	46 000
Elektriska installationer (EE)	<u>55 000</u>
Entreprenadkostnad 1985, kr inkl moms	459 000

8.5 Luftbehandlingen inget experiment

För luftbehandlingssystemet i ishall/curlinghall har Falu kommun investerat 800 tkr utöver den investering som ingår i experimentbyggnadsprojektet.

9 BANDYBANANS KYLSYSTEM

9.1 Tekniska data

Kylsystemet levererades av Sabroe kylindustrier, Göteborg då anläggningen byggdes 1975. Anläggningen är uppbyggd enligt fig 9.1 och arbetar med köldmediet ammoniak NH_3 med direktförångning i bandybanans kylrör.

<i>Bandybana</i>	70 * 110 m
Köldmedium i rör	ammoniak, NH_3 , R717
Kylrör dimension	17 * 2,5 mm
material	tryckkärlsrör
centrumavstånd	110 mm
<i>Utomhusrink (ishockey)</i>	60 * 30 m
Köldbärare i rör	21%-ig kalciumkloridlösning
Kylrör dimension	dy 22 mm
material	tryckkärlsrör
centrumavstånd	100 mm
<i>Kompressorer</i> antal	3 st, K1-K3
typ	SMC-16-100
motor	160 kW (axel)
kyleffekt tot	1320 kW
förångning	-10°C
kondensering	+35°C
<i>Köldmedium</i>	ammoniak NH_3 , R717
<i>Köldmedietank</i>	15 m ³
<i>Kondensor KD1 utomhus</i>	Baltimore VLC 350
<i>Köldmediepumpar</i> fabr	Hermetic pumpen GMBH
typ	CNF 40/160

9.2 Funktion - bandybanans kylsystem

I experimentbyggnadsprojektet ingår installation av en ny vattenkyld kondensor KD2, vilken inkopplas i serie med den befintliga utekondensorn, som f ö är av evaporativ typ. Vidare ingår i detta projekt en anslutning av bandybanans kylsystem till det datoriserade styrsystemet.

Som spolvatten till kondensorn användes tidigare kylvatten från kompressorerna. För att utnyttja detta kylvatten effektivare samlas det numera upp i den stora vattentanken ACK3 och används sedan till spolvatten för de olika isbanorna.

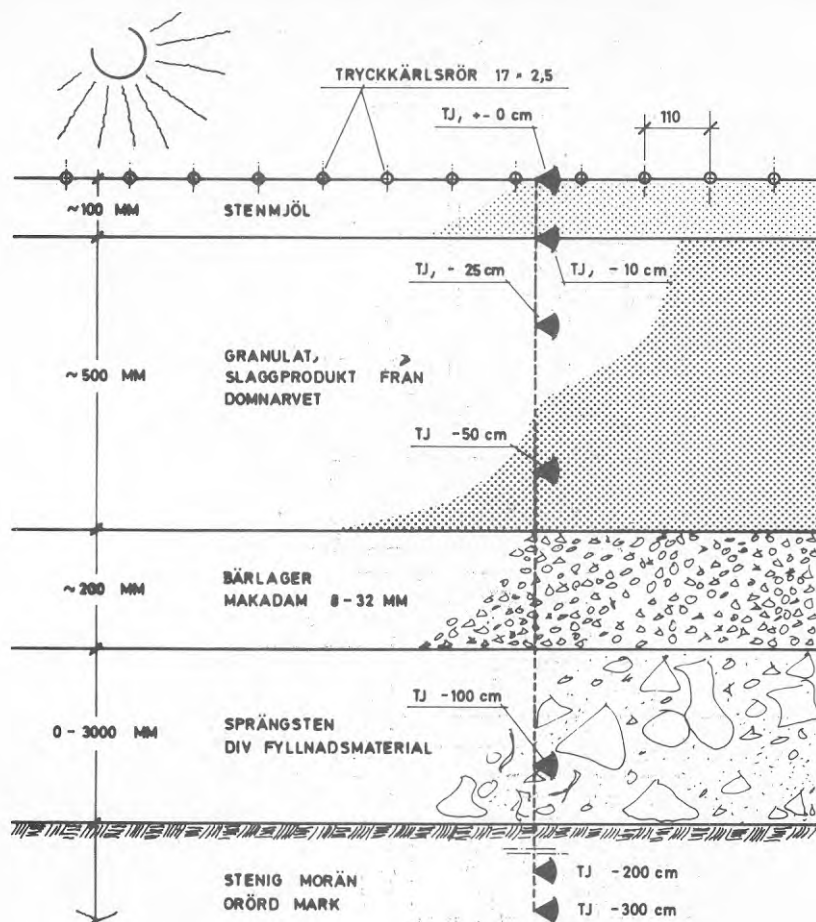


Fig 9.2 Skärning genom bandybanans kylrörsbädd. Sprängsten och fyllnadsmaterial användes för att grovplanera bandybanan före iordningställandet.

Systemet har efter ombyggnaden två driftfall benämnda "sommar" resp "vinter". Emedan systemet arbetar med en högtrycksflottör är trycket i köldmedietanken i stort sett identiskt med förångningstrycket i bandybanan. Vid "vinterdrift" styrs kompressorernas kapacitet efter ett konstant förångningstryck som normalt är 200 kPa (2 bar ö \approx -10°C). De 16-cylindriga kompressorerna styrs därvidlag in i 7 steg med som lägst 4 cylindrar i arbete och resterande 12 cylindrar ventilavlastade. Köldmediepumparna har kontinuerlig drift så snart en kylmaskin startar.

Vid vinterdrift passerar hetgasen från kompressorerna först den vattenkylda kondensorn KD2, där en del av gasen kondenserar och sedan ut i KD1, som är den gamla

utomhuskondensorn, vars kapacitet regleras av kondenseringsstrycket på konventionellt sätt. Inställningsvärde normalt 1400 kPa (14 bar ö, $\approx +37,5^{\circ}\text{C}$). Trevägsventil SV1 shuntar köldmediet (hetgasen) förbi KD2 vid risk för övertemperatur.

I ammoniaksystemet finns även en tubpanna (EV) inkopplad, som kyler ett brine-system för ishockeyrinken utomhus. Tubpannans kapacitet regleras via expansionsventil. Utöver vad som anges på fig 9.1 finns en anslutning mellan den här tubpannans brine-system och ishallens brinesystem för reservhållning.

Vid s k sommar drift utnyttjas bandybanans kylsystem uteslutande för att producera värme till kondensorsystemet via KD2. Av denna anledning styrs kompressorerna K1-K3 i sommarfallet av vattentemperaturen GT1 ut ur kondensor KD2, som konstanthålls vid $+30^{\circ}\text{C}$. Tryckgivare GP12 har en stabiliserande funktion vid plötsliga belastningsvariationer i kondensorsystemet. I sommarfallet är KD1 normalt inte inkopplad.



Fig 9.3 Kondensor KD2 som är "hjärtat" i hela systemet lyfts på plats i maj 1982.

9.3 Driftproblem

9.3.1 Varierande mängder spillvärme från KD2

En veckas provdrift i maj 1980 hade föregått beslutet om investeringar i detta projekt. Provet redovisas i BFR-rapport R31:1981 och omfattade en veckas drift av

bandybanans kylsystem med maximal kapacitet. Här visades att den effekt som erfordras för utomhusbadet sommartid mer än väl kunde täckas med värme från bandybanan.

När den nya anläggningen togs i bruk i december 1982 med det aktuella driftfallet "vinterdrift", förekom ingen överföring av värme i KD2 och bara små mängder i KD4 och KD6 motsvarande 100-300 kW. Eftersom värmepumpen har en beräknad kapacitet av över 1000 kW blir dess drift svårreglerad och dessutom oekonomisk. Inkopplingen av reservvärme från sporthallen via P1A och P1B i utomhusbadets maskinrum visade sig också svår att reglera lugnt utan pendlingar.

På försök beslutades att vintertid ställa av värmepumpen och istället distribuera den värme som överförs i kondensatorerna direkt till förbrukarna via värmepumpsystemet. Det har visat sig vara en god lösning eftersom även detta system dimensionerats som ett extremt lågtemperatursystem på förbrukarsidan (40/35°C).

Om man önskar en något högre framledningstemperatur vintertid i värmepumpsystemet bör en mindre värmepump installeras som bättre svarar mot aktuellt värmebehov och tillgänglig mängd spillvärme. Problemet i anläggningar av denna typ ligger i de väldiga variationerna i tillgången på spillvärme. Vid utomhustemperaturer omkring eller över noll grader avger bandykompressorerna stora mängder spillvärme via kondensator KD2, medan värmemängden vid lägre temperaturer minskar för att helt upphöra vid temperaturer under -10°C.

Värmeproduktionen i KD2 direkt till förbrukare vid vinterdrift redovisas i kap 3.4 (kondensatorsystemet).

9.3.2 Problem med smutsfilter

För att skydda de flödesmätare som ingår i mätutrustningen har smutsfilter (silar) installerats. Silarna har fungerat som avsett, dvs smuts har samlats i silarna, i vissa fall i sådan mängd att flödet minskat mycket kraftigt.

Problemet har varit att upptäcka flödesminskningen innan andra problem uppstått. För att komma förbi detta problem bör silarna rutinmässigt rengöras med visst intervall under den första tiden. Vartefter restsyrehalten sjunker i värmesystemen minskar också problemen med t ex magnetitutfällning.

I fig 9.4 visas ett foto över en sil från värmebärarkretsen på värmepumpens kondensatorsida. Den hann sättas igen helt innan felet upptäcktes.

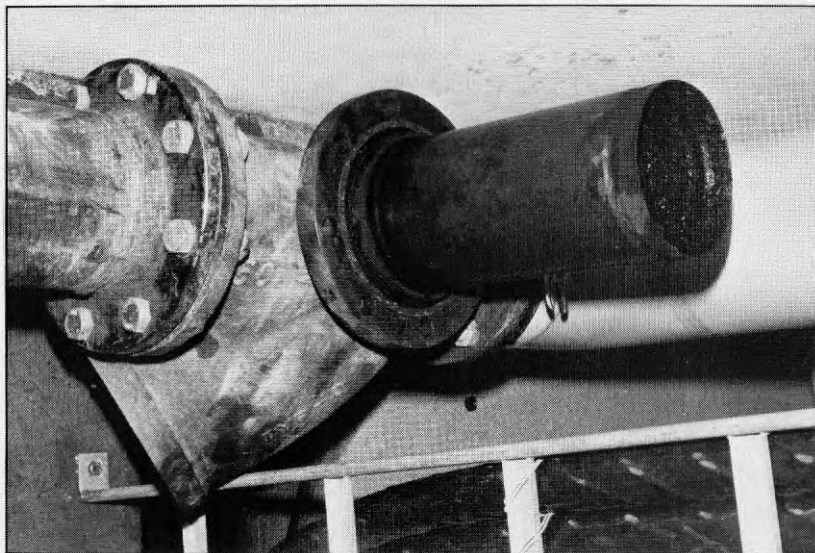


Fig 9.4 De silar som installerats i värmesystemen har blivit igensatta som den här med magnetitslam, med flödesproblem som följd.

9.3.3 Problem med ammoniakpumpar

Under normal "vinterdrift" perioden okt-april startas köldmediepumparna så snart en kompressor är i drift. Driften blir därigenom mer eller mindre kontinuerlig. Det ger en relativt säker drift av pumparna som vid intermitent drift lider av gasbildning i sugledningen och därför "löser ut" i vissa fall. Pumparna är helkapslade och kyls av köldmediet. För att skydda pumparna vid uteblivet flöde stoppas de efter en viss tid om inte en tryckvakt registrerat en acceptabel tryckdifferens över pumpen.

Vid "sommardrift" har styrstrategien varierat. I det ursprungliga förslaget, som låg till grund för driften den första säsongen -83, startades en köldmediepump när den första bandykompressorn startade, och den andra när nästa kompressor startade. Vid långa stillståndsp perioder visade det sig, att köldmediepumparna inte startade så som avsetts, varför hela bandyanläggningen stoppades och sedan även värmepumpen. Systemet användes dock säsongen ut med div modifieringar.

Nästa sommarsäsong -84, hade styrsystemet modifierats så, att köldmediepumparnas drift reglerades av förångningstemperaturen i bandybanan med en viss kompensering för utetemperatur. Systemet hade två stora fördelar. Dels kunde förångningstemperaturen hållas

på högsta möjliga nivå och dels kunde köldmediemängden ute i bandybanan begränsas till en rimlig nivå. Tyvärr förekom även nu problem med pumparna vid långa stilleståndsperioder.

Till sommarsäsongen -85 hade driftpersonalen tröttnat på driftstoppen varför köldmediepumparna inkopplades till nära kontinuerlig drift. Detta framgår ganska väl av nedanstående tabell.

Tabell 9.1 Månadsvärden för elförbrukning i köldmediepumpar 1983-1985.

Mån	1983		1984		1985	
	Pump 1 MWh	Pump 2 MWh	Pump 1 MWh	Pump 2 MWh	Pump 1 MWh	Pump 2 MWh
01	-	-	.31	.26	.00	.00
02	-	-	.46	.53	.07	.07
03	.00	.21	.01	.01	.45	.03
04	.00	.19	.00	.00	.00	.00
05	.00	.00	.00	.27	.61	.02
06	.30	.23	.22	.59	1.90	1.60
07	.13	.10	.52	.20	1.62	1.26
08	.22	.18	.49	.05	1.11	.89
09	.02	.01	.22	.21	.76	.49
10	2.17	2.05	2.40	2.31	2.49	2.25
11	1.28	1.16	2.15	.44	1.29	1.06
12	1.29	1.13	2.02	.00	.75	.74

Under "sommardrift" perioden maj-sept var elförbrukningen enligt tabell 9.1

-83 = 1,19 MWh
 -84 = 2,77 MWh
 -85 = 10,26 MWh

Det betyder att, förutom nackdelarna med stor köldmediemängd i bandybanan och stort slitage på pumparna ökar elförbrukningen med ca 7,5 MWh och årskostnaden med ca 2000 kr.

Vid kalkyler med cirkulationspumpar på vattensidan kan en ökad energiförbrukning hos pumparna i många fall till en del kompenseras av, att ca 75% av energin tillförs vattnet (värmebäraren). I det här fallet med ammoniakpumparna gäller inte det förhållandet, utan den ökade energikostnaden måste betraktas som en ren förlust. Av denna anledning bör pumparnas sugledning byggas om för att kunna garantera att NPSH upprätthålls i anläggningen.

9.3.4 Problem med rören i bandybanan

Av fig 9.5 framgår att rören ligger helt ytligt i bandybanan. Det betyder att de utvidgas kraftigt under varma sommark dagar och bildar slingor eller "vågor" som tränger upp över sandytan. Dessa rör blir naturligtvis väldigt utsatta för mekanisk påverkan på hösten då bandybanan skall börja spolas. Personalen får därför varje år försöka packa ner rören i sanden när kylmaskinerna startats för säsongen, och rören därigenom sträckt på sig.

Ett starkt önskemål är därför, att man på något sätt kan ta ut så mycket värme ur bandybanan hela sommaren, att rören hålls sträckta. Det förutsätter då ett års-lager t ex av borrhålstyp, där värme kunde lagras under sommaren och tas ut under vintern.



Fig 9.5

Kylrören i bandybanan ligger helt ytligt i ett krossmaterial. Ovanpå rören syns jordtemperaturgivarna strax innan de installerades i ett borrhål.

9.4 Klimatdata

I mätprogrammet för detta projekt har ingått registrering av vissa klimatdata såsom

- utomhustemperatur (2 mätställen)
- solinstrålning
- luftfuktighet
- vindhastighet

Av dessa mätpunkter har mätaren för luftfuktighet ofta visat dåliga värden (>100%) eller inga mätvärden alls. Vindmätaren har registrerat både vindväg och vindhastighet, men placeringen av mätaren kanske inte ger representativa värden för Lugnet som helhet.

Tabell 9.2 Uppmätta klimatdata i Lugnet, Falun

År / mån	Utomhus temp °C			Grad dagar	Eldn dagar	Solinstr global kWh/m ²
	min	max	medel			
1983/03	-15,6	6,4	-1,3	566	31	54
04	-7,4	13,8	3,9	400	27	78
05	-2,0	19,2	9,8	116	12	106
06	3,3	27,1	13,8	25	3	152
07	-	-	-	-	-	-
08	2,5	28,8	15,7	0	0	133
09	1,1	24,2	11,4	131	11	47
10	-4,6	14,9	6,4	330	31	34
11	-13,5	11,1	-0,2	514	30	14
12	-17,9	6,4	-2,8	615	31	4
1984/01	-23,0	7,0	-7,5	761	31	8
02	-15,0	3,3	-3,5	595	29	24
03	-18,4	7,2	-4,0	649	31	69
04	-5,4	20,2	4,5	376	29	102
05	-3,7	23,2	11,1	116	11	142
06	3,2	23,6	13,4	25	3	145
07	7,9	27,8	15,4	0	0	152
08	2,8	26,2	15,4	17	2	135
09	-1,5	20,9	9,1	228	28	50
10	-2,3	14,6	7,2	300	30	25
11	-7,4	12,7	1,5	465	30	7
12	-8,3	8,0	-0,7	548	31	3
1985/01	-31,3	0,7	-12,4	912	31	9
02	-30,5	1,4	-14,2	875	28	21
03	-16,3	5,9	-2,3	618	31	47
04	-12,6	11,5	1,4	468	30	108
05	-1,1	26,6	9,3	204	18	159
06	1,5	26,0	13,9	45	5	145
07	5,6	25,8	15,6	0	0	140
08	5,1	23,4	14,3	0	0	95
09	-1,0	15,8	8,7	239	28	69
10	-3,2	19,3	6,7	310	28	36
11	-13,6	6,3	-2,7	590	30	11
12	-25,1	6,7	-9,7	828	31	5
År 1985	-31,3	26,6	2,5	5089	260	845

Graddagar beräknade enligt av Kungl Byggnadsstyrelsen fastställda regler efter temperaturgränsen +17°C. (1 graddag = 86 400 kelvinsekunder)

Eldningsgräns dygnsmedeltemperatur

- april	+12°C
- maj-juli	+10°C
- aug	+11°C
- sept	+12°C
- okt	+13°C

Solinstrålningen uppmätt med en pyranometer typ Kipp & Zonen, ZM11.

Tabell 9.3 Utomhustemperatur för Falun (period 1951-80), graddagar under normalår för Falun (period 1961/62-1978/79), normala antalet eldningsdygn i Falun samt global solinstrålning under normalår för Stockholm (perioden 1961-75). Källa: SMHI

Mån	Medel temp 1951-80 °C	Grad dagar 1961-79	Eldnings dagar 1961-79	Solinstr global 1961-75 kWh/m ²
01	-7,4	749	31	11
02	-7,4	686	28	26
03	-2,5	599	31	72
04	3,0	421	30	108
05	9,3	179	19	160
06	14,7	13	3	184
07	15,9	2	1	163
08	14,6	15	4	123
09	10,0	186	26	77
10	5,1	364	31	38
11	-0,6	532	30	14
12	-4,8	705	31	7
ÅR	4,2	4451	265	983

- I tabell 9.3 beräknas dygnsmedeltemperaturen som ett viktat medelvärde av de temperaturavläsningar som skett kl 07, kl 13 och kl 19. I tabell 9.2 beräknas den däremot som ett medelvärde av 5-minuters registreringar för hela dygnet.
- I tabell 9.3 och 9.2 beräknas graddagar identiskt, dock baseras eldningsgränsen och graddagarna i resp tabell på dygnsmedelvärden beräknade så som angetts ovan.

- Eldningsdagar i tabell 9.3 är angivna som uppskattade medelvärden. I tabell 9.2 däremot anges de eldningsdagar som legat till grund för resp grad-dagsberäkning (månadsvärde).
- Solinstrålningen i både tabell 9.3 och 9.2 avser global instrålning, dvs summan av direkt och diffus solinstrålning uppmätt mot horisontell yta.

Tabell 9.4 Vind- och fuktmätning i Lugnet, Falun

Mån	Vindhast entre medel m/s	Vindriktning 1985				Luftfukt entre 1983 %
		N %	O %	S %	V %	
01	1,5	51	8	29	12	-
02	1,0	50	9	30	11	-
03	1,3	39	22	32	7	69
04	1,6	49	15	25	11	73

05	1,5	49	15	26	10	69
06	1,7	52	17	23	7	62
07	1,7	34	20	32	14	-
08	1,4	22	28	37	13	-

09	1,5	32	14	25	29	-
10	1,7	28	16	29	27	75
11	1,4	41	12	16	31	78
12	1,4	46	18	19	16	92

År	1,5	41	16	27	16	-

Mätare för vindhastighet och luftfuktighet har ofta varit ur funktion eller givit felaktiga mätvärden. I ovanstående tabell görs dock ett försök att redovisa ett mätresultat. Skälet att ändå redovisa ett resultat beror på vetskapen, att de mätdata som inte redovisas i denna rapport, heller aldrig kommer att bli annat än lagrade data på ett band hos MCE.

För mätvärden enligt tabell 9.4 gäller dock:

- Vindhastigheten avser medelvärdet över hel månad. P g a mätarens otillförlitlighet redovisas medelvärdet över tre år, -83 t o m -85. Den högsta uppmätta vindhastigheten är 7,6 m/s (timmedelvärde).
- Vindriktningen har av mätaren registrerats helt utan problem i tre år. Mätarens placering invid ishallen gör dock dessa mätvärden synnerligen otillfredsställande men
 - om den huvudsakliga vindriktningen varit nordlig har detta registrerats som "N" och motsvarande resultat har erhållits för vindriktning "S".

- vid vindriktningar kring SV och NO erhålles däremot en mycket osäker registrering.

Mätresultat för vindriktning gäller år -85

- Luftfuktigheten är alltid vanskelig att mäta, speciellt över så varierande temperaturer och över så lång tid utan regelbunden kalibrering. De fåtaliga resultat som redovisas i tabell 9.4 gäller mätvärden för 1983.

9.5 Bandybanan som solfångare

9.5.1 Mätpunkter

I bandybanan har installerats temperaturgivare för jordtemperaturer på olika nivåer. Placeringen i plan framgår av fig 9.6 medan de olika nivåerna framgår av fig 9.2.

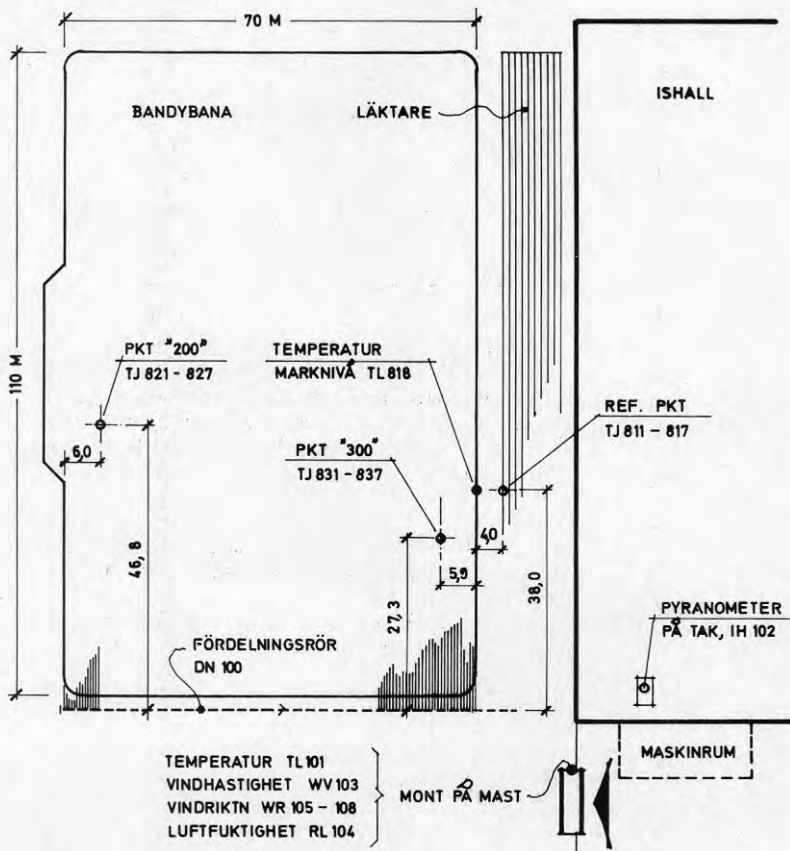


Fig 9.6 Placering av mätpunkter utomhus

9.5.2 Redovisning av 7 dagar i juni -85

För att ge en uppfattning om funktionen hos bandybanan och dess kylsystem i ett mera momentant perspektiv redovisas perioden 850601 t o m 850607 i diagramform på följande sidor.

För att ge en mera samlad bild av driftförhållandena under dessa dagar redovisas i tabell 9.5 t o m 9.8 medelvärden resp summor för dygn och för hela 7-dagarsperioden.

Tabell 9.5 Väderdata motsvarande fig 9.7

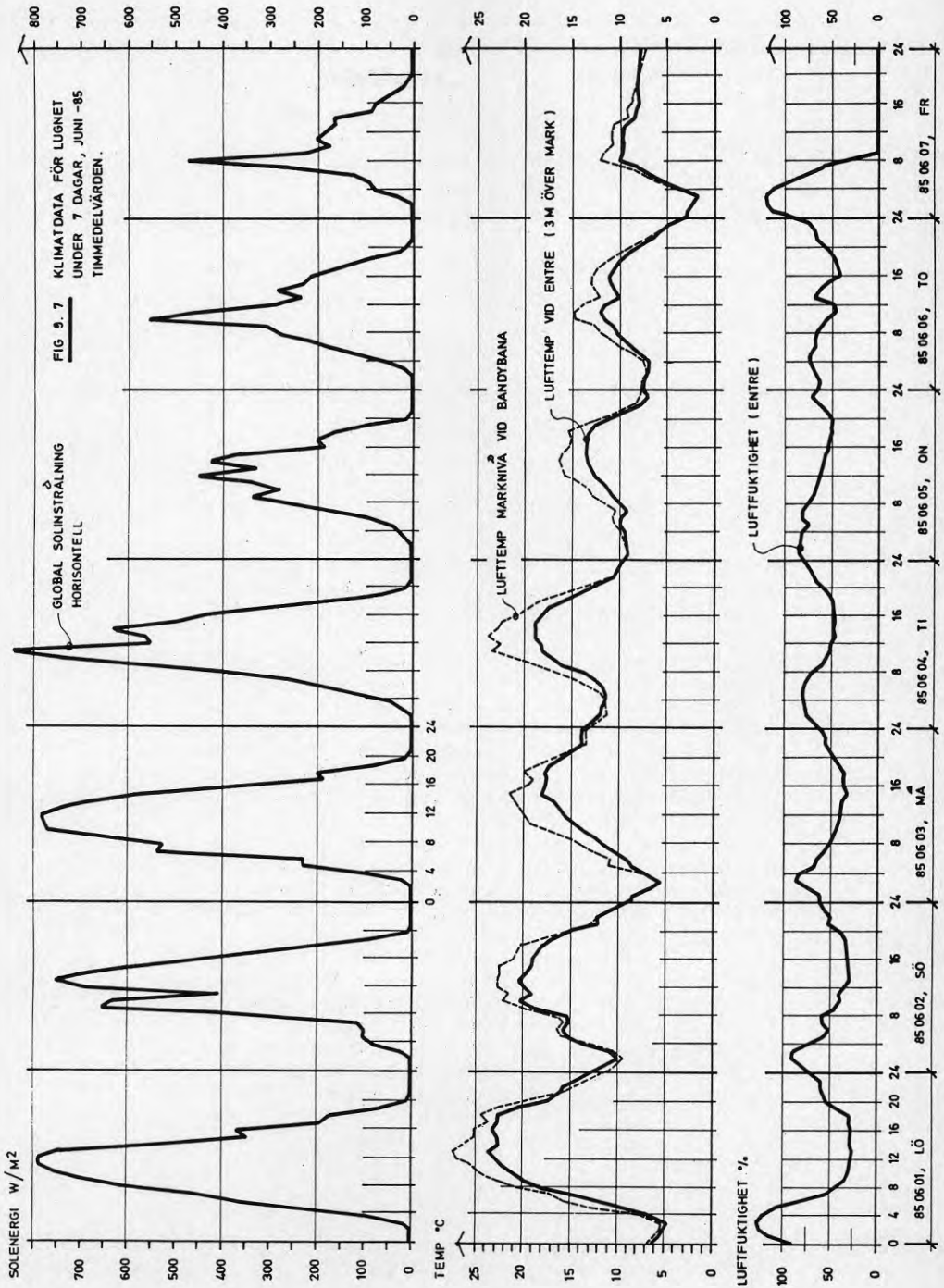
Dag	Lufttemp entre TL101 °C	Lufttemp marknivå TL818 °C	Luftfukt entre RL104 °C	Solinstr global IH102 kWh/m ²
850601	16,1	18,0	57	7,17
-02	15,7	16,7	48	6,26
-03	13,0	14,8	52	7,50
-04	14,5	16,2	61	6,46
-05	10,7	12,1	66	3,78
-06	8,9	10,1	59	3,75
-07	7,1	7,8	34	2,46
7 dag	12,3	13,7	54	37,4

Kommentar till fig 9.7

Mätare för luftfuktighet upphör att fungera den sista dagen i perioden. Den har å andra sidan uppvisat många märkliga mätresultat, som här över 100% under den tid den "fungerat".

Observera den avsevärt högre lufttemperaturen nere vid bandybanan (ca 1 m över mark). Skillnaden kan vara upp till 5 grader vid kraftig solinstrålning.

Tabell 9.5 och figur 9.7 gäller som bakgrundsdata även beträffande redovisning av utomhusbadets uppvärmning, se bl a fig 6.11.



Tabell 9.6 Driftdata för bandykompressorer motsvarande fig 9.8

Dag	Jordtemp medel +0cm °C	Förångn-NH ₃		Kond-NH ₃		Värme faktor medel
		TP703 bar(ö)	TP703 °C	TP702 bar(ö)	TP702 °C	
850601	17,8	6,36	14,8	12,68	34,8	7,47
-02	14,3	5,55	11,3	12,46	34,2	6,34
-03	14,9	5,56	11,3	12,56	34,5	6,32
-04	16,5	5,83	12,5	12,86	35,2	7,29
-05	10,8	4,72	7,4	12,63	34,7	5,82
-06	8,5	4,32	5,3	12,89	35,3	5,58
-07	4,8	3,53	0,9	12,87	35,3	4,98
7 dag	12,5	5,05	9,0	12,71	34,9	6,19

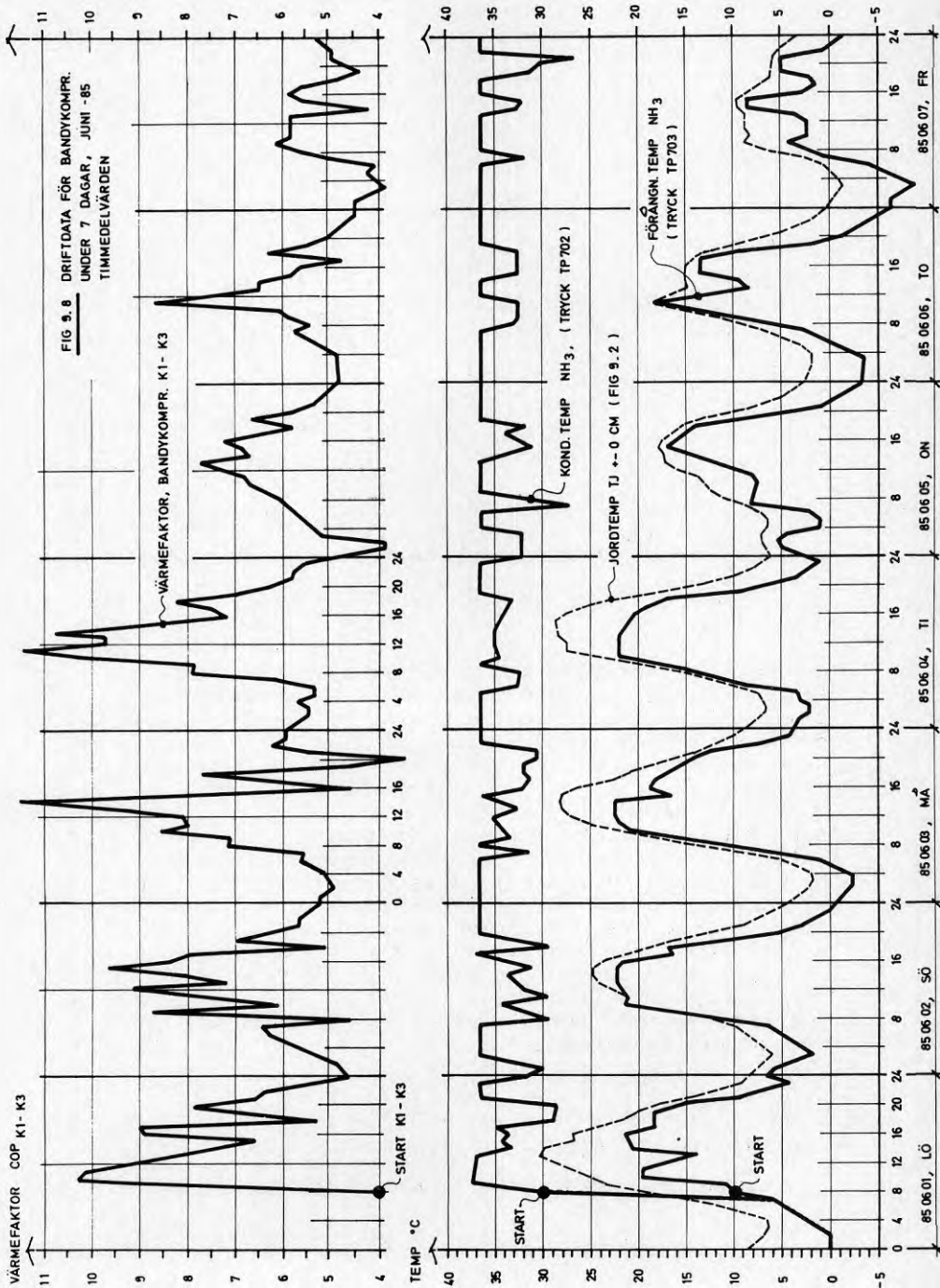
Kommentar till fig 9.8

Dygnsmedelvärden för -850601 beräknade för timvärden mellan kl 8.00 och 24.00 beträffande förångnings- och kondenseringsstryck samt värmefaktor.

Man bör observera att den beräknade värmefaktorn både för dygn och för 7 dagar beräknas utifrån timvärden för värmefaktorn. Det betyder att angivna värden är ett medelvärde av den visade *kurvan* i diagram fig 9.8. Om man däremot beräknar värmefaktorn för dygns- resp 7-dagarsvärden utifrån VM220 och EE710 erhålls andra värden. Sambandet redovisas under kommentaren för fig 9.10.

Av fig 9.8 framgår klart sambandet mellan hög förångningstemperatur och hög värmefaktor. Kurvan över värmefaktorn är nära en kopia av kurvan för solinstrålningen.

Det kan kanske verka märkligt att förångningstemperaturen är lika hög som jordtemperaturen vid markytan. Det beror dock på att kylrören ligger synligt i grusbädden och påverkas direkt av solinstrålningen. Givarna för jordtemperaturen TJ821 resp TJ831 ligger dock ca 10 mm ner i grusbädden skyddade för direkt solljus.



Tabell 9.7 Driftdata för bandybana motsvarande fig 9.9

Dag	Drifttid		Värme KD2 VM220 MWh	Elförbr K1-K3 EE710 MWh	Kylkap bandy KM220 MWh	Värme faktor VM220/ EE710
	värmepump					
	tim	%				
850601	11,5	48	7,46	1,05	6,27	7,10
-02	15,6	65	9,28	1,53	7,50	6,07
-03	15,7	65	9,34	1,59	7,51	5,87
-04	17,9	75	10,36	1,62	8,50	6,40
-05	18,5	77	12,23	2,07	9,98	5,91
-06	20,0	83	13,30	2,51	10,69	5,30
-07	20,5	85	14,19	2,88	11,25	4,93
7 dag	119,7	71	76,16	13,25	61,70	5,75

Kommentar till fig 9.9

Tyvär ligger det största värmeuttaget nattetid, då förångningstemperaturen är låg. Det beror i sin tur på, att den värmeenergi som produceras i värmepumpen till största delen utnyttjas för att värma bassängen i utomhusbadet, där värmebehovet ökar kraftigt nattetid.

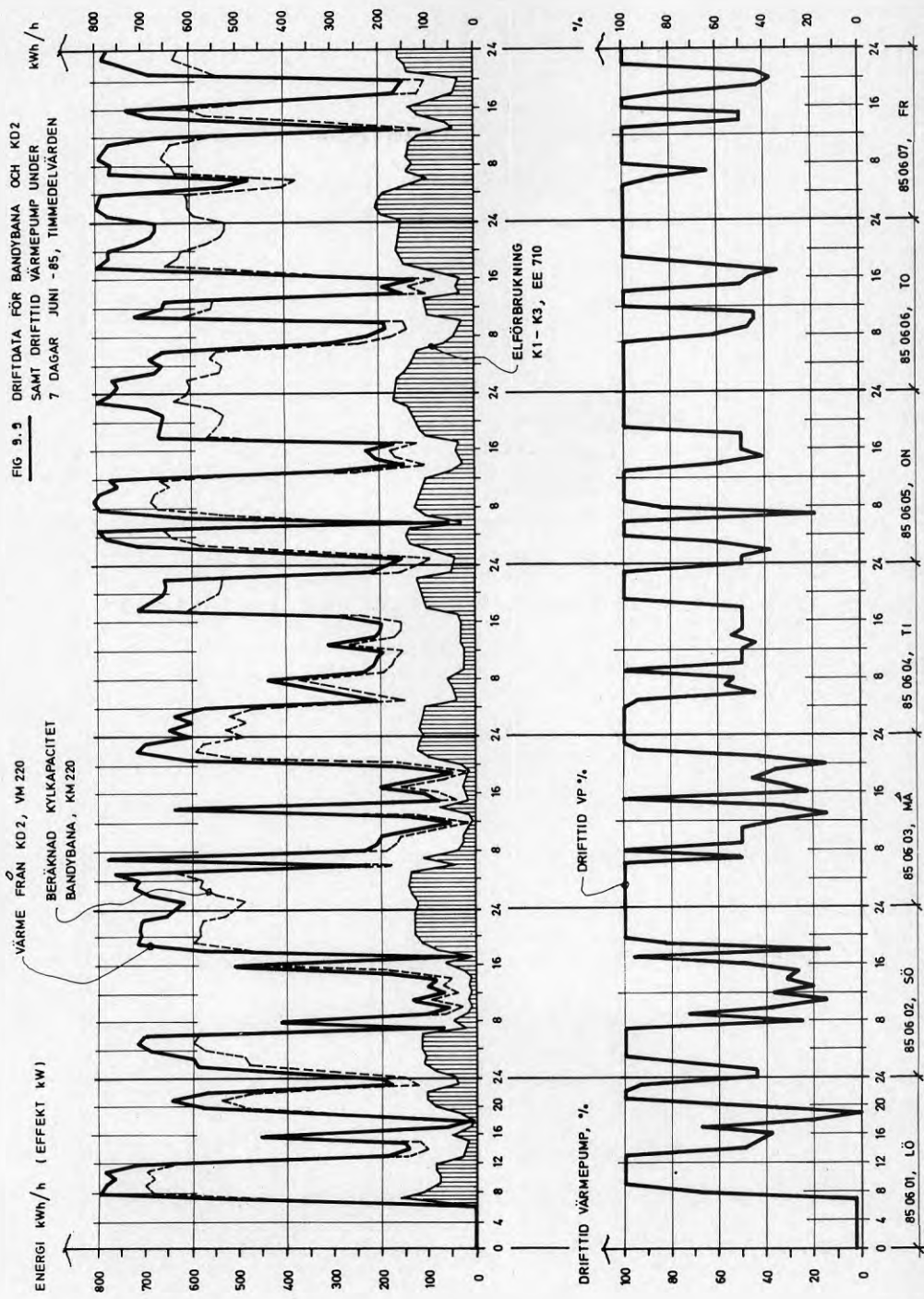
Det skulle vara både ekonomiskt och framför allt komfortmässigt motiverat, att under dagens varmaste timmar höja temperaturen i t ex 50 m-bassängen någon grad, som sedan nyttjas som ackumulerad värmekapacitet, då badet stängt för kvällen eller kanske ännu tidigare.

Den värmefaktor som beräknats i tabell 9.7 utgår från summerade energimängder över dygn resp 7 dagar och motsvarar alltså den "praktiska" värmefaktorn för denna anläggning under redovisad period. Som framgår av tabell 9.6 och fig 9.8 skulle den dock kunna förbättras avsevärt, om värmeuttaget i större utsträckning kunde förläggas till dygnets varmaste timmar.

Den kylkapacitet som anges, KM220 beräknas utifrån förutsättningen, att all värme som avges i KD2 erhålls som summan av värmeenergi från

- bandybana KM220
- ammoniakpumpar, 100% av elenergi
- kompressorer, 85% av elenergi
- isolations-"förluster", 15 kW kontinuerligt

FIG 9.3 DRIFTDATA FÖR BANDYBANA OCH KD2
SAMT DRIFTTID VÄRMEPUMP UNDER
7 DAGAR JUNI -85, TIMMEDELVÄRDEN



Tabell 9.8 Jordtemperaturer motsvarande fig 9.11

Dag	Jordtemp ref pkt, °C			Jordtemp bandybana °C		
	TJ811 +-0cm	TJ812 -10cm	TJ813 -25cm	TJ8M1 +-0cm	TJ8M2 -10cm	TJ8M3 -25cm
850601	25,5	23,9	21,9	17,8	15,2	10,5
-02	23,7	23,4	22,3	14,3	13,4	10,6
-03	24,4	23,2	21,8	14,9	12,9	9,7
-04	25,4	24,1	22,6	16,5	14,3	10,3
-05	19,8	20,5	20,7	10,8	10,9	9,8
-06	17,7	18,1	18,1	8,5	8,6	8,1
-07	13,7	14,8	15,6	4,8	5,5	6,4
7 dag	21,5	21,1	20,4	12,5	11,5	9,3

Kommentar till fig 9.11

Det mest påfallande men också förväntade resultatet är, att jordtemperaturerna i referenspunkten är ca tio grader högre än medelvärdet på motsvarande nivåer i bandybanan.

Jordtemperaturer i ett längre perspektiv (år) behandlas under kap 9.5.4



Fig 9.10 Biljett-entrén för bandybanan där givare för lufttemperatur, luftfuktighet, vindhastighet och vindriktning monterats i en mast ovan tak.

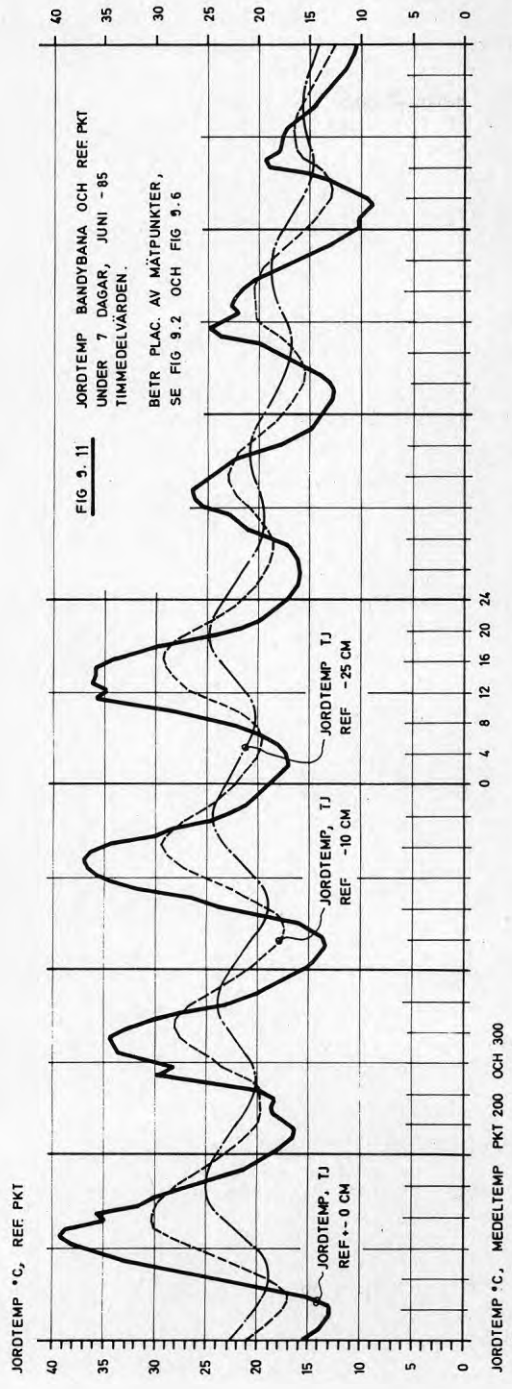
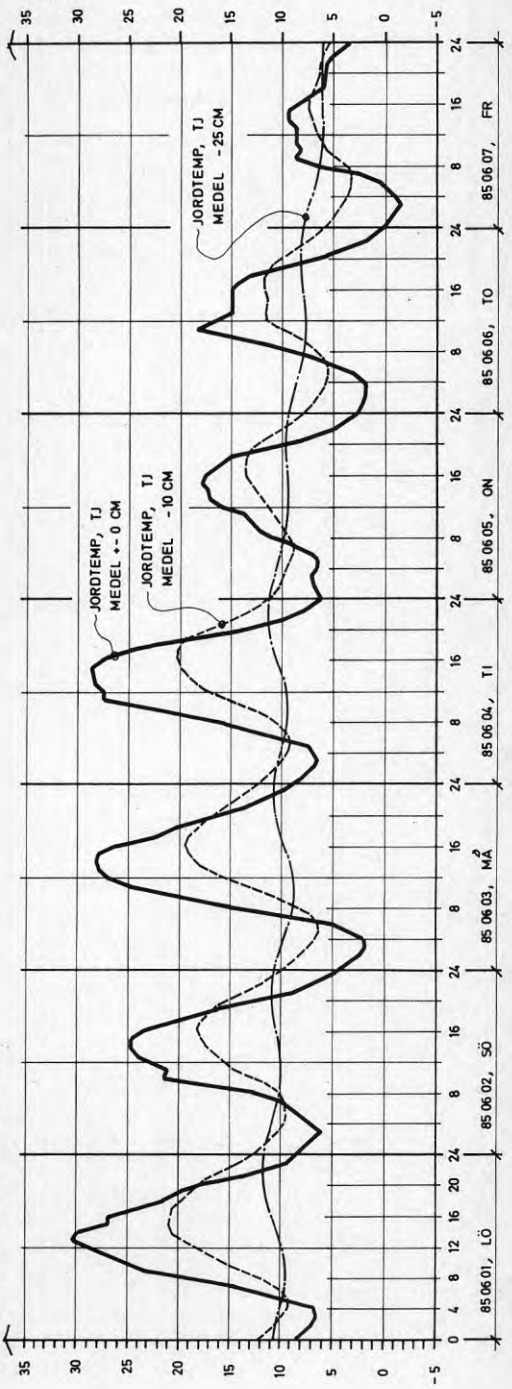


FIG 9.11
JORDTEMP BANDYBANA OCH REF PKT
UNDER 7 DAGAR, JUNI -85
TIMMEDELVÄRDEN.
BETR PLAC. AV MÄTPUNKTER,
SE FIG 9.2 OCH FIG 9.6



85.06.01, LÖ 8 12 16 20 24
85.06.02, SÖ 8 12 16 24
85.06.03, MÅ 8 12 16 24
85.06.04, TI 8 12 16 24
85.06.05, ON 8 12 16 24
85.06.06, TO 8 12 16 24
85.06.07, FR 8 12 16 24

9.5.3 Förångningstemperatur

Det hör inte till de nyare upptäckterna inom köldmedietekniken, att förångningstemperaturen har en avgörande inverkan på driftekonomin, vare sig man skall producera värme eller kyla eller bådadera. Man kan också på ett utmärkt sätt i ett h-log p-diagram (i-log p-diagram) visa, varför detta förhållande gäller i en förångningsprocess.

Som framgår av fig 9.8 varierar förångningstemperaturen mycket under sommar drift. Av samma figur framgår också värmefaktorns lika kraftiga variation ungefär i fas med förångningstemperaturen.

I fig 9.12 visas ett kapacitetsdiagram för de kompressorer, som installerats för bandyanläggningen. Diagrammet är en omarbetad version av kompressorleverantörens ursprungliga diagram, som här anpassats till aktuellt motorvarvtal. I detta diagram kan man mycket påtagligt se vikten av att om möjligt höja förångningstemperaturen.

Inritat exempel i fig 9.12

Driftfall A ger:

- förångningstemp	-4 °C
- kondenseringstemp	+30 °C
- axeleffekt	≈ 140 kW
- kyleffekt	≈ 700 kW

Driftfall B ger:

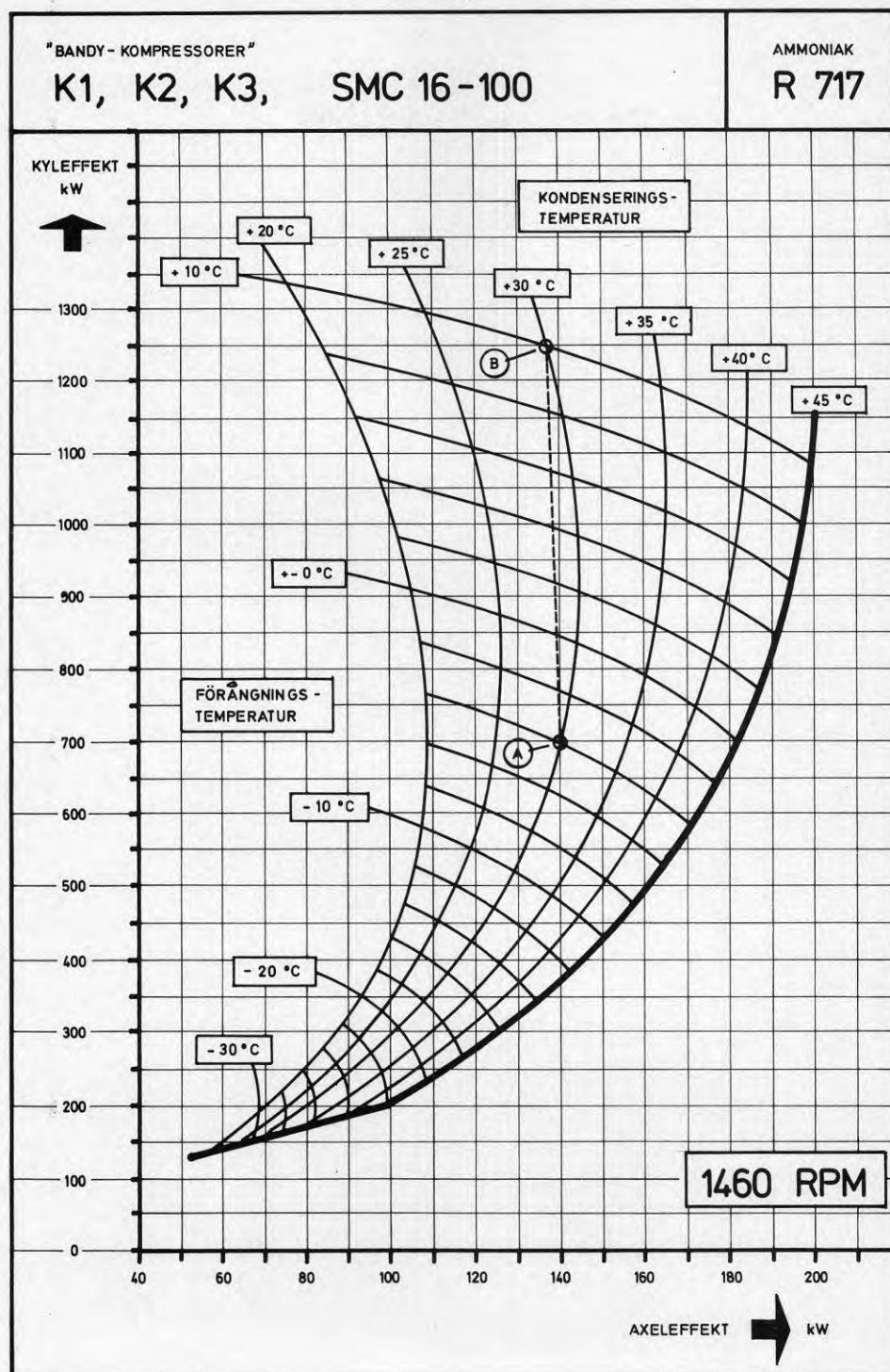
- förångningstemp	+10 °C
- kondenseringstemp	+30 °C
- axeleffekt	≈ 137 kW
- kyleffekt	≈ 1250 kW

Man kan således öka värmeuttaget (kyleffekten) ur bandybanan med nära 80 % utan att öka kompressorns axeleffekt. I detta avseende är andra tillämpningar inom köldmedietekniken likartade.

Även en sänkning av kondenseringstemperaturen ger som framgår av diagrammet en kraftig förbättring av värmefaktorn. I Lugnet-anläggningen är dock kondenserings-temperaturen svårare att påverka.

Sammanfattningsvis finns det alltid skäl att ha *exergi*-begreppet i åtanke vid handläggning av kyl- eller värmepumpfrågor (se t ex Blomquist & Nowacki, 1979).

FIG. 9. 12 KAPACITET FÖR KOMPRESSORER, BANDYANLÄGGNING



Densitet och entalpitet för ammoniak, NH₃

Temp	Tryck	Densitet vid nedre gräns- kurva	Densitet vid övre gräns- kurva	Entalpitet vid nedre gräns- kurva	Entalpitet vid övre gräns- kurva	Ångbild- nings- entalpitet
ϑ °C	p kPa	ρ' kg/m ³	ρ'' kg/m ³	h' kJ/kg	h'' kJ/kg	r kJ/kg
-20	194,0	665,0	1,604	108,6	1437,1	1328,5
-19	202,7	663,7	1,672	113,1	1438,5	1325,4
-18	211,7	662,4	1,742	117,6	1439,9	1322,3
-17	221,1	661,1	1,814	122,2	1441,3	1319,1
-16	230,9	659,8	1,889	126,7	1442,7	1316,0
-15	241,0	658,5	1,966	131,3	1444,0	1312,7
-14	251,4	657,2	2,046	135,9	1445,4	1309,5
-13	262,1	655,9	2,128	140,4	1446,7	1306,3
-12	273,2	654,6	2,213	144,9	1448,0	1303,1
-11	284,7	653,3	2,300	149,5	1449,3	1299,8
-10	296,6	652,0	2,390	154,1	1450,5	1296,4
-9	308,9	650,7	2,483	158,6	1451,8	1293,2
-8	321,6	649,3	2,579	163,2	1453,0	1289,8
-7	334,7	648,0	2,678	167,8	1454,3	1286,5
-6	348,1	646,7	2,779	172,4	1455,5	1283,1
-5	361,9	645,3	2,883	177,0	1456,7	1279,7
-4	376,1	644,0	2,991	181,5	1457,9	1276,4
-3	390,8	642,6	3,102	186,1	1459,0	1272,9
-2	406,0	641,3	3,216	190,7	1460,2	1269,5
-1	421,7	639,9	3,332	195,3	1461,3	1266,0
0	437,9	638,6	3,452	200,0	1462,5	1262,5
+1	454,5	637,2	3,576	204,6	1463,5	1258,9
+2	471,6	635,8	3,703	209,2	1464,6	1255,4
+3	489,2	634,5	3,834	213,9	1465,7	1251,8
+4	507,3	633,1	3,969	218,5	1466,8	1248,3
+5	525,9	631,7	4,108	223,2	1467,8	1244,6
+6	545,0	630,3	4,250	227,8	1468,8	1241,0
+7	564,7	628,9	4,396	232,5	1469,8	1237,3
+8	584,9	627,5	4,546	237,1	1470,7	1233,6
+9	605,7	626,1	4,700	241,8	1471,7	1229,9
+10	627,1	624,7	4,859	246,5	1472,6	1226,1
+11	649,0	623,3	5,022	251,2	1473,6	1222,4
+12	671,5	621,8	5,189	255,9	1474,4	1218,5
+13	694,6	620,4	5,361	260,6	1475,3	1214,7
+14	718,3	619,0	5,537	265,3	1476,2	1210,9
+15	742,7	617,5	5,718	270,0	1477,0	1207,0
+16	767,7	616,1	5,904	274,7	1477,8	1203,1
+17	793,3	614,6	6,094	279,5	1478,6	1199,1
+18	819,6	613,2	6,289	284,2	1479,4	1195,2
+19	846,5	611,7	6,489	288,9	1480,2	1191,3
+20	874,1	610,3	6,694	293,7	1480,9	1187,2
+21	902,4	608,8	6,904	298,5	1481,6	1183,1
+22	931,4	607,3	7,119	303,2	1482,3	1179,1
+23	961,1	605,8	7,339	308,0	1483,0	1175,0
+24	991,5	604,3	7,564	312,8	1483,7	1170,9
+25	1022,5	602,8	7,795	317,6	1484,4	1166,8
+26	1054,4	601,3	8,031	322,4	1484,9	1162,5
+27	1087,0	599,8	8,273	327,2	1485,5	1158,3
+28	1120,4	598,3	8,521	332,1	1486,1	1154,0
+29	1154,6	596,8	8,775	336,9	1486,7	1149,8
+30	1189,5	595,2	9,034	341,7	1487,2	1145,5
+31	1225,2	593,7	9,300	346,5	1487,7	1141,2
+32	1261,7	592,1	9,573	351,4	1488,2	1136,8
+33	1299,1	590,6	9,852	356,3	1488,7	1132,4
+34	1337,4	589,0	10,138	361,1	1489,1	1128,0
+35	1376,5	587,5	10,431	366,0	1489,5	1123,5
+36	1416,5	585,9	10,731	370,9	1489,8	1118,9
+37	1457,3	584,3	11,038	375,8	1490,2	1114,4
+38	1499,0	582,7	11,353	380,7	1490,5	1109,8
+39	1541,5	581,1	11,675	385,6	1490,8	1105,2
+40	1585,0	579,5	12,005	390,6	1491,1	1100,5
+41	1629,4	577,9	12,34	395,5	1491,4	1095,9
+42	1674,7	576,2	12,69	400,5	1491,6	1091,1
+43	1721,0	574,6	13,04	405,4	1491,9	1086,5
+44	1768,2	572,9	13,40	410,3	1492,0	1081,7

Tabell 9.9

Förhållandet
tryck/temp för
ammoniak.

Observera att
tryck anges i
absoluttryck
(a) medan mät-
ningar i Luqnet
registrerat
övertryck (ö).

9.5.4 Jordtemperatur och väderdata i längre perspektiv

Jordtemperaturerna har uppmätts på sju olika nivåer:

- ±0 cm
- 10 cm
- 25 cm
- 50 cm
- 100 cm
- 200 cm
- 300 cm

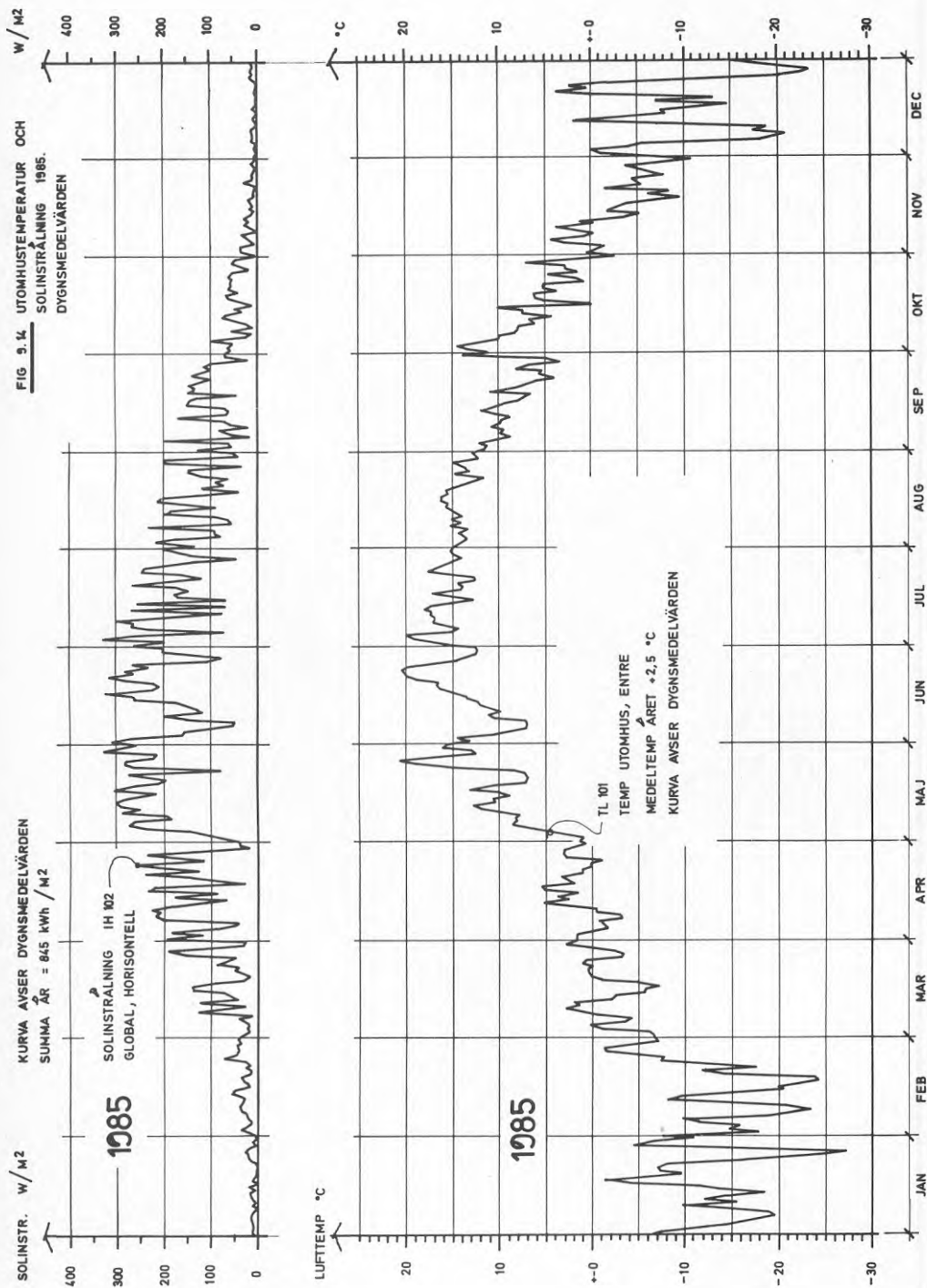
Mätningarna har skett i två punkter på bandybanan samt i en referenspunkt, se fig 9.6.

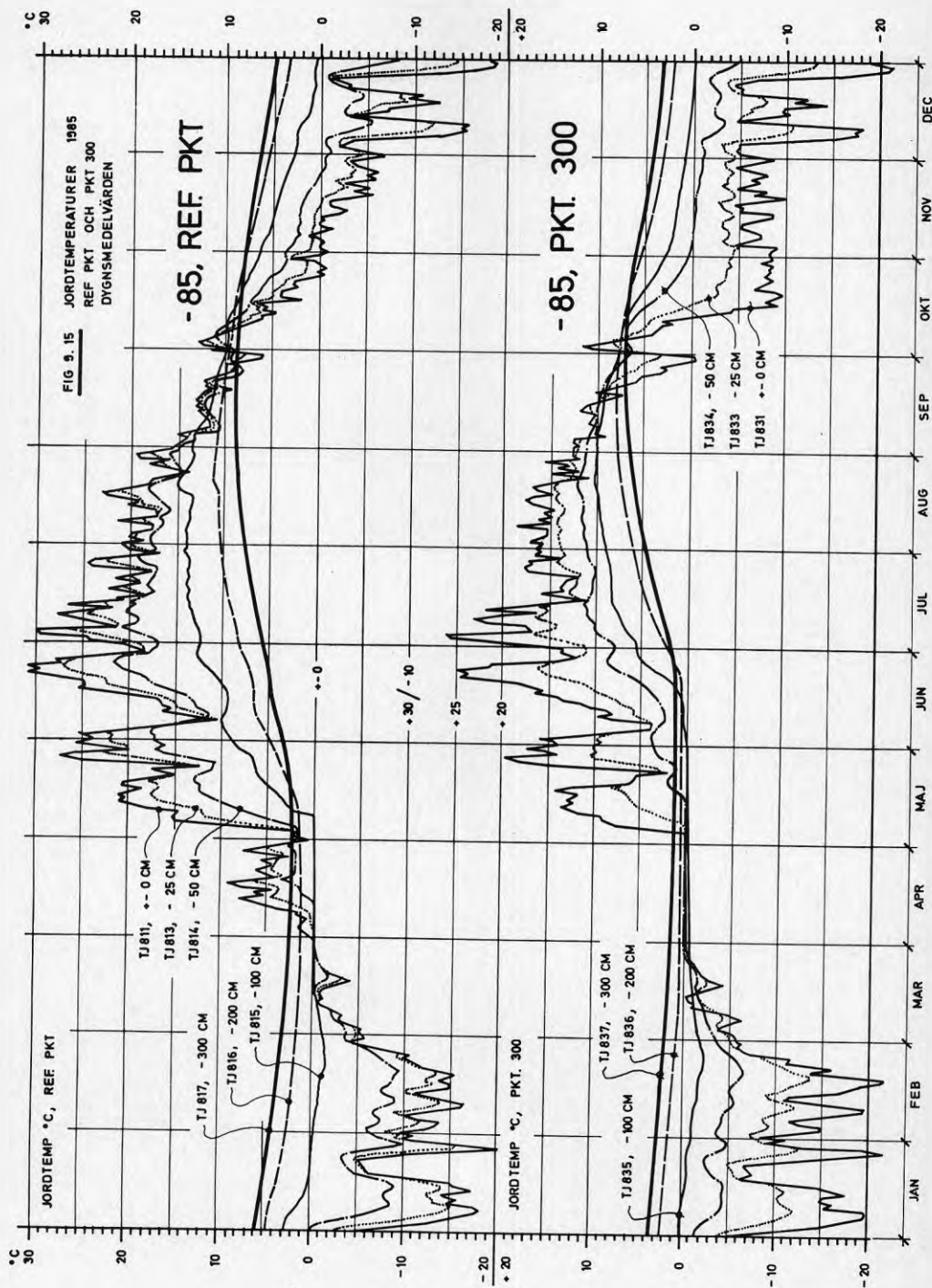
Mätningarna för jordtemperatur har visat sig mycket pålitliga trots att förutsättningarna för givarna är de sämsta tänkbara. Givarna monterades i borrhål som tagits med ett konventionellt tryckluftdrivet bergborraggregat.

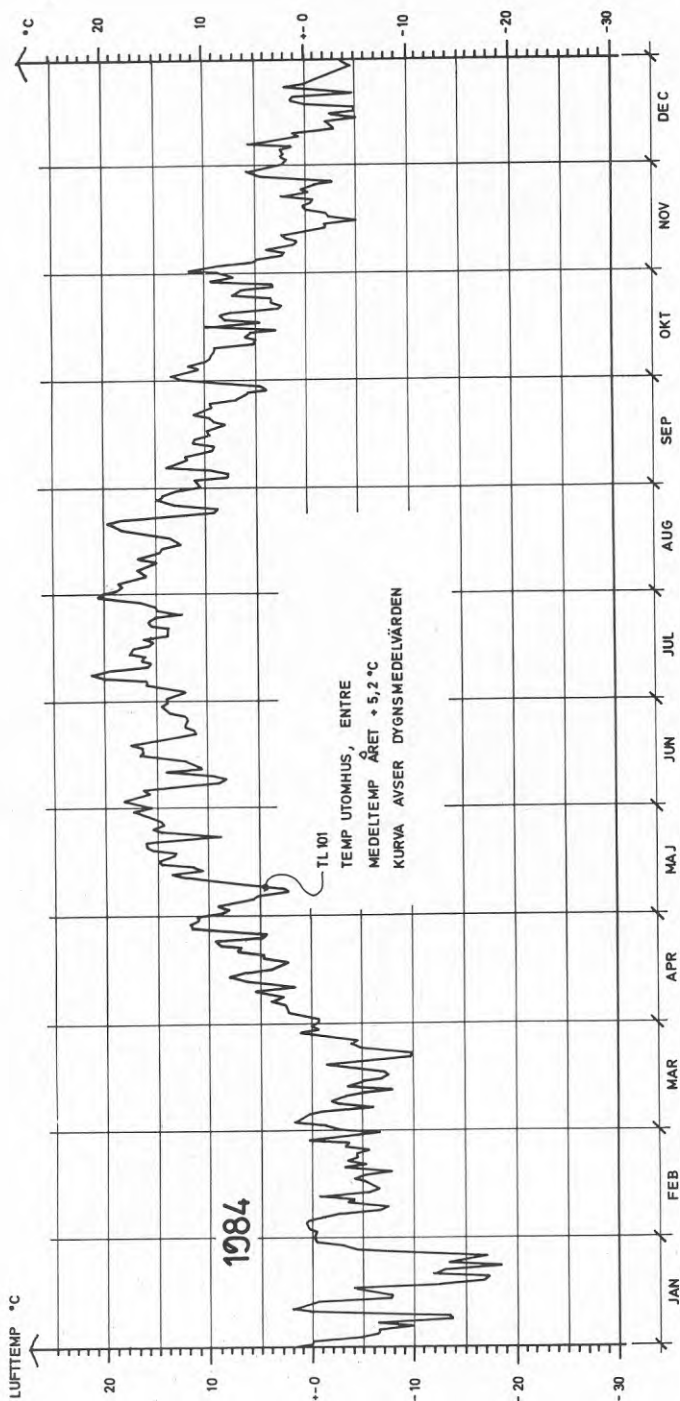


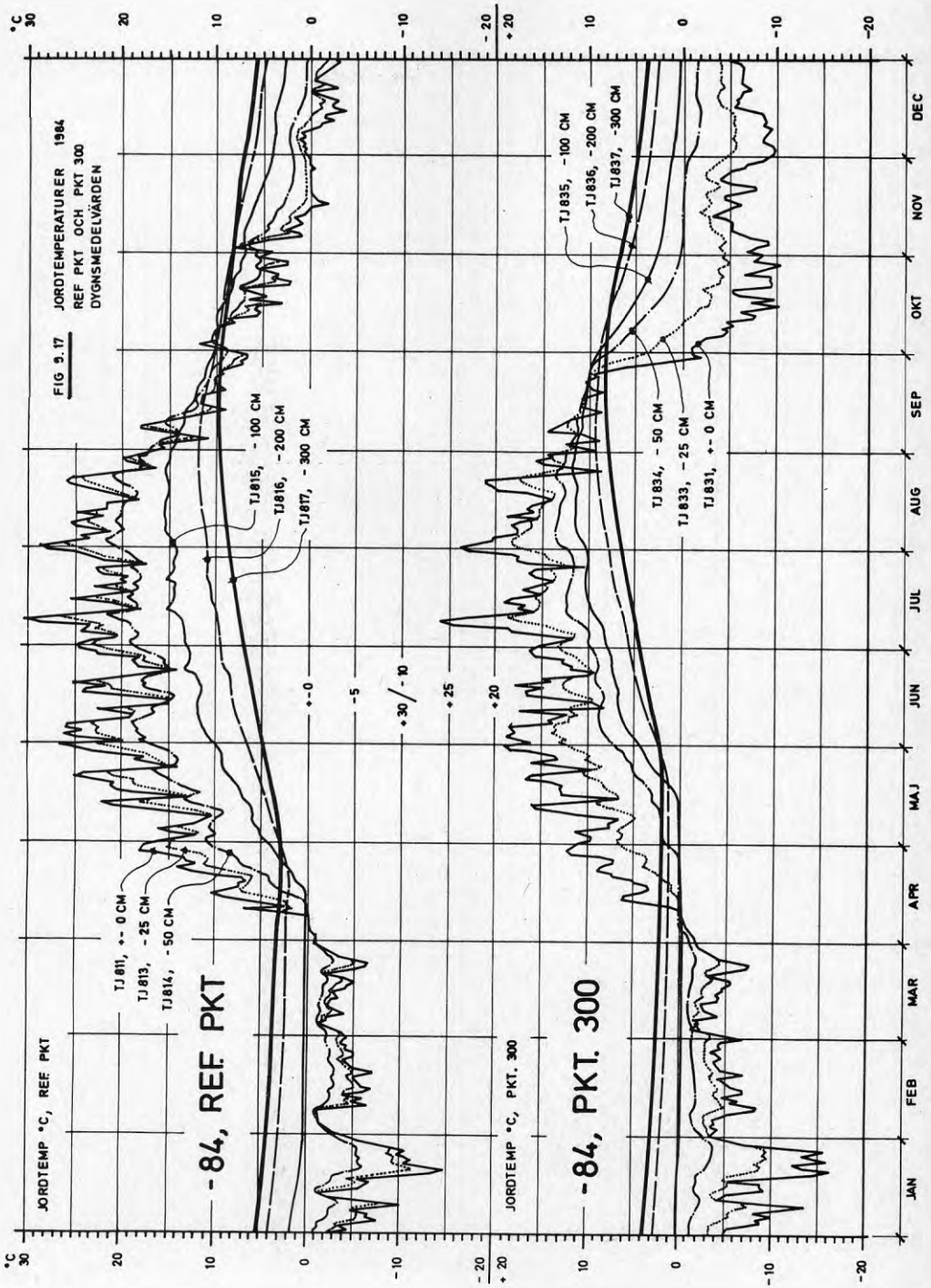
Fig.9.13 I maj -83 utfördes ett misslyckat försök att med jordborr borra hål för jordtemperaturgivarna.

På följande sidor visas väderdata och jordtemperaturens utveckling under två år både som diagram (dygnsvärden) och i tabellform (månadsvärden).









Tabell 9.10 Jordtemperaturen på 3m-nivån

Mån	Jordtemp °C, djup 300 cm							
	TJ817,		REF		TJ827, pkt200		TJ837, pkt300	
	-84	-85	-84	-85	-84	-85		
01	4,8	5,0	3,1	2,7	3,3	3,0		
02	3,9	3,7	2,4	1,3	2,6	2,3		
03	3,4	2,9	2,0	,2	2,2	1,6		
04	3,1	2,5	1,6	,4	1,9	1,3		
05	3,8	2,6	1,6	,9	1,7	1,2		
06	5,9	4,5	3,5	1,4	3,1	1,2		
07	7,8	6,7	6,0	4,2	5,2	3,0		
08	9,1	8,2	7,8	6,5	6,9	5,5		
09	9,7	8,8	8,6	7,6	7,9	6,8		
10	9,0	8,4	7,6	7,1	7,4	6,7		
11	7,8	7,2	4,9	4,9	5,4	5,1		
12	6,4	5,6	3,5	3,4	3,9	3,7		
År	6,3	5,5	4,4	3,4	4,3	3,5		

Tabell 9.11 Jordtemperaturen på 1m-nivån

Mån	Jordtemp °C, djup 100 cm							
	TJ815,		REF		TJ825, pkt200		TJ835, pkt300	
	-84	-85	-84	-85	-84	-85		
01	,9	,7	-0,6	-2,0	-0,1	-0,5		
02	,2	-1,0	-1,2	-5,5	-0,4	-1,8		
03	,2	-0,6	-1,1	-3,6	-0,4	-1,4		
04	1,1	-0,2	-0,5	-0,9	-0,3	-0,5		
05	7,1	3,4	1,1	-0,1	,9	-0,3		
06	11,8	10,3	7,6	3,3	6,3	1,3		
07	14,1	13,5	10,9	9,8	9,1	7,4		
08	15,2	13,9	12,7	11,3	11,0	9,6		
09	12,5	11,7	11,2	10,1	10,1	9,2		
10	8,9	8,6	4,8	6,1	5,3	5,7		
11	5,8	4,6	,9	1,1	1,5	1,6		
12	3,5	1,5	,1	-0,2	,3	,2		
År	6,8	5,6	3,9	2,5	3,6	2,6		

Tabell 9.12 Jordtemperaturen på 25 cm-nivån

Mån	Jordtemp °C, djup 25 cm							
	TJ813,		REF		TJ823, pkt200		TJ833, pkt300	
	-84	-85	-84	-85	-84	-85		
01	-6,0	-10,1	-6,4	-10,1	-6,1	-8,7		
02	-3,5	-10,8	-4,1	-12,6	-3,5	-10,1		
03	-2,8	-2,1	-3,3	-3,6	-2,9	-2,8		
04	5,3	2,8	1,4	-0,6	1,0	-0,2		
05	15,7	13,0	8,1	4,7	7,6	4,0		
06	19,5	19,9	13,0	11,4	11,4	9,6		
07	21,7	21,3	15,2	14,7	14,0	13,5		
08	21,9	18,2	16,1	14,1	15,1	13,5		
09	12,1	11,8	10,4	9,2	10,1	9,3		
10	7,1	6,2	-2,7	1,2	-1,7	1,1		
11	2,0	-0,7	-3,7	-4,4	-3,6	-3,9		
12	-0,1	-6,7	-5,0	-7,3	-5,1	-6,8		
År	7,8	5,3	3,2	1,5	3,0	1,6		

Tabell 9.13 Jordtemperaturen i markytan, +-0 cm

Mån	Jordtemp °C, djup +-0 cm							
	TJ811,		REF		TJ821, pkt200		TJ831, pkt300	
	-84	-85	-84	-85	-84	-85		
01	-7,1	-12,0	-9,7	-13,8	-9,4	-13,3		
02	-4,1	-12,1	-5,5	-15,4	-5,0	-14,3		
03	-3,2	-2,1	-4,4	-3,2	-4,1	-2,9		
04	7,1	4,0	4,1	-0,3	3,8	0,0		
05	17,6	15,6	12,6	9,3	11,8	8,7		
06	20,8	21,4	15,7	15,6	14,0	13,9		
07	22,6	22,3	17,4	17,5	16,5	16,7		
08	22,4	18,4	17,6	15,1	16,8	15,0		
09	11,5	11,0	9,3	8,2	9,1	8,5		
10	6,5	5,4	-6,4	-2,4	-6,6	-2,4		
11	1,2	-2,2	-5,5	-7,1	-6,3	-6,8		
12	-1,1	-8,7	-7,2	-11,4	-7,9	-11,0		
År	7,8	5,2	3,1	1,1	2,7	1,1		

Kommentarer till jordtemperaturen

Mätpunkten i bandybanan som betecknas "200" redovisas inte med eget diagram i rapporten. Dess temperaturdata beträffande årsmedelvärden stämmer dock väl överens med den andra mätpunkten "300" i bandybanan. Temperaturer för pkt 200 redovisas dock i tabell 9.10 t o m 9.13.

Jordens λ -värde, dvs värmeledningsförmåga och C_p -värde dvs värmekapacitivet verkar vara mycket olika för mätpunkterna. Med tanke på de olika förutsättningarna vid grovplaneringen är detta resultat inte överraskande. För pkt 200 och referenspunkten är ledningsförmågan avsevärt högre än i pkt 300. Marken är också sådan, att t ex grundvatten skulle kunna påverka resultatet på de djupare belägna mätpunkterna. Det framgår klart av de redovisade diagrammen, att t ex TJ815 (-100 cm) i referenspunkten har ett avsevärt snabbare temperaturförlopp än TJ835 (-100 cm) i pkt 300.

Luftens årsmedeltemperatur anses helt avgörande för jordtemperaturen på större djup. De installerade jordtemperaturgivarna för referenspunkten visar, att årsmedeltemperaturen är i stort sett identisk oavsett på vilket djup man mäter. För givarna i bandybanan (pkt 200 och 300) råder dock inte alls detta förhållande enligt tabell 9.14.

Tabell 9.14 Årsmedeltemperaturen i jord, °C

År/pkt	----- Nivå -----						
	0cm	-10cm	-25cm	-50cm	-100cm	-200cm	-300cm
1984							
"REF"	7,8	7,9	7,8	7,5	6,8	6,6	6,3
"200"	3,1	3,1	3,2	3,6	3,9	4,3	4,4
"300"	2,7	2,8	3,0	3,4	3,6	4,1	4,3
1985							
"REF"	5,2	5,3	5,3	5,5	5,6	5,7	5,5
"200"	1,1	1,0	1,5	2,2	2,5	3,1	3,4
"300"	1,1	1,2	1,6	2,2	2,6	3,2	3,4

- I referenspunkten var jordtemperaturen högre nära markytan under 1984, som var ett år med hög årsmedeltemperatur (+5,2 °C), än under 1985 då medeltemperaturen var ovanligt låg (+2,5 °C).

- Årsmedeltemperaturerna nära markytan för de båda punkterna, 200 och 300 i bandybanan är dock avsevärt lägre än enskilda temperaturerna på t ex 3m-nivån. Denna skillnad är markant trots att värmeuttaget ur bandybanan sommartid ligger långt under vad som tekniskt är möjligt.
- Man kan anta att de lägre årsmedeltemperaturerna nära markytan successivt kommer att sänka temperaturerna även på större djup i bandybanan. Av denna anledning borde mätningarna av jordtemperaturen ske under en förlängd period.
- *Givarna för jordtemperaturen var kostnadskrävande att installera men har visat sig fungera utmärkt. Ingen av de 21 givarna har visat något tecken på felaktiga mätvärden. Eftersom erforderliga installationer finns kvar i Lugnet-anläggningen, vore en 3-årig mätperiod för dessa givare ett bra sätt att utnyttja denna unika mätinstallation.*

9.5.5 Bandybanans värmefaktor

De momentana värden som uppmätts för bandybanas värmefaktor redovisas i fig 9.8 och tabell 9.6 och kommenteras i samband med denna redovisning. För år 1985 redovisas data för elförbrukning i kompressorer och hjälpmaskiner under kap 3, kondensorsystem och kap 5, värmepumpsystem.

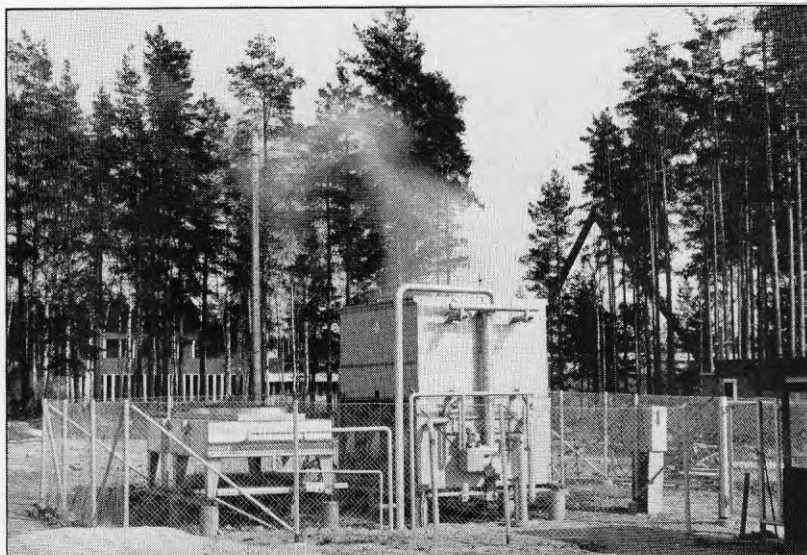


Fig 9.18 I den stora evaporativa kondensorn KD1 försvinner stora värmemängder speciellt under hösten vid uppfrysningen av bandybanan. Ett värmemagasin skulle dock få relativt lång återbetalningstid.

Det är svårt att redovisa bandybanans värmefaktor över längre perioder, eftersom bandykompressorerna även sommartid används som kylmaskiner för ishallen.

Nedanstående värden på COP bandy har dock uppmätts under 1985:

- maj COP = 6,27
- juni COP = 6,69
- juli COP = 6,80

Värmefaktorn tecknas då som VM220/EE710

där VM220 = värmeenergi från KD2
och EE710 = elförbrukning K1-K3

och beräknas som månadsmedelvärden av uppmätta timvärden.

9.5.6 Redovisning av år 1985 för bandybanan

Tabell 9.15 Sammanställning av driftdata för bandybanan 1985. Ett streck (-) anger att mätdata saknas eller är otillförlitlig.

Mån	Förångn - NH ₃		Kond - NH ₃		Kylkap bandy KM220 MWh	Köld faktor medel -
	TP703 bar(ö)	TP703 °C	TP702 bar(ö)	TP702 °C		
01	-	-	-	-	0	-
02	2,40	-6,7	14,74	39,7	11	3,1
03	2,40	-6,7	15,82	42,2	44	2,9
04	-	-	-	-	0	-
05	4,66	7,1	13,05	35,7	128	5,1
06	5,45	10,8	12,59	34,6	216	5,3
07	5,90	12,8	12,71	34,9	162	5,4
08	3,22	-1,0	13,07	35,8	244	3,9
09	3,36	-0,1	12,96	35,5	116	4,2
10	2,08	-9,0	14,20	38,5	305	2,8
11	2,25	-7,7	13,63	39,1	140	3,0
12	2,40	-6,7	13,38	36,5	52	3,2
År	3,71	2,0	13,28	36,3	1418	-

Kommentarer till tabell 9.15

Förångnings- och kondenseringsstryck för resp månad är medelvärden av uppmätta timvärden. För att eliminera mätvärden utan inverkan på övriga data utesluts timvärden, där bandykompressorerna förbrukat mindre än 8 kWh. Förångnings- och kondenseringsstemperaturer beräknas på motsvarande sätt.

Kylkapaciteten för bandybanan är ett beräknat värde på den värmemängd som upptagits av köldmediet i rör-slingorna. Det motsvarar således värmeupptagningsförmågan hos en solfångare. Värdet beräknas på samma sätt som anges i kommentaren till fig 9.9. Det summerade årsvärdet avser således det värmeuttag som förekommit i bandybanan under 1985.

I månaderna jan t o m mars är kompressorerna K1-K3 i drift endast då utetemperaturen är så hög att kylbehov föreligger för isen på bandybanan eller på utomhusrinken. Som synes var behovet under detta år obetydligt. Under april är samtliga kylkompressorer på Lugnet avställda.

I maj och juni förekommer drift av bandykompressorer endast för att via KD2 producera värme till värmepumpens förångare. Då är utomhuskondensorn helt avställd och allt köldmedium förångas i bandybanan. Under denna tid kan man således mäta elförbrukning i kompressorer, värme från KD2 etc och få tillförlitliga värden på bandybanans kapacitet som solfångare.

I juli t o m september används kompressor K1 som kylmaskin till isbanor inomhus, samtidigt som K2 och K3 används för värmepumpens behov på samma sätt som i maj och juni. För att säkerställa kondensering måste köldmediet (ammoniak) ledas först genom KD2 och sedan ut i KD1 utomhus. Nu är det helt omöjligt att mäta den sammanlagda värmeenergin, som avges i de två kondensatorerna. Det är som en direkt följd därav omöjligt att beräkna kyleffekten på samma sätt som tidigare. Beräkningen av KM220 i tabell 9.15 grundas därför på förångnings- resp kondenseringstryck vilket ger en köldfaktor. Eftersom samtliga kompressorer mäts individuellt erhålls summerad energiförbrukning för K2 och K3 och därigenom KM220.

Under oktober sker uppfrysningen av bandybanan, och då används normalt alla kompressorer för detta ändamål. Kompressor K1 nyttjas dessutom både vid uppfrysning och normal drift av utomhusrinken.

November och december är normalt månader då K1-K3 skall betjäna utomhusbanorna och K4-K5 inomhusdelen. P g a läckage i den tubpanna som skall svara för isbanorna i ishallen och curlinghallen har dock K1 nyttjats som kylmaskin även för inomhusbanorna.

Som framgår av redovisningen ovan är de resultat som redovisas i tabell 9.15 osäkra beträffande kylkapacitet och köldfaktor för juli-dec 1985, eftersom de bygger på vissa antaganden och inte renodlade mätvärden. Felet skall inte vara större än max $\pm 10\%$ vilket dock är avsevärt högre än det mätfel som förutsätts f ö i denna rapport (se kap 15).

9.6 Anläggningskostnad - bandybanans kylsystem

Kostnader för kondensor KD2 och kompletteringar av styrsystemet ingår i kostnaderna för kondensorsystemet enl kap 3.5.

10 ISHALLENS KYLSYSTEM

10.1 Tekniska data

Kylsystemet har levererats av Sabroe kylindustrier, Göteborg då anläggningen byggdes 1975. Den principiella systemkopplingen framgår av fig 10.1 där de nya vattenkylda kondensatorerna KD4 och KD6 markerats liksom hetgasvärmväxlarna HVX1 och HVX2.

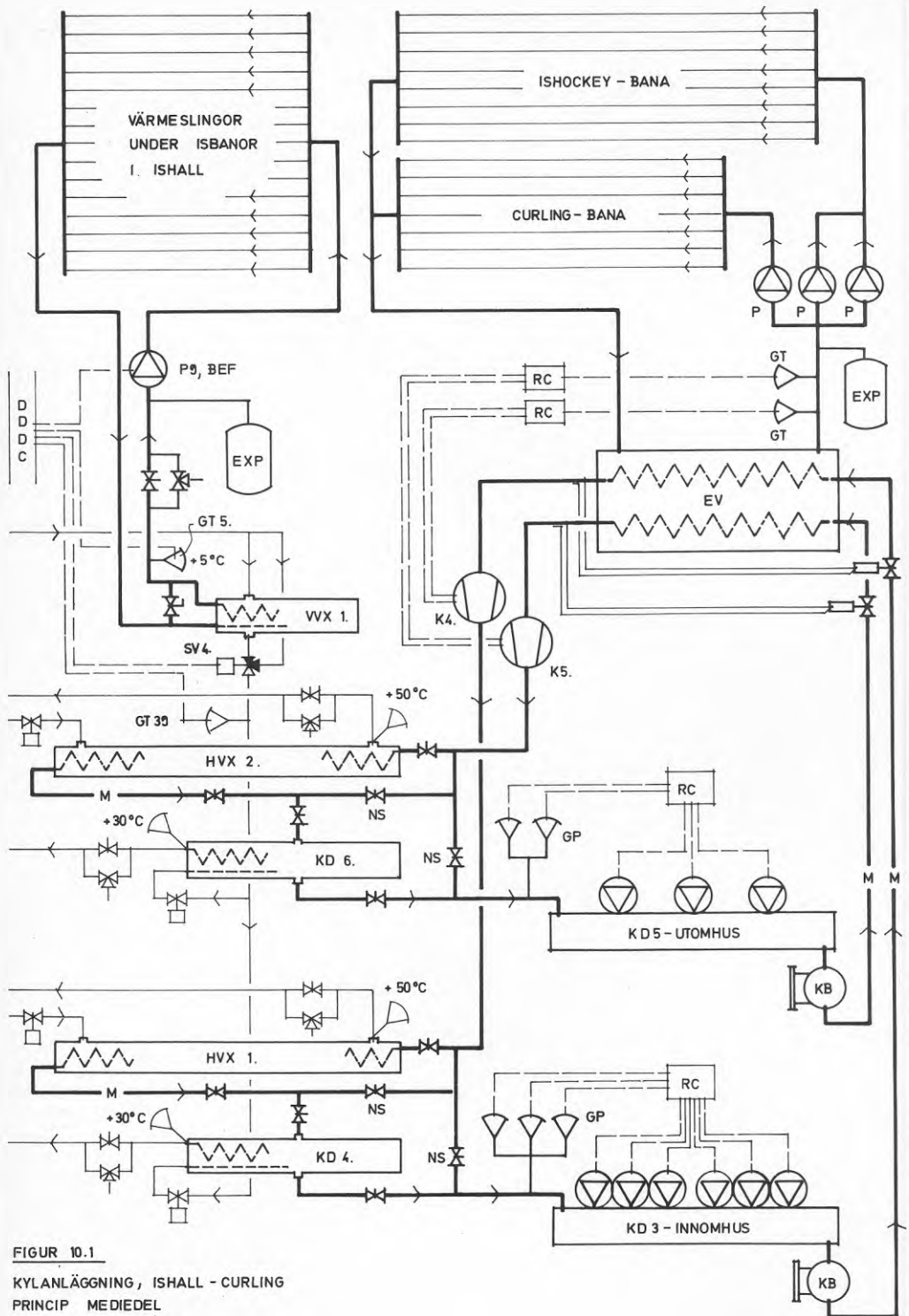
Kylsystemet betjänar både ishockey- och curlingbanor i ishallen.

<i>Ishockeyrink</i>	60 * 30 m
<i>Curlingbana</i>	45 * 20 m
Köldbärare i rör	21%-ig kalciumkloridlösning
Kylrör dimension	25 * 2,3 mm
material	PEL, NT6
centrumavstånd	100 mm
<i>Kompressorer</i> antal	2 st, K4-K5
typ	SMC-8-100
motor	75 kW (axel)
kyleffekt tot	388 kW
förångning	-15 °C
kondensering	+35 °C
<i>Köldmedium</i>	Freon R22
<i>Tubpanna EV</i>	EISS 503106
<i>Kondensator KD3, inomhus</i>	Asarum KDVB 15
<i>KD5, utomhus</i>	Asarum KDVA 13

10.2 Funktion - ishall kylsystem

Det här kylsystemet är befintligt och har inte påverkats av experimentbyggnadsprojektet på annat sätt än att vattenkylda hetgasvärmväxlare resp kondensatorer inkopplats i köldmediekretsarna. Ingen styr- och reglerutrustning har förändrats och ingen mätutrustning har installerats i systemet. Detta betyder att ingen utvärdering har kunnat ske av kylsystemets funktion, vilket också inneburit vissa nackdelar under perioden. Den värme som utvunnits i KD4, KD6, HVX1 och HVX2 räknas dock alltid som "gratis"-värme tillförd de vattenburna värmesystemen.

Kylsystemet är uppbyggt med två helt skilda köldmediekretsar, varför den principen bibehållits även vid installationen av vattenkylda hetgasvärmväxlare och kondensatorer.



FIGUR 10.1

KYLANLÄGGNING, ISHALL - CURLING
PRINCIP MEDIEDEL

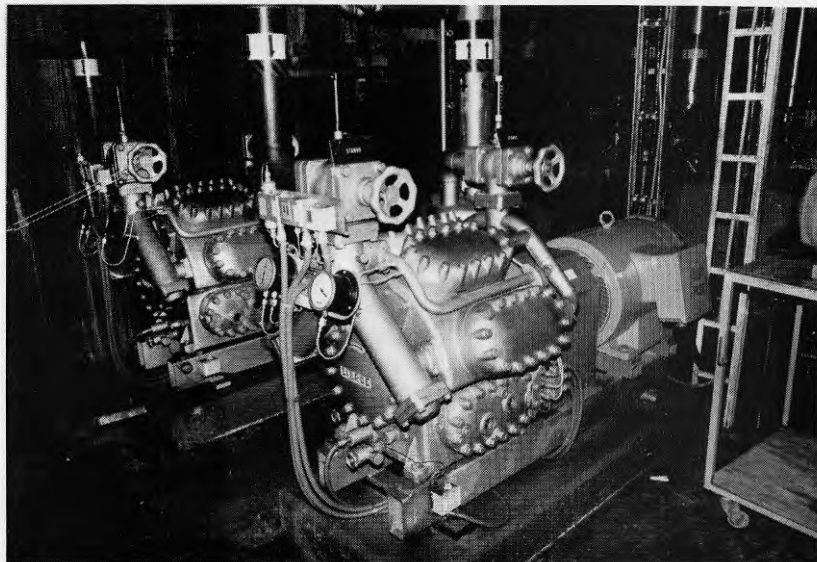


Fig 10.2 Två befintliga 8-cylindriga kolvkompressorer K4 och K5 betjänar normalt isbanorna inomhus.

Kompressorkapaciteten på de 8-cylindriga kolvkompressorerna regleras av framledningstemperaturen på köldbärarkretsen i två steg, dvs varje kompressor startar på 4 cylindrar för att vid behov koppla in resterande 4 cylindrar.

Hetgasen från kompressorerna passerar först den nya hetgasvärmväxlaren och sedan den vattenkylda kondensorn. I ett av systemen (K4) går köldmediet därefter in i en bef luftkyld kondensor KD3, som placeras inomhus. Den gas som inte kondenserat i KD4 kondenserar då i KD3, genom att dess fläktar startar när kondensortrycket stiger (reglering via GP).

Det andra systemet (K5) är likformigt uppbyggt men den befintliga luftkylda kondensorn KD5 är här placerad utomhus.

Förångningstrycket i tubpannan regleras av expensionsventiler. Brinesystemet är gemensamt för både ishockey- och curlingbanorna, varför framledningstemperaturen till de båda banorna tyvärr alltid måste vara lika.

Värmesystemet under isbanorna har installerats för att undvika tjälskjutningar i underliggande marklager och behandlas även under kap 7.

Värmeslingorna under isbanorna utgörs egentligen av den ursprungliga bädden av kylrör, som ersatts av nya kylrör ovanpå de gamla. Framledningstemperaturen till värmeslingorna hålls vid ca 5 °C.

10.3 Tubpanneproblem

I flera kapitel tidigare har problem med den läckande tubpannan (EV) berörts. Trots att den inte är mer än tio år gammal kan man nu konstatera att den är så utsatt av korrossion att den måste bytas.

Tubpannan är naturligtvis mycket utsatt genom att köldbäraren är en saltlösning (21%-ig kalciumklorid) och de läckage som uppstår orsakar stora problem. Som tur är finns ytterligare en tubpanna i anläggningen, vilken betjänas av en av bandykompressorerna. Den är egentligen avsedd för utomhusrinken, men kan nyttjas som reserv för inomhusdelen via en överkoppling mellan de olika brine-systemen.

När läckage uppstår, vilket har skett alltför många gånger, är det svårt att upptäcka på annat sätt än genom akut köldmediebrist (R22). Det innebär då att freon har läckt ut i köldbärarsystemet där det inte kan tillvaratas utan bidrar till de utsläpp av freon, som observerats i larmrapporter den senaste tiden.

De nödvändiga omkopplingar, som blivit följden av haverierna med denna tubpanna, har även försvårat utvärderingen av mätresultat i och med att bandykompressor K1 och utomhuskondensor KD1 inkopplats redan i juli.

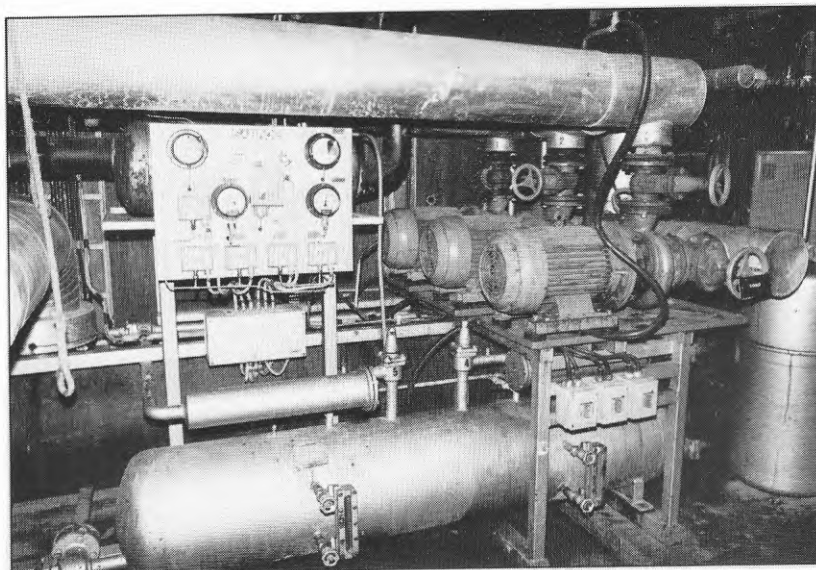


Fig 10.3 Brine-pumparna för ishall/curlinghall har placerats ovanpå den tubpanna som nu skall bytas. Närmast kameran under pumparna ses köldmedie-behållarna (KB).

10.4 Kostnad - ishallens kylsystem

Kostnader för vattenkylda kondensorer KD4 och KD6 ingår i kondensorsystemet enl kap 3. Kostnader för hetgasvärmväxlare HVX1 och HVX2 ingår i hetgas-systemet enl kap 5. Värmväxlare VVX1 med styrutrustning ingår i kostnader för undercentral-ishall enl kap 7.

11 VÄRMEKULVERT

11.1 Tekniska data

Kulvertsträckning framgår av fig 6.1 och dess totala längd är ca 100 m

<i>Kulvert</i> typ	direktskummad
stålrör	168,3 * 4,5 mm
mantel PEH	250 * 4,9 mm
isolering	polyuretan
tjocklek	36 mm



Fig 11.1
Kulvertledning
ningar vid
anslutningen
till kulvert-
brunnen.

11.2 Vatten samlas i kulvertbrunnen

Kulverten mellan sporthallen och ishallen är den viktigaste länken i BFR-projektet.

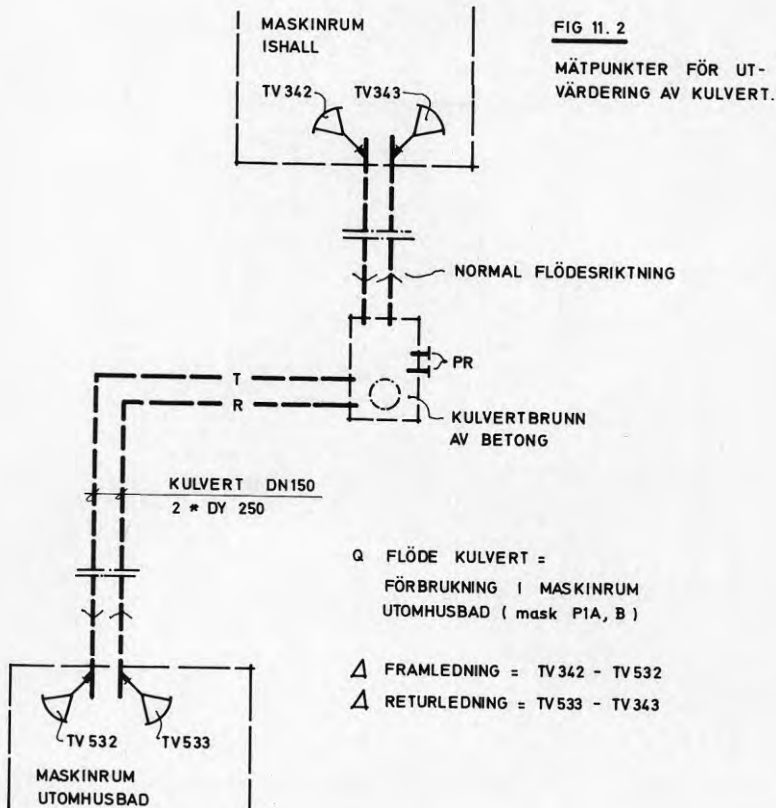
I hållfasthetshänseende är även kulverten dimensionerad för max 50°C, med en avsättning för framtida utbyggnader efter halva sträckningen.

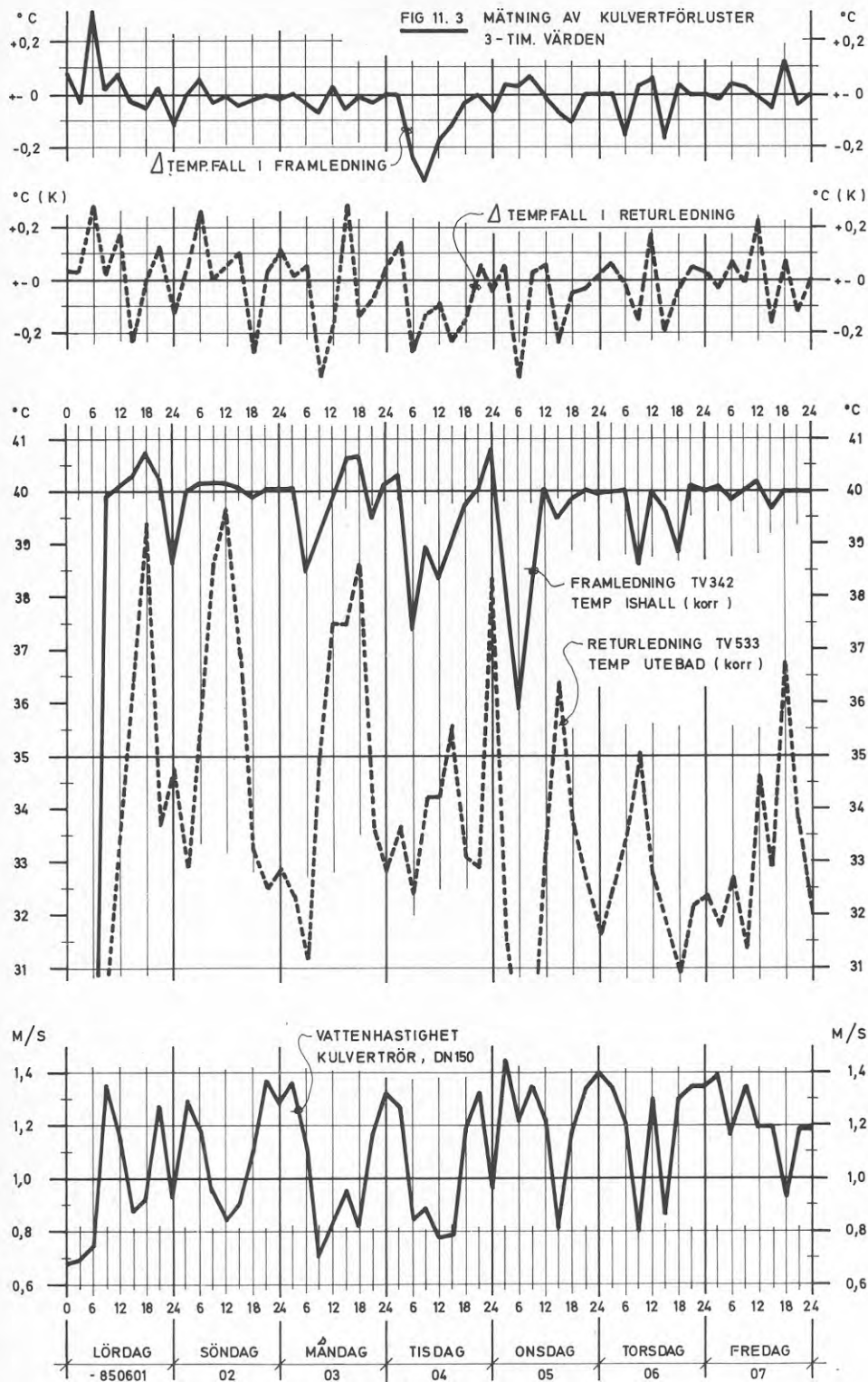
Den här avsättningen (proppade ledningar) har kombinerats med en inspektionsbrunn av betong som skapat åtskilligt merarbete för entreprenören. Brunnan är utförd i en "vattentät" konstruktion upp till kulvert-rör och rörgraven dräneras på vanligt sätt (se fig 11.1). Trots detta har vatten samlats i brunnens botten gång på gång.

Efter den senaste höjningen av betäckningen verkar dock problemet vara löst. Förhoppningsvis skall inte själva kulvert-rören ha skadats av inläckande vatten. Den läggningsteknik, som blivit dominerande på senare år med expansionslyror eller friktionsfixerad förläggning, eliminerar nästan helt behovet av kulvertbrunnar som tyvärr ofta skapar mera problem än de löser.

11.3 Små temperaturfall - små kulvertförluster

Mätpunkterna i detta projekt placerades för att möjliggöra mätningar av eventuella kulvertförluster. Fig 11.2 visar en icke skalenlig skiss över kulverten och temperaturmätpunkterna i vardera ändpunkten.





Tab 11.1 Kulvertdata första veckan i juni 1985 med redovisade mätvärden motsvarande fig 11.3

Dag	Kulverttemp °C		Tempfall °C		Värmebärare	
	Fram TV342	Retur TV533	Fram ledn	Retur ledn	Flöde m ³ /h	Hast m/s
850601	34,466	30,677	0,036	0,052	68,9	0,96
-02	40,207	35,576	-0,017	0,008	76,7	1,07
-03	39,825	34,858	-0,027	-0,043	73,7	1,03
-04	39,268	33,604	-0,110	-0,088	75,4	1,05
-05	39,088	33,095	-0,017	-0,068	85,2	1,19
-06	39,636	33,165	-0,027	-0,010	85,7	1,19
-07	39,995	33,323	0,006	0,010	87,7	1,22
7 dag	38,927	33,471	-0,022	-0,020	79,0	1,10

Kommentarer till fig 11.3 och tabell 11.1

Observera att temperaturerna och resp differenser i tabell 11.1 ovan redovisas med en noggrannhet på 1/1000 grad. Som senare kommer att visas, motsvaras denna återgivning inte av mätnoggrannheten i projektet.

Den vecka som redovisas är samma vecka som legat till grund för den momentana utvärderingen i bl a kap 9 (bandybana) och kap 6 (utomhusbad). I fig 11.3 redovisas värden baserade på medelvärdet över tre timmar. I tabell 11.1 visas medelvärden för helt dygn resp vecka.

Temperaturfallet i fram- resp returledning är vissa tider positivt, dvs det är verkligen fråga om ett temperaturfall. Andra tider visar mätningarna på en ökning av temperaturen under vattnets väg mellan kulvertens ändpunkter. Eftersom vare sig variationerna i temperaturfall eller en temperaturhöjning är sannolika utslag av verkligheten, bör mätningarna analyseras i detta fall vilket också sker under 11.5 och kap 15.

Temperaturen i fram- resp returledning redovisas för den mätpunkt där vattnet "startar" in i kulverten. Mätgivare för samtliga fyra temperaturmätpunkter kring kulverten är av typ Pt-100 liksom övriga mätpunkter, men dessa fyra har testats efter mätningarna vid MCE i Stockholm. Protokoll redovisas under 11.5 och dessa ligger till grund för den korrigerings som skett av temperaturer i detta fall.

Temperaturgivare i framledning dvs TV342 och TV532 har korrigerats för verligt värde vid +40°C vilket enligt fig 11.3 kan vara rimligt.

Temperaturgivare i returledning dvs TV343 och TV533 har korrigerats för verkligt värde vid +35°C. Noggrannheten hos givarna är stor, varför dessa korrigeringar inte påverkar resultatet i någon större utsträckning.

Vattenhastigheten ligger kring ett medelvärde av 1,1 m/s och ökar generellt då värmeförbrukningen ökar i utomhusbadets maskinrum. Flödet (och därav vattenhastigheten) beräknas som det sammanlagda flödet hos värmeförbrukarna i utomhusbadets maskinrum. De timvärden där VVX1 svarat för reservmatning av värme via P1A och P1B medräknas ej i medelvärdessberäkningen.

Tabell 11.2 Kulvertförluster första veckan i juni 1985 enligt utförda mätningar.

Dag	Tillopp, T		Retur, R		Kulvert förlust (+/-) kWh
	Förlust (+) kWh	Vinst (-) kWh	Förlust (+) kWh	Vinst (-) kWh	
850601	97	-36	187	-99	149
-02	99	-80	255	-117	157
-03	66	-92	250	-222	2
-04	13	-52	120	-124	-43
-05	54	-81	181	-185	-31
-06	28	-87	126	-72	-5
-07	49	-38	257	-135	133
7 dag	406	-466	1376	-954	362

Kommentarer till tabell 11.2

I tabellen ovan har värmeförlusterna beräknats utifrån kända parametrar för flöde och temperaturdifferens.

För att kunna se variationerna hos förlusterna har "positiva" timvärden separerats från de "negativa". Man kan jämföra med de i fig 11.3 visade kurvorna för temperaturfallen i fram- resp returledning. Där kurvan är positiv erhålls således en värmeförlust medan man erhåller ett värmetillskott (!) där kurvan är negativ.

Den sista kolumnen i tabellen redovisar summan av värmeförlusterna resp tillskotten. Trots att temperaturfallet oftast är negativt, blir förlusten positiv, tack vare att kulvertflödet är större då förlusterna är positiva, än då de är negativa.

Av en ren tillfällighet blir värmeförlusterna under veckan, rimlig för denna kulvert. Sett under en annan period eller ett helt år blir dock värdena opålitliga. Med ledning av tre stora tillverkare av denna kulverttyp

redovisas nedan beräknad värmeförlust vid en ledningslängd av 200 m (2*100 m).

<i>Tillverkare A:</i>	TJ årsmedeltemp	= 6 °C
	Täckning	= 0,6 m
	λ mark	= 1,16 W/m K
	λ PUR	= 0,023 W/m K
	Värmeförlust 7 dag	= 317 kWh

<i>Tillverkare B:</i>	TJ årsmedeltemp	= 5 °C
	Täckning	= 0,6 m
	λ mark	= 1,20 W/m K
	λ PUR	= 0,029 W/m K
	Värmeförlust 7 dag	= 401 kWh

<i>Tillverkare C:</i>	TJ årsmedeltemp	= 6 °C
	Täckning	= 0,6 m
	λ mark	= 1,15 W/m K
	λ PUR	= 0,030 W/m K
	Värmeförlust 7 dag	= 466 kWh

11.4 Missvisande mätresultat för 1985

Tabellerna för mätresultaten över hela år 1985 visar helt omöjliga siffror, trots att alla timvärden uteslutits, där strömningsriktningen i kulverten är tveksam. *Tabellerna redovisas uteslutande för att visa det dåliga mätresultatet, och får inte användas för någon form av generaliseringar.*

I tabell 11.3 och 11.4 saknas mätvärden i månaderna jan t o m april p g a att flödesriktningen i kulverten ej uppfyllt förutsättningarna för godkända mätvärden.

Tabell 11.3 Kulvertförluster för 1985

Mån	Tillopp, T		Retur, R		Summa kulvert förlust MWh
	Förlust (+) MWh	Vinst (-) MWh	Förlust (+) MWh	Vinst (-) MWh	
05	2,9	-0,7	3,1	-1,4	3,9
06	2,0	-2,7	4,8	-6,3	-1,6
07	1,9	-2,3	1,7	-13,0	-11,7
08	2,7	-3,6	2,0	-16,7	-15,6
09	0,9	-0,9	1,0	-2,3	-1,3
10	1,5	-0,9	3,2	-1,9	1,9
11	1,1	-0,5	2,2	-1,0	1,8
12	0,7	-0,2	1,2	-0,4	1,3

Tabell 11.4 Kulvertförluster för 1983 och 1984

Mån	Förluster 1983, MWh			Förluster 1984, MWh		
	Tillopp T	Retur R	Summa S	Tillopp T	Retur R	Summa S
05	-	-	-	0,5	1,0	1,5
06	0,8	0,3	1,1	1,3	0,7	2,0
07	-	-	-	2,8	0,3	3,1
08	1,5	-0,5	1,0	2,9	1,7	4,6

09	,0	0,1	0,1	0,7	0,5	1,2
10	1,1	2,3	3,4	1,7	1,1	2,8
11	0,5	1,2	1,7	1,4	1,1	2,5
12	0,7	0,6	1,3	1,0	1,6	2,6

Kommentarer till tabell 11.3 och 11.4

De månadsvärden som redovisas för kulvertförluster är rimliga i förhållande till vad som kan förväntas fram t o m maj 1985. I månaderna juni t o m sept redovisas ett *värmestillskott* vilket måste betraktas som minst sagt osannolikt. I dessa månader är också delen godkända mätvärden nära 100% vilket inte gör det lättare att förklara mätfelet.

Trots att flertalet månadsvärden verkar rimliga, visar en delanalys av förlusterna samma kast mellan positiva och negativa värden som i fig 11.3.

Tabell 11.5 Kulvertdata för 1985

Mån	Kulverttemp °C		Tempfall °C		Värmebärare	
	Fram TV342	Retur TV533	Fram ledn	Retur ledn	Flöde m ³ /h	Hast m/s
01	-	-	-	-	-	-
02	36,6	32,1	-	-	51,1	0,71
03	39,9	38,1	-	-	26,6	0,37
04	-	-	-	-	-	-

05	40,6	33,4	0,254	0,013	80,9	1,13
06	40,1	35,4	-0,003	-0,039	78,8	1,10
07	40,9	36,5	-0,006	-0,203	75,3	1,05
08	39,9	35,5	-0,012	-0,196	87,7	1,22

09	39,4	34,6	0,001	-0,081	54,3	0,76
10	38,4	34,2	0,114	0,139	25,3	0,35
11	37,2	33,4	0,186	0,311	19,6	0,27
12	35,7	34,6	0,051	0,098	34,9	0,49
År	39,4	35,1	0,081	-0,039	61,8	0,86

11.5 Analys av kulvertmätningar

11.5.1 Kontrollerade temperaturgivare

Efter avslutade mätningar har bl a temperaturgivarna vid kulvert kalibrerats mellan 15-90 °C i ett särskilt kalibreringsbad vid MCE.

Här redovisas kalibreringsprotokoll för temperaturgivare där olika kolumner har följande betydelse:

- 1- Uppmätt resistens hos referensgivare vid aktuell temperatur
 - sort, Ohm
- 2- Kalibreringsbadets temperatur beräknad ur kolumn 1, med hjälp av referens R0, A och B enligt senaste SP-protokoll
 - sort, °C
- 3- Uppmätt resistens hos provobjektet vid aktuell temperatur
 - sort, Ohm
- 4- Av provobjektet visad temperatur beräknad ur kolumn 3, med hjälp av parametrar enligt data före resp protokoll
 - sort, °C
- 5- Provobjektets resistensavvikelse från DIN 43760
 - sort, Ohm
- 6- Tillåten avvikelse enligt DIN 43760 (1/1)
 - sort, Ohm
- 7- Skillnad mellan temperaturen enligt referensgivare (kolumn 2) och provobjektet (kolumn 4)
 - sort, °C

Protokollen visar att samtliga givare håller toleransen enligt DIN 43760 (1/5).

Den senaste kontrollen av hela mätutrustningen på plats utfördes 1986-11-06. Kontroll av temperaturdifferensen då givare doppas parvis i samma bad visade att avvikelsen i ishallen var < 0,1 °C (typvärde 0,01 °C) och i ishallen < 0,2 °C (typvärde 0,1 °C).

KALIBRERINGS PROTOKOLL NR 1, MCE

Datum 1986-06-30
 Provare T.K.
 Provobjekt LU-TV342 (Rx)
 Placering Ishall - tillopp kulvert
 Givartyp Motståndstermometer Pt-100
 Mätmetod Jämförelse i vätskebad mot
 resistenstermometer, normal
 MCE 2018 (Rr)
 Mätström 1 mA

RESULTAT R0 = 99,9823 [Ohm]
 A = 0,0039086 [1/K]
 B = -6,0729E-007 [1/K²]

Referensgivare		Prov: TV342		Avvikelse från DIN		
Rr, Ohm	Tr, °C	Rx, Ohm	Tx, °C	Rx, Ohm	Max	Tx, °C
-1-	-2-	-3-	-4-	-5-	-6-	-7-
105.843	14.971	105.817	14.966	-.020	.122	-.005
107.806	20.019	107.781	20.017	-.019	.130	-.001
109.757	25.040	109.730	25.041	-.019	.138	.001
111.707	30.070	111.680	30.074	-.019	.145	.004
113.645	35.075	113.617	35.082	-.018	.153	.007
115.586	40.099	115.558	40.107	-.019	.160	.008
117.517	45.102	117.483	45.098	-.025	.168	-.004
119.456	50.134	119.420	50.130	-.026	.175	-.004
121.389	55.161	121.353	55.158	-.027	.183	-.003
123.316	60.178	123.278	60.175	-.029	.190	-.003
125.244	65.206	125.206	65.205	-.030	.198	-.001
127.169	70.238	127.131	70.237	-.032	.205	-.001
129.088	75.259	129.049	75.259	-.033	.213	.000
131.012	80.303	130.973	80.305	-.035	.220	.002
132.927	85.331	132.886	85.330	-.039	.228	-.001
134.735	90.085	134.695	90.087	-.040	.235	.002

KALIBRERINGS PROTOKOLL NR 2, MCE

Datum 1986-06-30
 Provare T.K.
 Provobjekt LU-TV343 (Rx)
 Placering Ishall - retur kulvert
 Givartyp Motståndstermometer PT-100
 Mätmetod Jämförelse i vätskebad mot
 resistenstermometer, normal
 MCE 2018 (Rr)
 Mätström 1 mA

RESULTAT R0 = 99,9904 [Ohm]
 A = 0,0039098 [1/K]
 B = -6,0877E-007 [1/K²]

Referensgivare		Prov: TV343		Avvikelse från DIN		
Rr, Ohm	Tr, °C	Rx, Ohm	Tx, °C	Rx, Ohm	Max	Tx, °C
-1-	-2-	-3-	-4-	-5-	-6-	-7-
105.843	14.971	105.827	14.966	-.010	.122	-.005
107.806	20.019	107.792	20.017	-.008	.130	-.001
109.757	25.040	109.742	25.041	-.007	.138	.001
111.707	30.070	111.692	30.073	-.006	.145	.004
113.645	35.075	113.630	35.082	-.005	.153	.007
115.586	40.099	115.572	40.106	-.005	.160	.008
117.517	45.102	117.497	45.098	-.010	.168	-.004
119.456	50.134	119.435	50.129	-.011	.175	-.005
121.389	55.161	121.369	55.158	-.011	.183	-.003
123.316	60.178	123.295	60.176	-.012	.190	-.002
125.244	65.206	125.223	65.205	-.013	.198	-.002
127.169	70.238	127.148	70.236	-.014	.205	-.001
129.088	75.259	129.067	75.259	-.015	.213	-.000
131.012	80.303	130.993	80.306	-.015	.220	.003
132.927	85.331	132.906	85.329	-.019	.228	-.002
134.735	90.085	134.715	90.087	-.019	.235	.002

KALIBRERINGS PROTOKOLL NR 3, MCE

Datum 1986-06-30
 Provare T.K.
 Provobjekt LU-TV532 (Rx)
 Placering Utomhusbad - tillopp kulvert
 Givartyp Motståndstermometer Pt-100
 Mätmetod Jämförelse i vätskebad mot
 resistenstermometer, normal
 MCE 2018 (Rr)
 Mätström 1 mA

RESULTAT R0 = 99,9937 [Ohm]
 A = 0,0039088 [1/K]
 B = -6,0482E-007 [1/K²]

Referensgivare		Prov: TV532		Avvikelse från DIN		
Rr, Ohm	Tr, °C	Rx, Ohm	Tx, °C	Rx, Ohm	Max	Tx, °C
-1-	-2-	-3-	-4-	-5-	-6-	-7-
105.843	14.971	105.829	14.965	-.008	.122	-.005
107.806	20.019	107.794	20.018	-.006	.130	-.001
109.757	25.040	109.743	25.041	-.006	.138	.001
111.707	30.070	111.694	30.074	-.005	.145	.004
113.645	35.075	113.631	35.081	-.004	.153	.007
115.586	40.099	115.572	40.106	-.005	.160	.007
117.517	45.102	117.498	45.098	-.010	.168	-.004
119.456	50.134	119.435	50.130	-.011	.175	-.004
121.389	55.161	121.369	55.158	-.011	.183	-.003
123.316	60.178	123.295	60.176	-.012	.190	-.002
125.244	65.206	125.222	65.205	-.013	.198	-.001
127.169	70.238	127.148	70.236	-.015	.205	-.001
129.088	75.259	129.067	75.259	-.016	.213	.000
131.012	80.303	130.992	80.305	-.017	.220	.002
132.927	85.331	132.906	85.331	-.019	.228	-.000
134.735	90.085	134.714	90.086	-.020	.235	.002

KALIBRERINGSPROTOKOLL NR 4, MCE

Datum 1986-06-30
 Provare T.K.
 Provobjekt LU-TV533 (RX)
 Placering Utomhusbad - retur kulvert
 Givartyp Motståndstermometer Pt-100
 Mätmetod Jämförelse i vätskebad mot
 resistenstermometer, normal
 MCE 2018 (Rr)
 Mätström 1 mA

RESULTAT R0 = 100,0068 [Ohm]
 A = 0,0039084 [1/K]
 B = -6,0448E-007 [1/K²]

Referensgivare		Prov: TV533		Avvikelse från DIN		
Rr, Ohm	Tr, °C	Rx, Ohm	Tx, °C	Rx, Ohm	Max	Tx, °C
-1-	-2-	-3-	-4-	-5-	-6-	-7-
105.843	14.971	105.843	14.965	.005	.122	-.006
107.806	20.019	107.807	20.017	.007	.130	-.001
109.757	25.040	109.757	25.041	.008	.138	.001
111.707	30.070	111.707	30.074	.009	.145	.004
113.645	35.075	113.645	35.082	.009	.153	.007
115.586	40.099	115.586	40.107	.009	.160	.008
117.517	45.102	117.511	45.098	.004	.168	-.004
119.456	50.134	119.449	50.130	.003	.175	-.004
121.389	55.161	121.382	55.158	.002	.183	-.003
123.316	60.178	123.309	60.176	.002	.190	-.002
125.244	65.206	125.236	65.205	.001	.198	-.002
127.169	70.238	127.162	70.236	-.001	.205	-.002
129.088	75.259	129.081	75.259	-.002	.213	-.000
131.012	80.303	131.006	80.305	-.002	.220	.002
132.927	85.331	132.920	85.331	-.005	.228	-.000
134.735	90.085	134.728	90.087	-.006	.235	.002

11.5.2 Metodfelen större än mätfelen

Det är svårt att kategoriskt peka på orsakerna till den diffusa bilden från denna del av mätningarna, men några av nedanstående punkter måste beaktas, om mätresultatet skall kunna förbättras.

- *Mätnoggrannheten måste ökas avsevärt*

Generellt i projektet kan man räkna med en mätnoggrannhet om 0,1 K, även beträffande temperaturdifferenser.

Kulvertförlusterna skall teoretiskt uppgå till 2,4 kW i genomsnitt över året (tillverkare B). Ett mätfel för temperaturfallet i kulverten om 0,1 grader, genererar ett fel i kulvertförlusterna om 7,2 kW, dvs nära tre ggr så stort som den beräknade förlusten. Förlusterna beräknas då på genomsnittsflödet 61,8 m³/h.

- *Datalagring måste ske tätare*

Av fig 11.3 framgår att temperaturvariationerna är stora i kulvertledningarna och att förändringarna sker snabbt. I returledningen, där detta beror på naturliga belastningsvariationer, är förändringen ofta över 8 grader per timme, i vissa fall över 10 grader under den vecka som visas i figuren. Observera att figuren redovisar 3-timmarsvärden som ger ett något lugnare utslag.

Med en genomsnittlig vattenhastighet om 0,86 m/s (1985) tar det ca 120 sek (2 min) för vattnet att transporteras från utomhusbadets mätpunkt (TV533) till ishallen (TV343).

Om temperaturförändringen är 8 K per timme dvs ca 0,0022 K/s, blir förändringen under 2 minuter ca 0,27 K. Eftersom temperaturmätningar tas ungefär samtidigt i hela projektet med 5 minuters mellanrum mellan mätningarna skapas här ett metodfel, åtta ggr (!) större än de rimliga kulvertförlusterna.

Enligt teorierna om sannolikhet kommer det här metodfelet att korrigeras över längre mätserier, men felet skapar tyvärr enorma svårigheter att lokalisera andra fel i mätningar och utvärdering.

- *Även dåliga mätresultat bör publiceras*

Utvärderingen av de mätdata som insamlats beträffande kulvertförluster har visats ingående i detta kapitel, trots att resultatet inte alls kan åberopas som dokumentation över kulvertförluster. Eftersom mätningarna finns dokumenterade, bör de dock redovisas med den eventuella erfarenhet, som kan erhållas därav.

11.5.3 Mätningar bör ske laboratoriemässigt

Kulvertförlusterna har stor betydelse för den alltmer storskaliga värmedistributionen. Märkligt nog varierar uppgifterna kraftigt om t ex värmeverkens kulvertförluster. Dessa värden är dock oftast baserade på kvoten - fakturerad värmemängd / producerad värmemängd.

Mätningar av kulvertförluster kan mycket väl ske i ett projekt av denna typ, men de bör då särbehandlas på samma sätt som beträffande avloppsvärmeväxlaren (kap 6). Man bör dessutom ta hänsyn till att

- ett mätfel om 0,001 K motsvarar ca 3% fel i slutresultatet, och sådan mätnoggrannhet uppnås knappast under fältmässiga förhållanden
- mätningarna bör ske under förutsättning, att man har kontinuerlig information om vattenhastigheten och kan anpassa mätningen efter denna information
- utvärderingen av mätresultat sker momentant parallellt med mätningarna för att kunna justera metodiken kontinuerligt.

11.6 Kostnad - värmekulvert

I experimentbyggnadsprojektet ingår kulvertledningar med markarbeten, kulvertbrunn av betong samt överföringskablar för styrdator och mätdata.

Kulvertledningar (RE)	131 000
Markarbeten (BE)	67 000
Elektriska installationer (EE)	<u>31 000</u>
Entreprenadkostnad 1982, kr inkl moms	229 000

11.7 Förluster i fjärrvärmenät

Statistiskt varierar distributionsförlusterna i de Svenska fjärrvärmenäten mellan 4 och 30%, med ett medeltal på 8% enl Statistiska Centralbyråns statistik. Internationellt sett är den siffran låg, vilket tabell 11.6 visar.

Tabell 11.6 Årlig relativ distributionsförlust som andel av inmatad värmemängd. Internationella uppgifter enligt UNICHAL (1981).

Land	Förlust %
Belgien	13
Danmark	20
Finland	9
Schweiz	13
Sverige	8
Västtyskland	11
Österrike	11

Variationerna är som synes stora, trots att det här rör sig om medelvärden för flera orter. Någon entydig förklaring till variationerna finns ej heller, men mätfel är den orsak som det är lättast att peka på, och som säkert har inverkan på resultatet, se även Zühlke (1976).

12 VÄRMECENTRAL I SPORSTALL

12.1 Tekniska data

Anläggningens principiella utförande framgår av fig 12.1. Utbyggnaden har skett i två etapper med en elpanna och två ackumulatörer 1972 samt ytterligare en elpanna med två ackumulatörer 1982.

<i>Elpannor</i>	fabr	Zander & Ingeström
	typ	elektrodpannor
	panna 1	ZVPI 1400
	panna 2	ZVPI 1603
	arb tryck	5 bar (ö)
	drifttemp	120 °C
	eff per panna	3000 kW
	driftspänning	10 kV

<i>Akkumulatörer</i>	storlek	4 * 100 m ³
	laddningstemp	120/50 °C
	laddningskap	8 MWh/st

<i>Expansionskärl</i>	storlek	2 * 25 m ³
	tryckhållning	ångkudde

Energiuppgifter värmecentral 1985

prod totalt	5630 MWh
lev till gymn	1935 MWh
lev till sporth	3695 MWh

Effektuppgifter värmecentral 1985

sporthall	1,8 MW
reserv ishall	1,5 MW
gymnasium	1,0 MW

Temperaturnivåer värmesystem

pannkrets	≈ 100/120 °C
laddning ack	≈ 50/120 °C
distr gymn	≈ 90/50 °C
distr sporthall	≈ 90/50 °C

12.2 Lugnets elförsörjning

Hela Lugnetanläggningen försörjs med elkraft via ett högspänningsabonnemang om 10 kV. Kraftleverantör är AB Falu Elverk och råkraftleverantör är Stora. Leve- rans sker normalt enligt tariff N2T vilket innebär nedanstående avgifter med priser som gäller för år 1986 och f ö varit oförändrade sedan 1984.

Fast avgift	kr/år	95 000
Abonnemangavgift	kr/kW ₁ , år	60
Högbelastningsavgift	kr/kW ₆ , år	190
Reaktiv effekt	kr/kVAr ₁ , mån	1,5
Energi maj, juni	kr/MWh	105
juli	kr/MWh	78
aug, sept	kr/MWh	105
övr tid	kr/MWh	142

För 1986 gäller ett indextillägg om 9,984 % och ett energipristillägg om 17,6 öre/MWh. Elskatten är 72 kr/MWh.

Högbelastningsavgiften på 6,25-timmeseffekten beräknas endast dagtid dvs mellan kl 06 och kl 22, vilket inne- bär att elpannorna i princip har "fri" effekt om de utnyttjas endast nattetid.

För Lugnetanläggningen är totala medelenergipriset under 1985, 267 kr/MWh.

12.3 Funktion värmecentral i sporthall

Anläggningen är helt byggd för att utnyttja ett el- abonnemang baserat på uttag uteslutande nattetid. Elpannorna med laddningspumpar körs därför via tidur normalt endast nattetid mellan kl 22 och kl 06. Under denna tid laddas ackumulatorerna med ca 120 °C-igt vatten, samtidigt som pannorna svarar för det värme- uttag som behövs för sporthall och gymnasium.

Under övrig tid är elpannorna avställda och värmeuttag sker från ackumulatorerna. Energikostnaden för detta elabonnemang är gynnsam, vilket är ett förhållande som f ö styr lönsamheten i experimentbyggnadsprojektet. Om däremot ackumulatorkapaciteten skulle bli för liten, så att elpannorna måste kopplas in dagtid under den kallaste årstiden, skulle energikostnaden bli helt orimlig.

För att kunna utnyttja elabonnemanget på bästa sätt, har styr- och reglerutrustningen i värmecentralen anslutits till det centrala datoriserade systemet. Denna kostnad ingår delvis i experimentbyggnads- projektet.

12.4 Kostnad - värmecentral

I experimentbyggnadsprojektet ingår endast temperaturgivare i ackumulatortankar med styrutrustning för anslutning till den centrala styrdatorn. Vidare ingår styrning av elpannor etc.

Styrutrustning (STYR)	92 000
Elektriska installationer (EE)	<u>37 000</u>
Entreprenadkostnad 1982, kr inkl moms	129 000



Fig 12.2 Interiör från värmecentralen med automatikskåpet till höger och två av ackumulatorerna delvis skydda av den nya högspänningspannan om 3 MW.

13 DATORISERADE STYRSYSTEM

13.1 System

Projekteringen av det s k BFR-projektet (experiment-byggnadsprojektet) löpte parallellt med projekteringen av den nya gymnasieskolan, som skulle byggas på Lugnet. Eftersom de olika delsystemen i BFR-projektet enklast kunde samordnas via ett övergripande styr- och regler-system, beslöts att gymnasieskolan om möjligt skulle anslutas till denna centralutrustning, för att på bästa sätt utnyttja den kapacitet, som den här typen av system har.

Styr- och reglerutrustningen har levererats av TA Svenska Försäljnings AB, som även svarat för all programmering.

Systemfabr

TA, DDC-6

Huvuddator

typ
ordlängd
primärminne

Ampex 8CH10
16 bitar
64 kB



Fig 13.1

Huvuddator
är installerad
i sporthallen

<i>Sekundärminne</i>	typ fabr	Flexskiva 2 * 5 MB Data General 6030-2
<i>Bildskärmar</i>	typ fabr	Svartvit, 240 tkn/s Dasher D200
<i>Skrivare</i>	typ fabr	Radskrivare, 30 tkn/s Digital LA34
<i>Undercentraler</i>	typ ingång/an ingång/dig utgångar ställdon kommunikation	TA 6501 16 analoga 16 digitala 16 digitala öka/minska fyrträdsöverföring

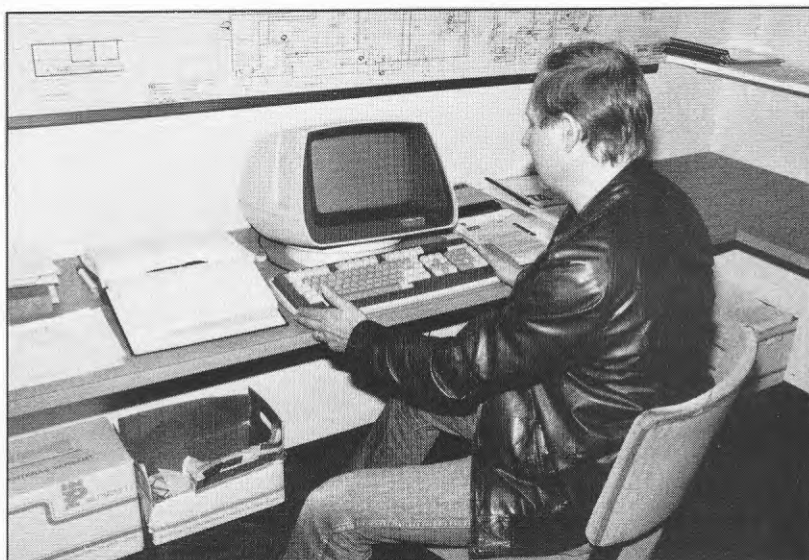


Fig 13.2 Systemet är utrustat med fyra svartvita bildskärmar varav en är placerad i sporthallen, en i ishallen och två i gymnasieskolan.

13.2 Centraldatorns uppgifter

Beskrivning av delsystemens styr- och reglerfunktioner ingår i redovisning av resp delsystem. Styr- och reglerens parametrar ligger också som regel lagrade i minnesenheter i de mikrodatorbaserade undercentralerna. De kan därför vanligtvis sköta sina uppgifter även vid kortvariga avbrott i kommunikationerna med huvuddatorn.

I centralutrustningen och centraldatorns uppgifter ingår dock

- kommunikation med undercentraler och terminaler
- larmhantering
- överföring av tidsinformation
- överföring av vissa mätvärden
- bearbetning och redovisning av statistik
- lagring av grundprogram, behörighet etc
- central effektbegränsning

Alla dessa arbetsuppgifter förutom möjligen *central effektbegränsning* ingår normalt i centraldatorns åtagande i både TA:s och många andra leverantörers styr- och reglersystem.

13.3 Effektbegränsning utan begränsning

Lugnetanläggningen har ett elabonnemang enligt tariff N2T som innebär att enstaka effekttoppar blir extra kännbara, eftersom energipriset under dessa timmar blir orimligt högt.

Om effektuttaget bara en dag i månaden stiger med 160 kW, som motsvarar en bandykompressor, kostar detta ca 10 000 kr i abonnemangavgift (kW₁) och ca 30 000kr i högbelastningsavgift (kW₆). Ett separat avtal om en effektbegränsningsutrustning träffades därför mellan beställaren och styrleverantören helt utanför BFR-projektets ram.

Den centraldator som ingår i projektet bedömdes ha utomordentliga förutsättningar att samla in den information som behövs, sammanställa densamma och sedan begränsa effekten hos de objekt, som kan begränsas utan större olägenhet. Funktionen skulle utan att vara närmare specificerad minst motsvara funktionen hos Landis & Gyr's effektbegränsare *Digimax*.

De objekt vars effekt skulle begränsas i första hand var bandykompressorer och värmepump, vilket för dessa objekt kan ske utan större olägenhet. Både bandykompressorer och värmepump kan dessutom styras ner stegvis med den ordinarie utrustningen.

För att skapa möjlighet att även anpassa effektuttaget till 6,25-timmarsperioden medgav elleverantören överföring av signal för "ny mätperiod".

Trots alla dessa goda förutsättningar har inte programvaran fått ett sådant innehåll, att den kan nyttjas ens till någon del, för att reducera effektuttaget.

För att accepteras av driftpersonalen måste effektbegränsningsprogrammet ha ett större mått av automatisk anpassning till aktuellt driftförhållande. Perioderna vid övergång till "fri effekt" nattetid bör också utnyttjas effektivare.

13.4 Bra övervakning - sämre reglering

Systemet med centraliserad styrning och övervakning av VVS-anläggningar och annan utrustning inom fastighetsförvaltning har kommit för att stanna. Utvecklingen är mycket snabb, så snabb att den centralutrustning, som installerades i Lugnet-anläggningen -82, egentligen skulle bytas mot en både billigare och mera lättskött utrustning i dag.

De centraliserade styr- och reglersystemen breder ut sig både inom nyproduktionen och det befintliga fastighetsbeståndet. Orsakerna är många:

- utomordentlig larmhantering
- utomordentlig möjlighet till tidsstyrning och driftövervakning
- möjlighet till insamling och redovisning av statistik
- tillverkarna har mycket lätt att hitta försäljningsargument, i och med att en centraldator kan göra saker, som decentraliserade system absolut inte klarar.
- datoriseringen av samhället i övrigt hjälper till med lanseringen även på denna marknad.

I BFR-projektet föll valet på den centraliserade övervakningen av en annan orsak. Styrning och reglering av vissa objekt i ishallen var beroende av status hos andra objekt i sporthallen och vice versa. Överföring av denna information sker utan tvekan bäst med en centraldator, varför beslutet inte var svårt, trots att anläggningstypen vid beslutstillfället (1981) var helt oprövad t ex i Kopparbergs län.

Efter fyra års drift med systemet kan man naturligtvis dra många praktiska erfarenheter av anläggningen. Eftersom denna rapport egentligen behandlar andra problem blir värderingen av styr- och reglerutrustningen kortfattad:

- Larmhantering och övervakning fungerar mycket bra.
- Operatörens möjligheter till kommunikation med systemet såsom ändring av program etc är inte fulländad.

- Dokumentationen av utförda programrevideringar kan inte ske på plats, varför systemet är tungarbetat.
- Separata reglerfunktioner fungerar inte bättre i dessa centrala system än i små lokala regulatorer, snarare tvärt om - men de kan övervakas bättre.
- Om anläggningsägaren och driftpersonalen ånyo skulle ställas inför en valsituation, skulle valet säkert resultera i ett centraliserat styrsystem även denna gång, möjligen åtskilt från gymnasieskolan.

13.5 Ingen mätbar spareffekt

Den centraliserade styr- och reglerutrustningen har egentligen aldrig ifrågasatts på Lugnet. Den är i funktionshänseende en integrerad och nödvändig del av BFR-projektet. Som separerad del från de övriga delarna av projektet, är det svårt att hitta funktioner, som kan generera någon form av spareffekt.

Personalinsatserna har inte minskat, kanske tvärtom. Eftersom det ökade arbetet består i ett ökat engagemang för anläggningen (vid bildskärm), kan detta vara en positiv effekt på längre sikt.

Tidsstyrningar av fläktar och pumpar kan lätt åstadkommas med olika former av tidur, men naturligtvis med sämre åtkomlighet för revideringar av tidkanaler.

Optimering av värmereglering sker idag lika bra med lokala programmerbara regulatorer, många försedda med adaptiv förmåga, dvs förmåga att anpassa reglering och tidsstyrning till objektet.

Slutsatsen om Lugnets centrala styr- och reglersystem blir, - *en anläggning som utan att spara några energikostnader fyller sin plats och ger en bra information om anläggningens status.*

Eftersom det är en teknik i stark utveckling, kan man förmoda, att tillverkare och försäljare har en mera realistisk syn på systemens praktiska möjligheter nu än för fem år sedan.

13.6 Kostnad - centralutrustning

Kostnaden för centraldator med kringutrustning (CPU) har delats 50/50 mellan experimentbyggnadsprojektet och gymnasieskolan. I centralutrustningen ingår huvudcentral med minidator, sekundärminne, strömförsörjning, kommunikationsenhet etc samt svartvit bildskärms-terminal och radskrivare.

De kostnader som redovisas nedan utgör således 50% av den totala kostnaden för motsvarande post

Installationer - kyla i datorrum (RE)	12 000
Styrutrustning (STYR)	235 000
Montage, el anslutning (EE)	<u>12 000</u>
Entreprenadkostnad 1982, kr inkl moms	259 000

Kostnader för dataundercentraler (DUC) och övrig kringutrustning ingår i respektive anläggningsdels kostnader.



Fig 13.3 Driftpersonalens utbildning är en av de viktigaste delarna i entreprenörens åtagande. Genom att skapa intresse för systemets möjligheter skapas samtidigt förutsättningar för en dynamisk anläggning.

14 ENERGIKOSTNADER OCH GRADDAGSKORRIGERINGAR

14.1 Energiprisberäkning

Vid beräkning av den ekonomiska besparing som erhålls i Lugnet-anläggningarna genom BFR-projektets tillkomst används nedanstående energipriser. Kostnaderna utgår från eltariff N2T som gäller för Lugnet-anläggningarna. Se även kap 12.

Elenergi för drift av cirkulationspumpar

De av pumparna som ingår i BFR-projektet och dessutom drivs så kontinuerligt, att de orsakar effektavgifter, är:

- P1 och P3 i ishall	20 kW
- P1A och P5 i utomhusbad	5 kW

De pumpar vars energikostnad skall "belasta" BFR-projektet har en sammanlagd energiförbrukning 1985 av:

- P1, P2, P3 och P4 i ishall	82 MWh
- P1A, P1B och P5 i utomhusbad	21 MWh

Beräknad årskostnad i kr 1985 för drift av pumpar:

Energikostnad för 103 MWh	11 900:-
Effektavgifter för 25 kW	6 250:-
Fast avgift, index, reaktiv effekt m m	2 350:-
Elskatt för 103 MWh	<u>7 400:-</u>
Summa kr	27 900:-

Medelenergipris el till pumpar:

$EE_{cp} = \frac{27900}{103} \approx 271 \text{ kr/MWh}$
--

Energi för värmepump och bandykompressorer

Den energikostnad som här beräknas avser drift av värmepump och bandykompressorer under perioden maj t o m sept. Under denna tid kommer inte effektavgifter att belasta energipriset, samtidigt som energikostnaden är låg.

Beräknad årskostnad i kr 1985 för el:

Energikostnad 430 MWh	42 700:-
Effektavgifter	0:-
Fast avgift, index, reaktiv effekt m m	7 800:-
Elskatt för 430 MWh	<u>30 900:-</u>
Summa kr	81 400:-

Medelenergipris el till VP och bandykompressorer

$$EE_{vp} = \frac{81400}{430} \approx 189 \text{ kr/MWh}$$

Värmeenergi från sporthall maj - sept

Medelkostnaden för den elenergi som tillförs elpannorna i sporthallens värmecentral är 245 kr/MWh. För att ge en så rättvisande bild som möjligt av "alternativkostnaden" vid installation av värmepumpen, beräknas även värmecentralens energikostnad som differentierad.

För perioden maj-sept antas elenergikostnaden vara lika som för värmepumpen. Eftersom värmeförbrukningen mäts vid förbrukarna, antas verkningsgraden för panncentral, ackumulatorer och distributionssystem till 92%. Man får då:

Medelenergipris från PC maj-sept:

$$VM_{\text{sommar}} = \frac{189}{0,92} \approx 205 \text{ kr/MWh}$$

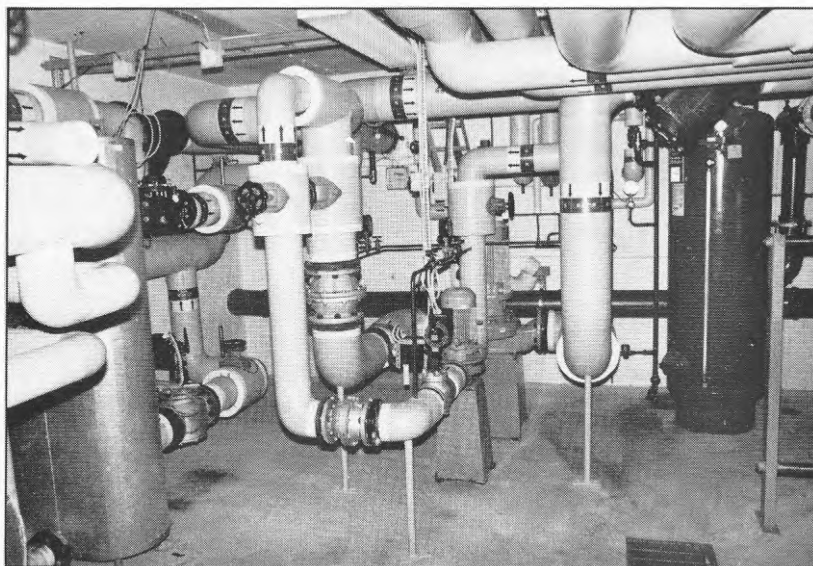


Fig 14.1 El till cirkulationspumpar är en avsevärd minuspost vid värmeåtervinning. Bilden visar en del av utomhusbadets maskinrum med pumparna P1A och P1B.

Värmeenergi från sporthall okt - april

Med samma beräkningsmetod som för övrig elförbrukning erhålls årskostnader i kr:

Energikostnad 4000 MWh	568 000:-
Abonnemangavgift	180 000:-
Fast avgift, index m m	87 000:-
Elskatt för 4000 MWh	<u>288 000:-</u>
Summa kr	1 123 000:-

$$\text{Elpris till elpannor vintertid} = \frac{1123000}{4000} \approx 281 \text{ kr/MWh}$$

Med distributionsverkningsgraden 92% lika ovan erhålls medelenergipris från PC okt - april:

$\text{VM}_{\text{vinter}} = \frac{281}{0,92} \approx 305 \text{ kr/MWh}$

Elenergi för uppvärmning av ishall

Det energipris som beräknas avser eventuell elenergi för uppvärmning av ishall och torkrum samt spol- och tappvarmvatten. Ishallen har tidigare värmts till en del med en luftkyld kondensator KD3 placerad direkt i ishallen. Hänsyn till detta tas i den ekonomiska kalkylen i samband med energikalkylerna.

Beräknad årskostnad i kr 1985 för el:

Energikostnad 830 MWh	110 600:-
Effektavgifter 250 kW	62 500:-
Fast avgift, index m m	14 000:-
Elskatt för 830 MWh	<u>59 800:-</u>
Summa kr	246 900:-

Medelenergipris el till ishall:

$\text{EE}_{\text{ishall}} = \frac{246900}{830} \approx 297 \text{ kr/MWh}$

14.2 Kommentrar till energipriser

De differentierade energipriser som redovisas ovan används i detta projekt av två orsaker:

- dels skulle ett medelenergipris kraftigt favorisera värmepumpinstallationen.
- dels skulle uppdelningen på olika delsystem i denna utvärdering bli missvisande.

Värmepumpen har som tidigare visats, sin huvudsakliga användning sommartid. Om man då använder ett medelenergipris i kalkylen som är avsevärt högre än den billiga "sommarel" som är alternativet i Lugnet-anläggningen, blir värmepumpinstallationen kraftigt övervärderad. Om å andra sidan oljeeldning vore alternativet till värmepump, skulle det differentierade elpriset gynna den här värmepumpen.

Det här något ovanliga sättet att beräkna och använda energipriset ger ingen fullständig bild av det ekonomiska utfallet, men resultatet är mycket närmare verkligheten, än vad en konventionell kalkyl skulle vara. För att kunna redovisa en helt riktig ekonomisk utvärdering i detta projekt, skulle man i varje ögonblick behöva veta

- dels var värmeenergin produceras och på vilket sätt
- dels var samma värmeenergi förbrukas
- dels vilken energikälla som skulle vara alternativet
- och till sist, vad denna energikälla beräknas kosta

Om man dessutom betänker att den reservenergi som företrädevis står till buds på Lugnet är el, så förstår man att ekvationen inte ens kan ställas upp, med de mätpunkter som disponerats i projektet. Så som elabonnemanget är uppbyggt, måste man hela tiden veta övrigt effekt- och energiuttag, för att korrekt kunna beräkna en *eventuellt* tillkommande belastning.

De ackumuleringsmöjligheter för värmeenergi som finns i värmecentral, varmvattenberedare och även i byggnader, förlänger ekvationen ytterligare. Den i detta projekt använda metoden är således bara ett sätt att komma närmare verkligheten, utan att för den skull påstå att verkligheten är exakt återgiven.

14.3 Graddagskorrigeringar, ett trubbigt verktyg

Ett annat redovisningsproblem är den s k graddagskorrigeringen. I ett projekt där t ex en isoleringsinsats skall värderas, kan ett års mätvärden ganska väl korrigeras till ett "normalår" med ledning av graddagsstatistik. Likaså kan t ex ekonomin i en nybyggd värmecentral eller en ny ytjordvärmepump

under ett år jämföras med "normalåret" via graddagsstatistiken.

Av flera olika anledningar är graddagarna ett mycket trubbigt verktyg i detta projekt.

- Av t ex fig 3.6 framgår att ca 65% av all energiförbrukning inom BFR-projektet förbrukas de fem sommarmånaderna maj t o m sept.
- Energiförbrukningen består till stor del av ej graddagsberoende förbrukning såsom tappvarmvattenberedning och värme under isbanor.
- Energiförbrukningen för uppvärmning av bassänger är naturligtvis beroende av utetemperatur (gradtimmar) men i minst lika hög grad av solinstrålning, luftfuktighet och framför allt vindhastigheten. Bassänguppvärmningen har en dominerande roll i energiförbrukningen ($\approx 52\%$), och eventuella korrigeringar till normalår måste då naturligtvis innefatta även detta värmeuttag.
- Energiförbrukningen för uppvärmning av ishall och curlinghall är principiellt graddagsberoende, men lokaltemperaturen tillåts av driftpersonalen variera beroende på utomhustemperatur och verksamhet i hallarna.
- Värmeproduktionen i kondensorer KD4/KD6 är på motsvarande sätt helt beroende av temperaturen i ishallen. Vid låg lokaltemperatur nedregleras kylmaskinernas effekt till mindre än 50% av "normaleffekten".
- Värmeproduktionen i KD2 är helt beroende av utetemperaturen, men sambandet med den graddagsstatistik som finns tillgänglig är långtifrån linjär. En månad med 10% flera gradtimmar än normalår kan lika gärna ge 10% *mera* värme ur KD2 trots att förhållandet borde varit omvänt.

Om vi antar att bandybanans kylmaskiner arbetar med en förångningstemperatur på -7°C i kylrören, slutar maskinerna att arbeta vid ungefär samma utetemperatur. Normalmånaden januari i Falun har medeltemperaturen -7°C och 749 graddagar.

En normalmånad i graddagsstatistiken kan således i ytterlighetsfallet bestå av en månad med utetemperaturen -7°C hela månaden eller med en varm period under 15 dagar, kompenserad av en kall period under resten av månaden. I det första fallet kommer kylmaskinerna att stå stilla hela månaden, medan de kommer att vara i drift och avge värme i KD2 under 15 dagar i det senare fallet.

Beträffande KD2 finns ytterligare ett kriterium som påverkar värmeutbytet, och det är värmebehovet i anläggningen. Under t ex oktober då uppfrysningen av bandybanan sker finns en tillgänglig effekt på ca 2 MW medan värmebehovet är en tiondel därav eller 0,2 MW. Ett värmelager skulle här ge ett gott utbyte.

Den ovan relaterade komplexiteten i projektet gör således graddagskorrigeringar vanskliga och t o m missvisande. I tabell 9.2 i kap 9 redovisas graddagar för normalår och graddagar uppmätta i Lugnet-projektet 1983 t o m 1985. Även övriga väderdata redovisas i kap 9.

Vid utvärdering av t ex uteluftvärmepumpar har det f ö visat sig mycket vanskligt att använda graddagsstatistik speciellt över helt år. Detta med anledning av den ovan relaterade "kompensationseffekten" i graddagsstatistiken, som inte värmepumpen kan tillgodogöra sig.

15 MÄTUTRUSTNING, MÄTPROGRAM

15.1 Mätningar i entreprenadform

Alla mätningar i projektet har under ledning av Tommy Kjellander utförts av mätcentralen vid KTH.

MätCentralen för Energiforskning (MCE)

KTH

100 44 STOCKHOLM

08-7878715

15.2 Mätutrustning

Centralutrustningen med bordsdator placerades i ishallen, men p g a det stora avståndet mellan ishall och sporthall måste badets maskinrum förses med ett eget mätinstrument (voltmeter).

Utrustning i ishall

Bordsdator, HP85
 HP-IB-extension (från sporthall)
 Systemvoltmeter, HP3456
 Mätpunktsväljare, Schlumberger
 Räknarenhet, MCE typ 1
 Realtidsklocka
 Larmenhet
 Magnetstabilisator
 Nätaggregat

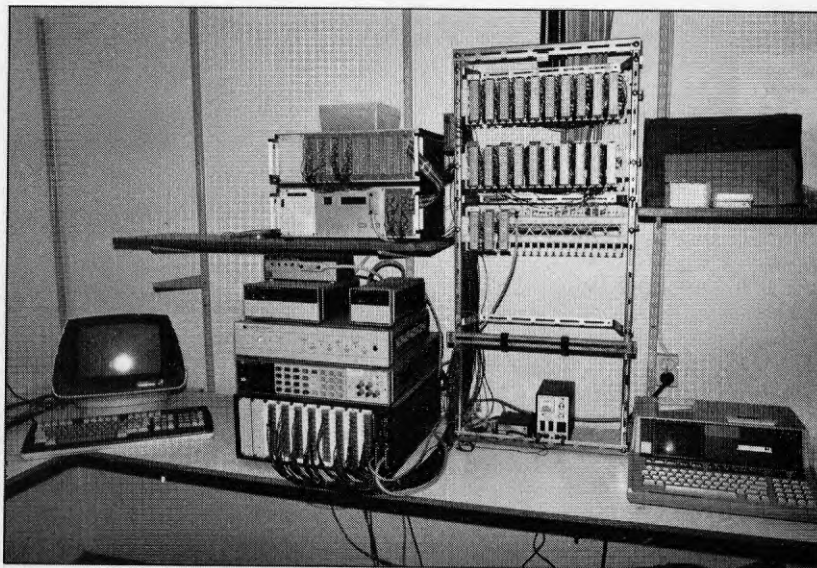


Fig 15.1 Den centrala mätutrustningen i ishallen med bordsdatorn längst t h och en terminal för den centrala styrutrustningen t v.

Utrustning i utomhusbad

HPIB-extension (till ishall)
 Systemvoltmeter, HP3456
 Mätpunktsväljare, Schlumberger
 Magnetstabilisator
 Nätaggregat

Extern utrustning, givare

Temperatur, vatten	Pt-100, enl DIN 43760 (1/5)
Temperatur, ute	Pt-100, SVM 11264
Fukt, ute	Vaisala HMP14U/HMP112Y
Vind, ute	Thies Clima
Solinstrålning	Kipp & Zonen, ZM11
Temperatur, jord	Pt-100, enl DIN 43760
Temperatur, kylrör	Ni1000

15.3 Mätnoggrannhet

Målet vid val av mätutrustning och installationsmetoder har varit att kunna bestämma enskilda energimängder med en onoggrannhet <5%. Temperaturmätningen måste då ske med ett absolutfel <1% och flödesmätningen <2%. Mätning av elenergi till pumpar etc skall ha ett fel som är <2%. Felet vid beräkning av energibalanser för delsystem skulle då ligga i intervallet 5-10%.

15.4 Mätvärdesinsamling

Mätprogrammet har primärt omfattat ca 160 mätpunkter. Elenergi, vindväg och flöden har med undantag av flödesmätare för avlopp registrerats via pulsräkning. Mätvärden för temperatur, relativ fuktighet, solinstrålning och tryck har registrerats var 5:e minut. Alla 5-minutersvärden mellanlagras i dator, vilken sedan bildar summa- eller medelvärden över hel timme. Dessa timvärden har lagrats på kasettband.

Via mätprogrammet har dessutom lagrats drifttider och vissa beräknade värden, företrädesvis värmemängder och vissa villkorsvärden.

Vid MCE i Stockholm har alla mätdata överförts till ett minidatorsystem där alla mätpunkter således arkiverats som timvärde dvs med 24 värden per dygn.

Timvärden finns för de allra flesta mätpunkter lagrade från 1983-02-19 t o m 1986-04-02 då mätningarna avslutades.

15.5 Intensivmätningar

Vissa funktioner eller driftförhållanden kan inte dokumenteras bra med lagring av ett medel- eller summavärde varje timme. Det gäller naturligtvis alla snabba eller intermitenta förlopp. I detta projekt är avloppsvärmeväxlare och kulvertförluster exempel på oförmågan hos den normala mätvärdesinsamlingen.

Avloppsvärmeväxlaren i utomhusbadets maskinrum har utvärderats efter specialmätningar utförda av MCE och redovisade i kap 6. Vid speciella intensivmätningar har dessutom samtliga mätpunkter lagrats som 5-minutersvärden.

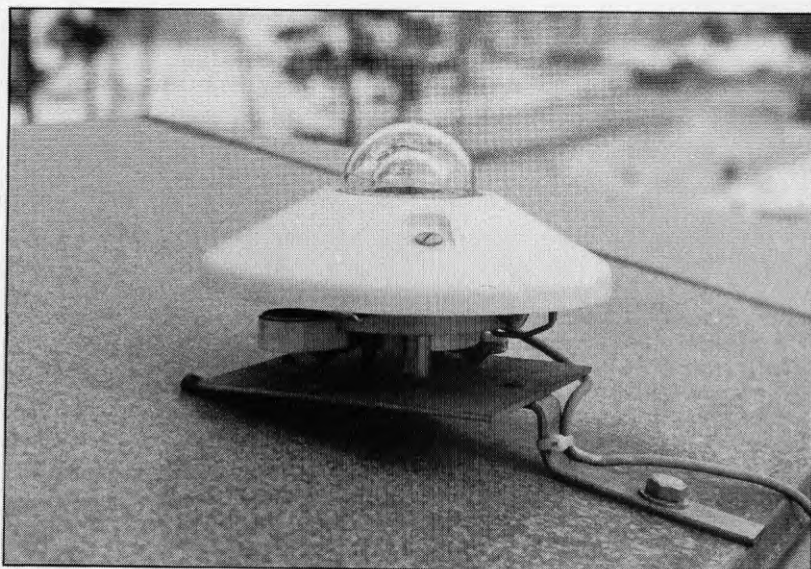


Fig 15.2 Solinstrålningen har uppmätts med en pyranometer monterad på ishallens tak.

15.6 Utvärdering och rapportering

Lugnet ägs och förvaltas av Falu kommun, som också varit byggherre och beställare för BFR-projektet i alla dess faser. Även för utvärderingen och rapportering av projektet svarar Falu kommun genom dess Tekniska nämnd med byggnadsintendent Anders Nyberg som projektledare.

MCE har under projekttiden svarat för en sådan sammanställning av mätvärden och grafer, att mätsystemets funktion kontrollerats regelbundet. Även analys av vissa projektdelar har utförts på ett sätt, som gjort det möjligt att kontrollera enskilda entreprenad-
delar.

Mätningarna har varit till ovärderlig hjälp, vid optimeringen av anläggningen, vid kontroll av entreprenader och vid lokalisering av fel. Det vore önskvärt att alla energibesparingsprojekt hade tillgång till en mätutrustning, där anläggningens driftförhållande kunde analyseras kontinuerligt och energibesparings-effekten kunde jämföras med uppsatta mål.

För själva utvärderingen och slutrapporten har MCE via sin databas ställt alla timvärden till förfogande. För en del av de diagram som ingår i rapporten har MCE dessutom svarat för konceptet.

15.7 Utmärkta mätresultat, med vissa undantag

15.7.1 Översvämningen

I september 1983 orsakade väldiga skyfall att hela utomhusbadets maskinrum översvämmades med regnvatten. Naturligtvis drabbades både maskiner och mätutrustning av långa driftavbrott och dyra reparationer.

Den direkta orsaken till översvämningen var, att intaget till en kulverterad bäck sattes igen med ris och annat bråte, varefter vattnet i bäcken tog en annan väg rakt igenom Lugnet-området.

15.7.2 Kontroll av temperaturgivare på plats

Kontroll av temperaturregistrering har skett vid flera tillfällen under mätperioden. Därvid har givarna doppats parvis i vattenbad, varvid temperatur och temperaturdifferens har registrerats med den ordinarie mätutrustningen. Vattenbadets temperatur har bestämts med en onoggrannhet $<0,1^{\circ}\text{C}$.

Den senaste kontrollen av temperaturdifferensmätningar utfördes 85-11-06. Kontrollen utfördes på temperaturnivån $35-40^{\circ}\text{C}$. Avvikelsen inom varje par givare var för samtliga punkter i ishallen $<0,1^{\circ}\text{C}$ (typvärde $0,01^{\circ}\text{C}$) och för punkter i utomhusbadet $<0,2^{\circ}\text{C}$ (typvärde $0,1^{\circ}\text{C}$). Försämringen för givarna i utomhusbadet kan klart konstateras efter översvämningen 1983. Vatten har trängt in i givare och kablar och orsakat materialförändringar, försämrad isolation och korrosion i kontaktställen.

15.7.3 Kontroll av temperaturgivare hos MCE

Efter avslutade mätningar har 7 par givare kalibrerats mellan $15-90^{\circ}\text{C}$ i ett särskilt kalibreringsbad vid MCE. I kap 11.5.1 redovisas testprotokoll 1 t o m 4 för de fyra givare som varit monterade på kulvertledningarna i ishall och utomhusbad. I samma kapitel anges betydelsen av de olika kolumnerna i protokollet.

På nästa sida redovisas kalibreringsprotokoll nr 5 för temperaturgivare TV442.1 och på följande sidor (fig 15.4 t o m 15.7) visas protokollsresultaten i form av nomogram.

I varje figur redovisas resistensavvikelse från DIN-norm för sammanlagt fyra givare. I den första figuren (15.4) visas bl a testvärdena för temperaturgivare TV442.1 med "+" markerad för varje kontrollerad temperaturnivå. Man ser här att denna givare har en mycket liten avvikelse från referensvärdet.

I vissa figurer sammanfaller symboler för olika givare varför testprotokollet i dessa fall ger ett säkrare resultat.

Alla testade givare ligger helt inom ramen för 1/5 DIN vilken norm anges med heldragna linjerna i figurerna.

Observera att testresultaten för temperaturgivare i form av nomogram, fig 15.4 t o m 15.7 endast redovisar kolumn 5 ur resp givares testprotokoll. Protokollet är således den fullständiga dokumentationen av provningen.

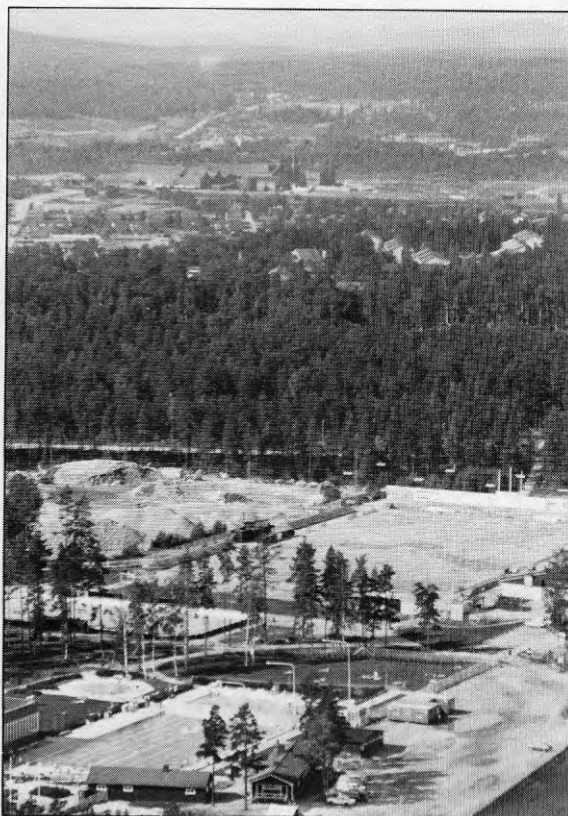


Fig 15.3

Vy över Lugnet-anläggningarna med Stora's svavelsyrafabrik i bakgrunden. Bandybanan syns strax framför skogsbältet.

KALIBRERINGS PROTOKOLL NR 5, MCE

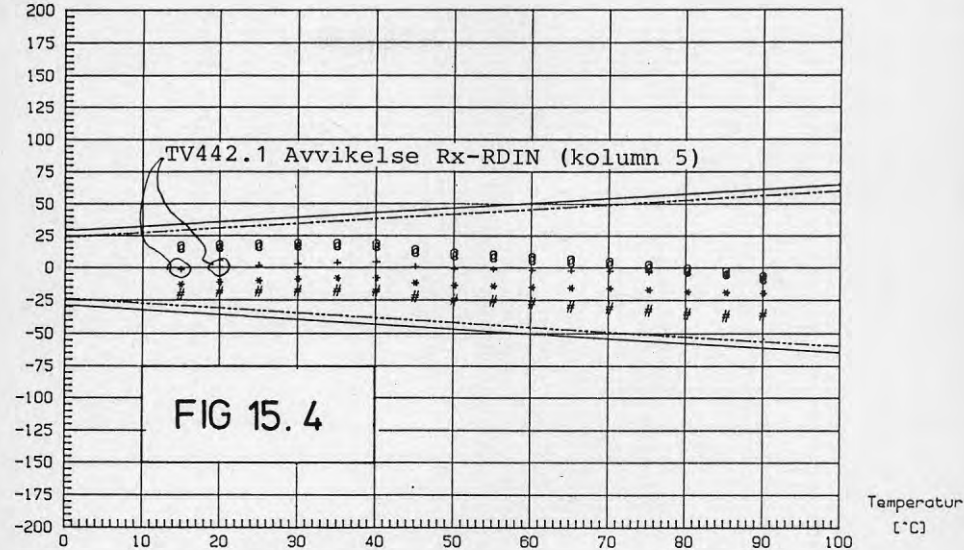
Datum 1986-07-03
 Provare T.K.
 Provobjekt LU-TV442.1 (Rx)
 Placering Ishall - VVX5 (inlopp)
 Givartyp Motståndstermometer Pt-100
 Mätmetod Jämförelse i vätskebad mot
 resistenstermometer, normal
 MCE 2018 (Rr)
 Mätström 1 mA

RESULTAT R0 = 99,9992 [Ohm]
 A = 0,0039094 [1/K]
 B = -6,0733E-007 [1/K²]

Referensgivare		Prov: TV442.1		Avvikelse från DIN		
Rr, Ohm	Tr, °C	Rx, Ohm	Tx, °C	Rx, Ohm	Max	Tx, °C
-1-	-2-	-3-	-4-	-5-	-6-	-7-
105.843	14.971	105.836	14.966	-.001	.122	-.006
107.796	19.993	107.790	19.991	.000	.130	-.002
109.743	25.005	109.737	25.006	.002	.138	.001
111.697	30.043	111.691	30.047	.003	.145	.004
113.635	35.050	113.629	35.056	.004	.153	.006
115.581	40.084	115.576	40.093	.004	.160	.009
117.525	45.124	117.515	45.121	-.001	.168	-.003
119.465	50.158	119.454	50.155	-.002	.175	-.003
121.403	55.197	121.392	55.194	-.002	.183	-.003
123.330	60.215	123.318	60.211	-.003	.190	-.003
125.258	65.243	125.246	65.241	-.004	.198	-.003
127.188	70.287	127.176	70.285	-.005	.205	-.001
129.108	75.311	129.097	75.310	-.006	.213	-.000
131.032	80.355	131.021	80.355	-.007	.221	-.000
132.949	85.387	132.938	85.389	-.008	.228	.001
134.734	90.082	134.724	90.084	-.009	.235	.003

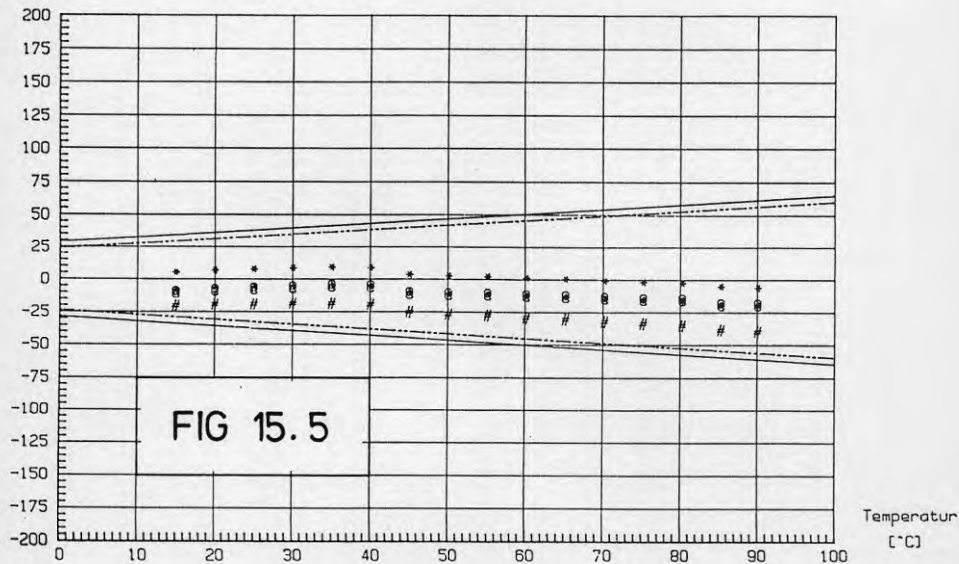
PT-100, avvikelse från DIN43760 1980

Resistans +: L-TV4421 *: L-TV4422 #: L-TV6121 0: L-TV6122 19860811
 Gränser: 1/ 5 DIN



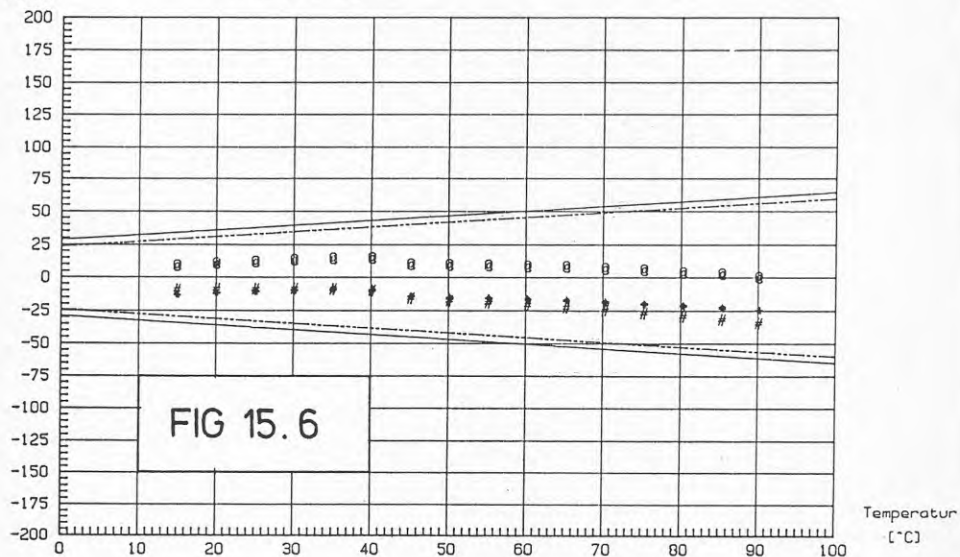
PT-100, avvikelse från DIN43760 1980

Resistans +: LU-TV532 *: LU-TV533 #: LU-TV342 0: LU-TV343 19860630
 Gränser: 1/ 5 DIN



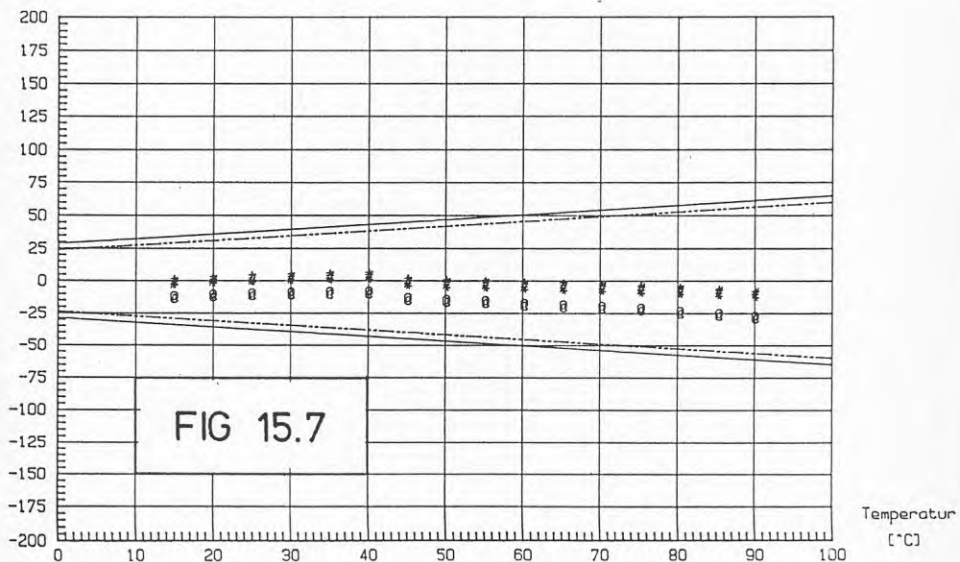
PT-100, avvikelse från DIN43760 1980

Resistans +: L-TV2721 *: L-TV2722 #: L-TV5721 0: L-TV5722 19860701
Gräns: 1/ 5 DIN



PT-100, avvikelse från DIN43760 1980

Resistans +: L-TV3121 *: L-TV3122 #: L-TV4421 0: L-TV4422 19860703
Gräns: 1/ 5 DIN



Fel i bestämning av Δt

Beräkning av maximalt fel vid ca 30 K temperaturdifferens, enligt samma algoritm som använts i mät-systemet redovisas i tabell nedan.

Tabell 15.1 Fel i bestämning av temp differens

Mätpunkt	Fel i Δt	Placering
TV272.1/TV272.2	-0,04 K	Ishall, VVX4
TV312.1/TV312.2	-0,06 K	Värmepump, KD
TV342 /TV343	-0,07 K	Ishall, kulvert
TV442.1/TV442.2	+0,07 K	Ishall, VVX5
TV532 /TV533	-0,05 K	Utebad, kulvert
TV572.1/TV572.2	-0,12 K	Kallvatten, VVX6
TV612.1/TV612.2	-0,14 K	Avlopp, VVX6

15.7.4 Krånglande elenergimätning

Trots upprepade kontroller av samtliga elenergimätare, har några påvisbara fel ändå registrerats hos mätarna under hela mätperioden. Det borde vara få bekymmer med dessa mätningar, men erfarenheterna från Lugnet är annorlunda. En bidragande orsak är utan tvekan de strömtransformatorer som installerats på de större elförbrukarna. Beställaren har själv levererat dessa men med så dålig noggrannhet som klass 3. Eftersom större elförbrukare som bandykompressorer och värmepump har en avgörande inverkan på totalekonomin i projektet, borde noggrannheten här varit betydligt bättre.

Efter avslutade mätningar utfördes en speciell kontroll av elmätarna för K1, K2 och K3, 1986-10-30. Kontrollen påkallades av att ett möjligt mätfel kunde utläsas av utvärderingen.

- Vid kontroll av anslutningarna till mätarna visade det sig att en fas till K3 ej var korrekt ansluten.
- Pulsförstärkarnas delningstal överensstämde väl med vad som tidigare angetts.
- Fasström uppmättes med tångamperemeter före och efter strömtransformator i elskåp. Fasspänning uppmättes vid elmätaren. Kontrollen gällde strömtransformatorernas omsättning 300/5 A.

Nedanstående mätvärden torde ha en onoggrannhet på $\pm 1\%$ vid mätning av ström och spänning.

Tabell 15.2 Kontrollmätning av strömtransformatorer

Kompressor		Spänning fas (V)	Fasström, A		Trafo fel %
Bet	Fas		Före	Efter	
K1	R	218	245	4.00	-2
	S	217	253	4.00	-5
	T	218	252	3.95	-6
K2	R	218	259	4.45	+3
	S	219	259	4.45	+3
	T	218	254	4.42	+4
K3	R	219	257	4.40	+3
	S	218	257	4.41	+3
	T	219	252	4.33	+3

Mätningen av el till kompressor K3 har varit felaktig under hela mätperioden, i och med att energi för endast två av tre faser registrerats. Vid provet 1986-10-30 belastades alla faser lika (avvikelse <2%). Vid utvärdering av energiförbrukning för K3 har därför registrerad energiförbrukning alltid ökats med 50% (faktor 1.5).

De elenergimätare som använts i projektet är generellt av klass 2 (fel < 2%), och någon kontroll har inte skett av själva mätarna.

15.7.5 Bekymmer även med vissa flödesmätare

Vid projektstart förutsattes de största problemen uppstå med flödesmätarna. Mätarna är generellt av typ torrlöpande vinghjulvattenmätare levererade av SVM. Flödesmätare för avlopp (FV611) är av typ induktiv flödesmätare MAGPAC, DMI 6230 levererad av Endress & Hauser AB.

Flödesmätarna har generellt fungerat mycket bra. I de fall flödesmätningarna kan kontrolleras via dubbelmätning, är noggrannheten stor (fel < 1%). Det hänger delvis samman med att flödena är stora i systemen, medan temperaturdifferenserna är små. Onoggrannheten vid värmemängdsberäkningar förstärks på så sätt via temperaturgivarna, medan onoggrannheten hos flödesmätarna förringas.

De silar, som har monterats före de flesta flödesmätare, har som sig bör samlat upp smuts framför allt under den första drifttiden. När silarna börjat sättas igen helt, har flödet minskat och rena driftproblem har visat sig. Där silar inte har varit monterade, har smuts i vissa fall helt stoppat vinghjulet i mätaren.

Dessa totalstopp är trots allt inte så allvarliga av två orsaker:

- felet är mycket lättare att upptäcka vid driftkontrollerna, än då fel uppstår på temperaturgivare.
- felet kan också lätt korrigeras i efterhand vid utvärderingen, i och med att perioden med stopp helt utesluts.

I de fall flödesmätarens mätvärde ligger som villkor för registrering av ett annat mätvärde, är dock felet besvärande.

15.7.6 Luftfuktighet och vindhastighet

Beträffande de två klimatparametrarna luftfuktighet och vindhastighet finns egentligen inte några hela mätserier samlade. Luftfuktighetsmätningen kompletterades med en ny givare i juli 1985. Mätresultatet blev inte bättre.

15.8 Mätmålet uppnått

Mätningar, och då kanske framför allt problem med mätningar, behandlas i denna rapport t ex i

- kap 4.3.1 (fig 4.2)
- kap 4.3.4 (fig 4.4)
- kap 6.4.2 (avloppsvärmeväxlare)
- kap 6.4.3 (mätnoggrannhet)
- kap 9.4 (klimatdata)
- kap 11.4 (kulvertförluster)
- kap 11.5 (analys av kulvertmätningar)

Energibalanser med < 1% fel

Det viktigaste målet för mätningarna var att hålla det totala felet vid energibalansberäkningarna i intervallet 5-10%. Hur har detta lyckats?

Tabell 15.3 Energibalans 1985 mellan KD2, och förångare VP1. Förlusterna är försumbara. CP ingår ej.

Mån	KD2, MWh	VP1, MWh	Fel %
05	138	138	0
06	267	270	-1
07	229	232	-1
08	353	343	3
Summa	987	983	0

Under de månader som redovisas ovan går all värme som produceras i KD2 direkt till värmepumpens förångare.

Tabell 15.4 Energibalans i kondensorsystemet 1985. Jmfr med tabell 3.1 och 3.2. CP ingår ej.

Mån	Prod, MWh	Förbruk, MWh	Förlust, MWh	Fel%
01	185	186	3	-2
02	127	126	2	-1
03	100	97	2	-1
04	60	45	1	23

05	195	193	3	0
06	337	348	4	-4
07	319	328	4	-4
08	428	438	4	-3

09	205	200	4	0
10	101	77	3	21
11	123	113	3	6
12	130	125	3	2
År	2310	2276	36	0

De månader där mätfelet är stort, är förbrukningen låg och mätningen på detta sätt osäker. Sett över ett helt år ger detta också utslag i ett mycket litet fel. Energitillskott från cirkulationspumpar ingår ej i kalkyl betr mätfel.

Tabell 15.5 Energibalans i hetgassystemet 1985.
Jmfr med tabell 4.1 och 4.2. CP ingår ej.

Mån	Prod, MWh	Förbruk, MWh	Förlust, MWh	Fel%
01	32,6	30,8	,5	4
02	27,1	25,7	,5	3
03	14,8	14,0	,5	2
04	,0	,0	,0	0

05	,0	,0	,0	0
06	,0	,0	,0	0
07	,8	1,3	,0	-
08	,0	,0	,0	0

09	18,1	19,3	,5	-9
10	24,8	22,8	,5	6
11	34,9	33,8	,5	2
12	32,1	32,0	,5	-1

År	185,2	179,7	3,5	1

Slutbetyg

Som slutbetyg över mätning av energibalanser, där felet är mindre än 1% på årsbasis, måste resultatet tala sitt eget språk. Att det sedan uppstår vissa mätproblem, som f ö berörts i denna rapport, förringar inte det goda resultatet för merparten av mätningarna.

Det måste poängteras att det "fel" eller "mätfel" som söks i tabell 15.3 t o m 15.5 egentligen inte är ett fel utan en differens mellan olika mätpnktter i samma mätsystem. Det "fel" som erhålls kan dessutom ha påverkats av felaktigt uppskattade systemförluster. Det finns alltså inget *referensvärde* vid de fältmässiga mätningarna på samma sätt som vid t ex redovisade tester av temperaturgivare.

16.3 Mätutrustning

Beställaren har svarat för den fasta mätutrustningen i projektet såsom flödesmätare, strömtransformatorer, impulsförstärkare och elektriska installationer. Kostnaden för dessa installationer anges nedan. För övrig utrustning, t ex mätinstrument och temperaturgivare, har MCE svarat med anslag direkt från BFR.

Flödesmätare m m	96 tkr
Impulsförstärkare m m	19
Montering av jordtempgivare	8
Elektrisk installation	135
Tillkommer kontroll	3
besiktningar	2
Totalkostnad mätutrustning	263 tkr

Finansiering

Bidrag från BFR	179 tkr
Eget kapital	84 tkr

16.4 Periferikostnader

I samband med experimentbyggnadsprojektet utfördes andra anläggningsarbeten och installationer, som både tekniskt och ekonomiskt var motiverade att utföras parallellt med BFR-projektet. Dessa installationer finansierades via Falu kommuns ordinarie budget. Kostnader anges i tkr och inkluderar moms.

Maskiner för utomhusrink (flyttning)	205 tkr
Gymnasiets del av central styrutrustn	305 tkr
Ventilation ishall/curlinghall	800 tkr

16.5 Energikostnadsbesparing

Samtliga besparingar som redovisas i denna rapport utgår från år 1985. Rådata finns samlade även för 1983 och 1984, men en publicering av dessa data skulle vara onödigt omfattande eftersom det ekonomiska utfallet även dessa år är likartat. För 1983 belastades dock värmepumpen av intrimningsproblem, varför denna besparingsfaktor reducerades kraftigt.

I kap 14 redovisas metoden vid värdering av energikostnader. En specificering av underlaget för besparingen betr varje anläggningsdel anges i slutet av resp kapitel.

Besparingar i tkr

Kondensorsystem, kap 3.5.2	64,2
Hetgassystem, kap 4.4.2	52,4
Värmepumpsystem, kap 5.8.2	216,5
Atervinning av kylvatten, kap 7.6.2	6,9
Total besparing 1985	340,0 tkr



Fig 16.1 Gladast över besparingarna är kanske Bertil Österlund, kommunalråd och ordf i tekniska nämnden, som här ses framför värmepumpen i samband med slutbesiktningen.

16.6 Små skötsel- och underhållskostnader

Genom BFR-projektet har en hel del nya komponenter tillförts Lugnet-anläggningarna. För många befintliga anläggningsdelar har dock projektet betytt en upprustning och modernisering, som förbättrat möjligheterna till ett rationellt service- och underhållsprogram. Hela det nya maskinrummet vid ishallen innebar en välkommen centralisering av köldmedieanläggningarna. Det centrala styr- och reglersystemet medger en utmärkt övervakning av status hos olika anläggningsdelar, som saknades tidigare.

Dessa faktorer sammantagna innebär att man inte kan kalkylera med några *ökade* skötsel- eller tillsynskostnaden med anledning av BFR-projektet.

Under en stor del av utvärderingstiden har garanti-åtagandet gällt för entreprenörerna varför inga underhållskostnader då har bokförts. Inte heller under 1985 har något underhåll varit aktuellt på de delar som ingår i BFR-projektet. Ett stort undantag gäller dock de skador som åsamkades anläggningen vid den stora översvämningen i sept 1983. Dessa reparationskostnader har dock reglerats helt separat.

De är ställt utom all tvekan, att de anläggningar som ingår i BFR-projektet så småningom kommer att kräva ett visst underhåll. Man kan dock samtidigt ställa sig frågan, om dessa installationer verkligen åsamkar nyttjaren ett *ökat* underhållsbehov i förhållande till den gamla anläggningen. Utvärderingstiden har inte gett något svar på den frågan.

16.7 Integrerad ekonomi

Hela denna rapport har resulterat i två ekonomiska konklusioner:

- anläggningarna kostade 1982/83 4265 tkr
- energikostnadsbesparingen var 1985 340 tkr

Av sammanställningen under kap 16.5 framgår att den övervägande delen av besparingseffekten ligger på värmepumpen. En kalkyl över utfallet visar också att det är endast värmepumpen och hetgassystemet som ger en acceptabel kalkylränta eller ett acceptabelt energipris, om kapital och underhållskostnader räknas in i kalkylen.

- energipris värmepumpsystem 1985 185 kr/MWh
- energipris hetgassystem 1985 203 kr/MWh

Under hela projekttiden har arbetsnamnet varit "Integrerade värmesystem för sportanläggning i Falun". Namnet speglar väl ett mångfasetterat projekt, där enskilda anläggningsdelar inte så lätt bryts ut och byggs en efter en alltefter lönsamheten i dagsläget.

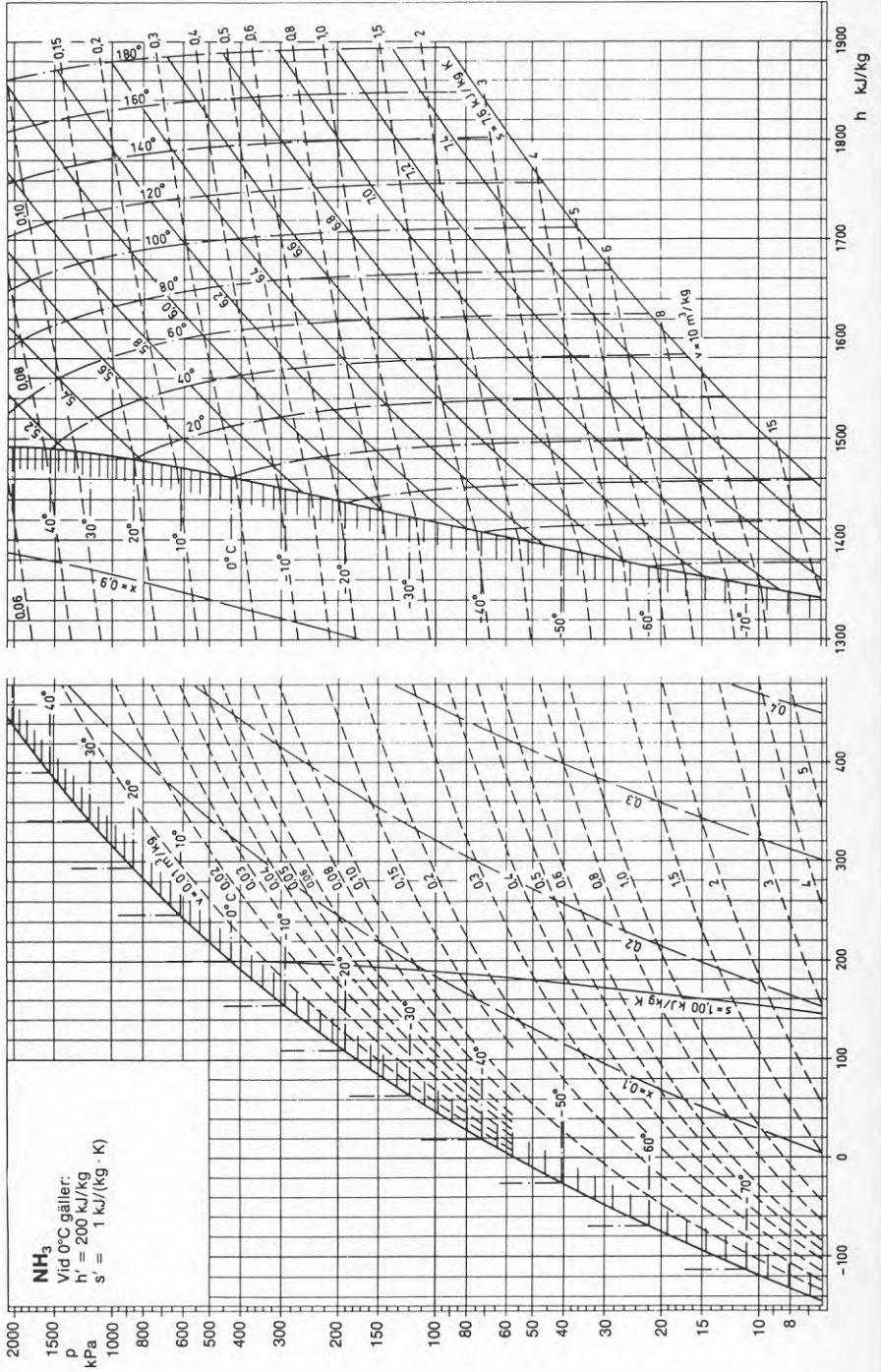
Anläggningarna på Lugnet ger exempel på *ett* sätt att lösa energiförsörjning och värmeåtervinning från kylanläggningarna i en sportanläggning. Förhoppningsvis skall resultaten i denna rapport kunna appliceras på andra liknande anläggningar. Tekniskt bör detta vara relativt enkelt, medan det betr den ekonomiska delen definitivt är svårare att generalisera. De redovisade anläggningskostnaderna ligger flera år tillbaka i tiden, och eftersom varje anläggning är unik, blir både anläggningskostnader och energikostnadsbesparingar unika för varje anläggning.

LITTERATUR

- | <u>Författare</u> | <u>Titel</u> |
|--|---|
| [1] Blomquist, O
Nowacki, J-E
1979 | <i>Värmepumpens roll i det nationella energisystemet.</i>
(Ur VVS-special 1:1979) |
| [2] Ekström, L
1980 | <i>Polypropylensolfångare för bassänguppvärmning.</i> (Rapport R54:1980 från Statens råd för byggnadsforskning) |
| [3] Melinder, Å
1985 | <i>Köldbärare för värmepumptillämpningar.</i> (Rapport R114:1985 från Statens råd för byggnadsforskning) |
| [4] Persson, S-E
1981 | <i>Bandybana som solfångare i integrerat värmesystem för sportanläggning.</i> (Rapport R31:1981 från Statens råd för byggnadsforskning) |
| [5] Werner, S
1982 | <i>Värmeförluster vid fjärrvärmedistribution.</i> (Rapport A82-109, Institutionen för Energiteknik, Chalmers Tekniska Högskola, Göteborg.) |
| [6] Zühlke, H
1976 | <i>Wärmeübertragungsverluste in Wassernetzen, Auswertung der AGFW-Fernwärmestatistik 1968-1974.</i>
Fernwärme International 5. |
| [7] Förlags AB VVS
1974 | <i>VVS-handboken, tabeller och diagram.</i> |
| [8] UNICHAL
1981 | <i>Statistique de chauffage urbain 1978 et 1979.</i> Union Internationale des Distributeurs de Chaleur. Comité d'étude de "Nomenclature et Statistiques". |

BILAGA 9:1

h-log p-diagram för ammoniak, NH₃





**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 811614-0
från Statens råd för byggnadsforskning till Falu kommun,
Fastighetskontoret, Falun.**

R53: 1987

ISBN 91-540-4748-X

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6707053

**Abonnemangsgrupp:
W. Installationer**

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

Cirka pris: 63 kr exkl moms