



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.



## Värmeåtervinning med värmepump från Scaniarinken i Södertälje

**Bertil Hagstedt**  
**Sture Jacobsson**  
**Mikael Karlsmyr**  
**Klas Rosberg**

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	
Plac	<i>ser</i>

*K  
011*

R123:1982

VÄRMEATERVINNING MED VÄRMEPUMP  
FRÅN SCANIARINKEN I SÖDERTÄLJE

Bertil Hagstedt  
Sture Jacobsson  
Mikael Karlsmyr  
Klas Rosberg

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag  
790719-1 från Statens råd för byggnadsforskning  
till KFAI AB, Stockholm.

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

R123:1982

ISBN 91-540-3812-X

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1982

## FÖRORD

Projektet ska ingå i BFRs projektpaket:  
Värmepump i idrottsanläggning.

Projektet har bedrivits i samarbete med Södertälje kommun,  
Fastighetskontoret, och Svenska Kommunförbundet.

Som referensgrupp har utsetts Hartvig Göransson.

Arbetsgruppen har bestått av följande personer:

Bertil Hagstedt, KF, Fastighetssektionen, Projekteringsavdelningen

Sture Jacobsson, KTH, Kylteknik

Mikael Karlsmyr, KTH, Kylteknik

Klas Rosberg, KF, Fastighetssektionen, Projekteringsavdelningen

Till alla de inom Södertälje kommun, Fastighetskontoret, som  
medverkat riktas ett varmt tack.

Bertil Hagstedt

Klas Rosberg

## INNEHÅLL

1	SAMMANFATTNING .....	5
1.1	Målsättning .....	5
1.2	Angreppssätt .....	5
1.3	Resultat .....	5
1.4	Tidplan för projektet .....	6
2	TEKNISK BESKRIVNING .....	7
2.1	Isbanekylanläggning .....	7
2.2	Värmepump .....	8
2.3	Värme- och ventilationsanläggning .....	10
3	DRIFTPROV .....	11
3.1	Instrumentförteckning .....	11
3.2	Mätresultat och beräkningar .....	11
4	VAD HAR VÄRMEPUMPEN GIVIT .....	15
4.1	Vad skulle värmepumpen ge .....	15
4.2	Värmepumpen ger .....	15
4.3	Värmefaktor .....	15
4.4	Drifttillgänglighet .....	15
5	LÖNSAMHET .....	17
5.1	Investering .....	17
5.2	Energibesparing .....	17
5.3	Underhållskostnad .....	17
5.4	Lönsamhetsmått .....	18
5.5	Sammanfattning .....	19
6	DRIFT OCH UNDERHÅLLSASPEKTER .....	21
6.1	Problem med isbildning på fläktblad, evaporativ kondensor .....	21
6.2	Problem med smältning av skrapis .....	21
6.3	Problem med högt kondensortryck .....	22
BILAGA 1	Driftjournal för 1981	
BILAGA 2	Mätprotokoll från driftprov	
BILAGA 3	Värmepumpens inkoppling i värmesystemet	
BILAGA 4	Skiss över inkoppling av mätare	
BILAGA 5	Diagram över energiförbrukning för Scaniarinken - Södertälje	
BILAGA 6	Månadsvisa mätningar för värmepumpen 1981	
BILAGA 7	Beteckningar	

## 1 SAMMANFATTNING

### 1.1 Målsättning

Projektets målsättning är att under verkliga driftförhållanden mäta och utvärdera värmepumpinstallationen i Scaniarinken, Södertälje kommun.

Utmärkande för denna anläggning är, att värmepumpens värme-källa är kondensorvärme från isbanans kylanläggning och värme-behovet utgörs av lokaluppvärmning. Värmepumpens värmeeffekt är ca 280 kW. Värmepumpen är ett modifierat vätskekylaggregat med R 12 som köldmedium.

Utvärderingen skall stå till tjänst för i första hand andra ishallar. Antal ishallar utan värmeåtervinning är ca 65 st i Sverige.

### 1.2 Angreppssätt

Under säsongen 81-82 har mätningar utförts av energiförbrukning, temperaturer, gångtider m m på såväl värmepump som hela ishallen. Med dessa mätningar och ytterligare data från Energiverket, Fritidskontoret och SMHI som underlag har en utvärdering genomförts.

När en sådan här omfattande installation görs är det ofrån-komligt att vissa följdverkningar uppstår. Dessa finns redo-visade under avsnittet Drift och underhållsaspekter.

### 1.3 Resultat

#### Lönsamhet

Investering	(kr)	448 000
Energibesparing	(kWh/år)	785 000
Energikostnad	(kr/år)	0,20
Besparing	(kr/år)	149 000
Pay-off-tid	(år)	3

Tillgängligt värme som helt kan utnyttjas är ca 200 kW per ishall. Det återvunna värmets kan användas till uppvärmning av egna lokaler, men man kan också leverera värme till närmaste grannar. Det kan gälla kontor eller bostäder.

Energiöverskottet från en ishalls kondensor är ungefär 1 000 MWh/år, vilket vid ett energipris av 20 öre/kWh representerar ett värde av 200 000 kr/år.

Bassängvattnet från isbanans evaporativa kondensor har en hög temperaturnivå, 24-32°C, och utgör därmed en utmärkt energikälla för värmepumpar.

Det behövs således ingen reverseringsautomatik eller annan avfrostningsautomatik och man får en enkel driftsäker installation.

Uppnådda driftresultat, Scaniarinken

Värmepumpen ger 1 150 MWh/år

Värmepumpen drar 365 MWh/år

Värmepumpens medelvärmefaktor 3,2

Drifttillgängligheten, förhållandet mellan drifttiden för värmepumpen och drifttiden för isbanans kylanläggning ca 80 %.

Att drifttillgängligheten inte är högre än 80 % beror på att vid låg utetemperatur blir kondenseringstemperaturen så hög att värmepumpen stoppas av sin begränsningsutrustning.

#### 1.4 Tidplan för projektet Scaniarinken-Södertälje

- Utredning daterad 1978-04-21, som syftar till att klarlägga möjligheterna att minska energiförbrukningen inom Scaniarinken. Vidare utgör utredningen underlag för investeringsbeslutet värmepump.
- Projektering av värmepumpinstallation för återvinning av kondensorvärme hösten 1978.
- Förfrågningshandlingar klara 1978-11-01
- Anbud inkom 1978-12-29
- Beställning 1979-02-07
- Provkörning av värmepump 1979-08-02
- Slutbesiktning 1979-11-22
- Ansökan om forskningsanslag för mätning och utvärdering insänd april 1979. Beslutsdatum tilldelning av forskningsanslag 1980-09-15. Kontrakt undertecknat 1980-10-29.
- Beställning och montage av mätutrustning. Klart febr 1981.
- Mätning och utvärdering säsongen 81-82.



## 2 TEKNISK BESKRIVNING

### 2.1 Isbanekylanläggning

Anläggningen består av 2 st parallellkopplade kolv-kompressoraggregat, fabrikat STAL, typ UD4 för köldmedium R 22.

För 1 st UD4 gäller vid  $30^{\circ}/-10^{\circ}\text{C}$  kyleffekt,  $Q_2 = 232 \text{ kW}$

Effektbehov kompressoraxel  $E_k = 62 \text{ kW}$

Effektbehov elmotor  $E_m = 67 \text{ kW}$

Avgivningsfaktor 1,27

Kondensoreffekt,  $Q_1 = 294 \text{ kW}$

Förångarsidan: Pumpcirkulationssystem med pulsatorkoppling

#### Kondensor

Evaporativ kondensor, fabrikat STAL, typ KE 120 med separat bassäng och cirkulationspump placerade inomhus.

Data:

- . Kondensoreffekt ca 370 kW vid kondenseringstemperatur  $t_1 = 32^{\circ}\text{C}$  och våta termometerns temperatur  $t_v = 20^{\circ}\text{C}$
- . Cirkulationspump  $75 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$

#### Komplettering

Anläggningen har kompletterats med utrustning för spädvattenbehandling.

Kostnaden för utrustning för spädvattenbehandling har ej belastats värmepumpinstallationen.

#### Drifttider

En (1) kompressor i drift kl 23-15

Två (2) kompressorer i drift kl 15-23

Isbanan utnyttjas 1 aug - 15 april, d v s 6 000 h/år

Grundkyleffekt 200 kW (6 000 h/år)

Grundkondensoreffekt 250 kW (6 000 h/år)

Grundkondensor - och grundkyleffekt är baserade på data ur maskindagbok.

## 2.2 Värmepump

### Bakgrund

Ett samarbete mellan KF Projektering (f d KFAI AB) och Södertälje kommun, Fastighetskontoret, har resulterat i en värmepump med en effekt av ca 280 kW som ska förse Södertälje ishall, Scaniarinken, med värme.

Värmepumpen, som levererats av Stal Refrigeration AB, tar vara på värmen i bassängvatten från isbanans evaporativa kondensator.

Anläggningen är avsedd för grundlast. Reserv för driftstörningar finns i befintlig elektropanna.

Begränsningar finns i de båda ytterlighetsfallen antingen för hög returtemperatur eller för låg temperatur på bassängvattnet. Vid dessa driftfall kommer kapaciteten att minska med hjälp av värmepumpens styrutrustning.

### Tekniska data

Fabrikat: STAL Refrigeration AB

Typ: VMH 12

Aggregatet har två skilda köldmediesystem med var sin kondensator. Endast förångaren är gemensam men uppdelad i separata kretsar på köldmediesidan. Såväl förångare som kondensator utgörs av horisontala tubpannevärmeväxlare med rör av koppar och tubplåt och vändkammare av stål.

Aggregatet har två hermetiska kolvkompressorerna, fabrikat STAL, typ M6.

Kompressorerna är utrustade med anordning för avlastad start och kapacitetsreglering.

### Förångarsidan

Kyleffekt	206 kW
Köldbärartemperatur in/ut	28/20,6°C
Köldbärarflöde	23,9 $\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$
Tryckfall genom förångare	18 kPa
Typ av köldbärare: vatten från evaporativ kondensator	
Försmutningsmotstånd	0,00005 $\frac{\text{m}^2\text{k}}{\text{W}}$
Köldmedium:	R 12
Förångningstemperatur	ca +13°C

Kondensorsidan

Kondensoreffekt	280 kW
Värmebärare in/ut	44,6/56°C
Värmebärarflöde	21,1 m <sup>3</sup> /h
Typ av värmebärare: radiatorvatten	
Tryckfall genom kondensor (2 st i serie)	94 kPa
Försmutningsmotstånd	0,0001 $\frac{\text{m}^2 \text{K}}{\text{W}}$
Kondenseringstemperatur	ca 60°C
Kompressorns effektbehov	74 kW

Funktionsbeskrivning

Värmepumpen arbetar på förångarsidan på bassängvatten från evaporativa kondensorn och på kondensorsidan på returvarmvatten.  
Den evaporativa kondensorn hör till isbanans kylanläggning. Cirkulationspumpen till evaporativa kondensorn går alltid då isbanekylanläggningen går.

För att säkerställa vatten i värmepumpens förångare, går köldbärarpumpen kontinuerligt.

Värmebärarpumpen är förreglad över värmepumpaggregatet, d v s värmebärarpumpen går endast då värmepumpen är igång.

Värmepumpen arbetar med konstant värmebärarflöde.

Reglerutrustningen styrs av utgående värmebärartemperatur och anpassar kompressorns effekt genom automatisk, steglös effektreglering. Värmepumpens utgående värmebärare är utetemperaturstyrd och varierar mellan +60°C till 45°C beroende på utetemperaturen.

Temperaturkontrollen av utgående värmebärartemperaturen åstadkommes med en fin- och en grovreglering. Finregleringen sköts av en kapacitetsreglerutrustning som är inbyggd i kompressorn. Vid start erhålls automatiskt en nedreglering till lägsta kapacitet för avlastning av kompressorn och därmed lättare start. Grovregleringen åstadkommes genom start och stopp av kompressorn.  
Starttätheten bestäms av ett återstartrelä, vilket inställs att ge 10 min mellan starter.

Övervakning

Vid för högt tryck på kompressorns trycksida sker först en steglös begränsning av kompressorkapaciteten genom en tryckgivare. Om trycket ändå fortsätter att stiga stoppas kompressorn av högtrycksvakten.

Begränsningsutrustning mot för låg utgående köldbärartemperatur begränsar kompressorns kapacitet om utgående köldbärartemperatur sjunker under  $15^{\circ}\text{C}$ . Detta för att ej ändra driftbetingelserna för isbanekylanläggningen.

Dessutom finns en maximaltermostat installerad som om för varmt returvatten pumpas in i värmepumpaggregatets kondensator stoppar värmebärarpumpen samtidigt som larmsignal sänds till fastighetens larmtablå, inställningsvärde  $+70^{\circ}\text{C}$ .

Larmgivning till fastighetens larmtablå utgår även vid överströmsutlösning för köldbärar- och värmebärarpump.

### 2.3 Värme- och ventilationsanläggningen

Byggnaden uppvärms med en elektropanna på 1 800 kW, arbetstemperatur var tidigare  $140^{\circ}\text{C}$  men är numera sänkt till ca  $90^{\circ}\text{C}$ . Varmvattenberedaren är ansluten till hetvattenackumulatortorn på  $90\text{ m}^3$ , se fig. bilaga 3.

Värmesystemet består av:

- . Tilluftaggregat 37 st
- . Radiatorsystem i kontorslokaler och omklädnadsrum
- . Aerotemperar 26 st i foajéer
  - 9 st i torkrum
  - 1 st i spelargången
- . Issmältningsslingor för isavskrap

Ursprungligen låg framledningstemperaturen på ca  $90^{\circ}\text{C}$ . Numera är den utetemperaturstyrd och varierar mellan  $45-80^{\circ}\text{C}$  beroende på utetemperatur. Tilluftaggregaten för omklädnadsrum körs numera på halvfart.

I övrigt har värmesystemet bibehållits oförändrat.

Alla värmeförbrukare regleras med 2-vägs styrventiler. Detta för att få så låg returtemperatur som möjligt och därmed maximalt utnyttja ackumulatortornets kapacitet och skiktningförmåga.

Den låga returtemperaturen är en fördel för värmepumpen, som därigenom kan arbeta med lägre kondenserings-temperatur och -tryck

## 3 DRIFTPROV

3.1 InstrumentförteckningVärmemängdsmätare

1 st flödesmätare, typ WPG, ansl 80, volymström 21 m<sup>3</sup>/h, försedd med kontaktverk typ SVMK-10-3

1 st intergreringsverk, typ SVME-62-5-6-0-1-2-1, 220 V, 50 Hz

2 st Pt-100 temperaturgivare, typ TM 152, med dyrkrör av stål ansl R ½"

Utrustningen levererad av AB Svensk Värmemätning.

## Användning:

Mätning av producerad värmeenergi från värmepumpen samt flödesmätning genom kondensor.

Elenergiförbrukning

Instrument: Befintlig elmätare för värmepumpaggregat Nr 65 30 736, Mätarkonstant = 40

Användning: Mätning av tillförd elenergi till värmepumpaggregat samt köld- och värmebärarpump

Mätnoggrannhet:  $\pm 1\%$ .

Förfrågnings- och kondenseringstryck

Instrument: 2 st precisionsmanometrar.

Användning: Mätning av förångnings- och kondenseringstryck.

Kontroll av stabilitet vid driftprov.

Värmebärartemperatur

Instrument: Potensiometerskrivare Philips Termoelement koppar-konstanten

Användning: Mätning av ingående värmebärartemperatur och temperaturhöjning över värmepump.

3.2 Mätresultat och beräkningar

Mätresultat redovisas i mätprotokoll (Bilaga 2).

Sammanlagt erhöles 11 mätvärden.

För beräkningarna har använts medelvärdet av redovisade mätvärden.

Förångnings- och kondenseringstryck noterades under mätperioden och visar att anläggningen har gått med jämn belastning under provet. Anläggningen kördes i 1/1-effekt.

3.21 Beräkning av avgiven värmeeffekt,  $Q_1$ 

Avgiven värmeeffekt är ökningen av värmeinnehållet hos värmebäraren vid passage genom kondensorn.

Uppmätta medelvärden enligt mätprotokoll

$$V_{VB} = 20,0 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$t_{VB} = 10,73 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{2VB} = 50,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rho_{VB} = 988 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$t_{mVB} = t_{2VB} - \frac{t_{VB}}{2} = 50,0 - \frac{10,7}{2} = 44,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$C_{P_{mVB}} = 4,175 \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Detta ger:

$$Q_1 = V_{VB} \cdot \rho_{VB} \cdot C_{P_{mVB}} \cdot t_{VB}$$

$$Q_1 = \frac{20}{3600} \cdot 988 \cdot 4,175 \cdot 10,73 = 246 \text{ kW}$$

3.22 Uppmätt eleffekt

$$E = 76,4 \text{ kW}$$

3.23 Beräkning av värmefaktor

Värmefaktorn COP definieras som kvoten mellan värmeeffekten  $Q_1$  och den till kompressormotor och pumpar tillförda energin.

Med beräknade och uppmätta värden erhålls

$$\text{COP} = \frac{246}{76,4} = 3,2$$

3.24 Förväntad mätnoggrannhet

Temperatur Givare  $0,1^\circ\text{C}$

Ficka  $0,1^\circ\text{C}$

Temperaturdifferens  $10^\circ\text{C}$

$$\text{Temperatur} = \frac{0,4}{10} \cdot 100 = 4 \%$$

Flöde = 2 %

$$\text{Effekt} = 4 + 2 = 6 \%$$

Förväntade systematiska fel 6 %. Utöver systematiska fel

tillkommer slumpfel = tillfälliga fel ca 2 %.

Total förväntad mätnoggrannhet värmeeffekt  $\pm 8 \%$ .



### 3.25 Kontroll av värmemängdsmätare

För att kontrollera värmemängdsmätarens noggrannhet har kompletterande mätningar gjorts.

Det finns två möjligheter att läsa av vattenflödet, dels på flödesmätaren och dels på ett intergreringsverk som också räknar ut värmemängden.

Mätningarna går så till att under ett bestämt tidsintervall mäts den genomströmmande volymen.

Avläsningar görs både på flödesmätaren och på intergreringsverket.

Vid mätningarna konstaterades att intergreringsverket ger ett högre värde på volymflödet än avläsningarna på flödesmätaren. Skillnaden är mellan 3 till 6 %.

Detta innebär att den värmemängd som avläses på värmemängdsmätaren är ca 4 % för hög.

Avlästa månadsvärden för producerad värmemängd har därför korrigerats med 4 % innan de införts i driftjournalen för 1981, bilaga 1.

### 3.26 Värmeeffekt enligt värmemängdsmätare

Enligt värmemängdsmätaren fås:

$$Q_1 = 834 - 572 = 262 \text{ kW}$$

Med korrigeringsfaktor = 0,96 % för instrumentfel volymflöde fås  $Q_1 = 0,96 \cdot 262 = 251 \text{ kW}$

Ingående värmebärartemperatur mäts för värmemängdsmätaren före värmebärarpumpen medan temperaturmätningen vid drift- och kontrollprov sker efter värmebärarpump.

Detta medför att man får räkna med ett något högre värde på värmemängdsmätaren eftersom den utöver producerad kondensorergergi även registrerar tillförd pumpenergi till värmesystemet. Tillförd pumpeffekt ca 1 kW.

Skillnaden mellan uppmätt värmeeffekt 246 kW och avläst korrigerad på värmemängdsmätare 251 kW blir

$$\frac{246 + 1}{251} = 0,99$$

Skillnaden blir ca 1 %, d v s mycket god överensstämmelse.

### 3.27 Jämförelse mellan uppmätta värden och anbudsdata enligt teknisk beskrivning

Storhet	Uppmätt	Anbud	Skillnad	Förväntad mät-noggrannhet
$Q_1$	246	280	- 12 %	$\pm 8 \%$
COP	3,2	3,8	- 19 %	$\pm 10 \%$

Skillnaden ligger som synes utom de uppskattade noggrannheterna för mätningen.

Skillnaden beror på att förångningstemperaturen är ca  $4^{\circ}\text{C}$  lägre än beräknat och att kondenseringstemperaturen är ca  $8^{\circ}\text{C}$  högre än beräknat.

#### Förångarsidan

Orsaken till den låga förångningstemperaturen  $+8^{\circ}\text{C}$  jämfört med beräknat  $+12^{\circ}\text{C}$  beror på minskat köldbärarflöde ca  $17 \text{ m}^3/\text{h}$  jämfört med beräknat ca  $24 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Det lägre flödet motsvarar en sänkning av förångningstemperaturen med ca 1,5 %.

Kyleffekten kan antas minska 4 % för varje grads sänkning av förångningstemperaturen.

Detta medför att kyleffekten minskar med 6 % och kondensoreffekten med ca 4 % om vi antar att tillförd effekt är konstant.

Andra bidragande orsaker kan vara sämre värmeöverföring efter 2 års drift. Någon rengöring av tuber har ej utförts sedan dec 79.

Vidare kan strypventiler behöva efterjusteras.

#### Kondensorsidan

Anbudsdata för värmepump:

Kondensoreffekt 280 kW

Kondenseringstemperatur ca  $60^{\circ}\text{C}$

Värmebärartemperatur in =  $44,6^{\circ}\text{C}$

#### Uppmätta värden

Kondensoreffekt 246 kW

Kondenseringstemperatur  $63^{\circ}\text{C}$

Värmebärartemperatur  $39,5^{\circ}\text{C}$

Ingående temperaturdifferens är  $23,5^{\circ}\text{C}$  mot beräknade  $15,4^{\circ}\text{C}$  trots att kondensoreffekten är något lägre.

Detta leder till ökad energiförbrukning.  $1^{\circ}\text{C}$  högre kondenseringstemperatur medför ca 3 % ökning av energiförbrukningen.

Uppmätt kondenseringstemperatur borde ha varit ca  $8^{\circ}\text{C}$  lägre.

Driftskostnaden för drift av värmepumpen borde således kunna sänkas med ca 20 % om man kom till rätta med den höga kondenseringstemperaturen.

Den höga kondenseringstemperaturen är troligen också huvudorsaken till varför drifttillgängligheten inte är bättre än 80 % på värmepumpen. Värmepumpens maximala kondenseringstemperatur är ca  $70^{\circ}\text{C}$ .

Vid  $23^{\circ}\text{C}$  ingående temperaturdifferens innebär det att värmepumpen börjar reglera ner vid ca  $47^{\circ}\text{C}$  returvattentemperatur. Detta inträffar redan vid ca  $-5^{\circ}\text{C}$  utetemperatur.

Ur lönsamhetssynpunkt och ur drifttillgänglighetssynpunkt är det mycket angeläget att hålla nere kondenseringstemperaturen till beräknade värden.



#### 4 VAD HAR VÄRMEPUMPEN GIVIT

##### 4.1 Vad skulle värmepumpen ge

Beräknade värden för värmepumpen

Värmepumpen skulle ge 1680 MWh/år

Värmepumpen skulle dra 525 MWh/år

Värmepumpen skulle ge netto 1155 MWh/år

##### 4.2 Värmepumpen ger

Ur driftjournalen för 1981 (Bilaga 1) fås de i verkligheten uppnådda resultaten.

Värmepumpen har givit 1150 MWh/år

Värmepumpen har dragit 365 MWh/år

Värmepumpen har givit netto 785 MWh/år

Värmepumpen har således inte givit lika mycket som beräknat. Orsaken till detta är att värmepumpen ej har gått de 6000 timmar som man vid projekteringen räknat med. I driftjournalen kan utläsas, att den maximala tiden för fullast-drift är 4534 timmar, vilket utgör 75 % av tillgänglig tid. Om man med säkerhet ska kunna bestämma förhållandet mellan isbanekylanläggningens drifttid och värmepumpens drifttid måste dels en tidmätare för isbanekylanläggningen i stället för en på vardera kompressor (då dessa ibland är igång samtidigt) installeras och dels bör en likadan tidmätare installeras på värmepumpen. En tidmätare för fullast skulle sedan vara ett bra komplement.

En anledning till att värmepumpen ej gått 6000 timmar är att kondenseringstemperaturen vid låg utetemperatur närmat sig värmepumpens maximala kondenseringstemperatur. Enligt driftpersonalen uppskattas driftstoppet vintern 81-82 till ca 3-4 veckor på grund av för hög kondenserings-temperatur. Dessutom har värmepumpen gått nedreglerad ett antal veckor.

##### 4.3 Värmefaktor

Förhållandet mellan avgiven värmeenergi från värmepumpens kondensator och nödvändig drivenergi till kompressorer och hjälputrustning (pumpar) kallas värmefaktor. Värmefaktorn har under året varierat mellan 2,8 och 3,6 d v s man utvinnet 2,8 till 3,6 gånger så mycket energi som man tillför som drivenergi. Spridningen i värmefaktor beror på varierande framlednings- och bassängvattentemperatur.

##### 4.4 Drifttillgänglighet

Förhållandet mellan drifttid för värmepumpen och drifttid för isbanekylanläggningen kallas för drifttillgänglighet. Drifttillgängligheten har under året varit ca 80 %. Det primära skälet till detta är, som sades tidigare, för hög kondenseringstemperatur.



## 5 LÖNSAMHET

5.1 Investering

Projektering, kontroll och besiktning	42 000:-
Värmepumpinstallation	163 000:-
Elinstallation	106 000:-
Rörinstallation inklusive ventilation av värmepumputrymme	106 000:-
Kostnader för håltagning och ursparing	2 000:-
Kostnader för att komma till rätta med isbildning på evaporativa kondensorns fläktar	22 000:-
Kostnader för utökning av issmältnings- slingor	7 000:-
Total investering	<u>448 000:-</u>

För denna anläggning krävs inga kostnader för iordningställande av utrymme för värmepump.

I samband med installationernas färdigställande har drift- och underhållspersonalen informerats om funktionssätt och om underhåll av entreprenör och konsult. Någon kostnad för ytterligare utbildning bedöms ej erfordras.

5.2 Energibesparing

Värmepumpen ger	1 150 MWh/år
Värmepumpen inklusive pumpar drar	365 MWh/år
Värmepumpen ger netto	785 MWh/år
Energikostnad	0,20 kr/kWh
Besparing	157 000 kr/år

5.3 Underhållskostnad

Underhållskostnad värmepump, STAL VMVH 12	8 000 kr/år
--	-------------

5.4 Lönsamhetsmått

Indata:

- $I$  = investering = 448 000 kr  
 $u$  = underhållskostnad = 8 Tkr/år  
 $T$  = livslängd = 15 år  
 $r$  = kalkylränta = 15 %  
 $q$  = årlig ökning av energipriser = 2 %  
 $e$  = energibesparing =  $785 \cdot 10^3$  kWh/år  
 $H_{el}$  = elpris = 20 öre/kWh

5.41 Nuvärdemetoden

$q_t$  = total faktor p g a årlig energiprisökning =

$$= \sum_{n=1}^{15} \frac{1+q}{1+r}^n = 6,548$$

$$\text{Nuvärdesfaktor} = N = \sum_{n=1}^{15} \frac{1}{(1+r)^n} = 5,847$$

Besparingen blir:

$$e \cdot H_{el} \cdot q_t - I - u \cdot N =$$

$$785 \cdot 10^3 \cdot 0,20 \cdot 6,548 - 448\,000 - 8\,000 \cdot 5,847 = 533 \text{ Tkr}$$

Besparingen per år blir

$$\frac{533 \cdot 10^3}{N} = \frac{533 \times 10^3}{5,847} = 91 \text{ Tkr/år}$$

### 5.42 Besparingskostnad och energisparkostnad

Som ett lönsamhetsmått kan man utnyttja sig av två begrepp, besparingskostnad och energisparkostnad.

Besparingskostnaden definieras som

$$BSK = \frac{I + P_1 \cdot u}{P_2 \cdot e}$$

Energisparkostnaden definieras som

$$ESK = \frac{I + P_1 \cdot u}{T \cdot e}$$

$$\text{där } P_1 = \text{nuvärdesfaktorn} = \frac{1 - \frac{1}{(1+r)^T}}{\frac{r-q}{1+r}}$$

$$P_2 = \text{korrigerade nuvärdesfaktorn} = \frac{1 - \left(\frac{1+q}{1+r}\right)^T}{\frac{r-q}{1+r}}$$

med tidigare angivna indata blir

$$P_1 = 7,76 \quad P_2 = 7,38$$

$$BSK = 8,8 \text{ öre/kWh}$$

$$ESK = 4,3 \text{ öre/kWh}$$

### 5.5 Sammanfattning

Investering	(kr)	448 000
Energibesparing	(kWh/år)	785 000
Energikostnad	(kr/kWh)	0,20
Besparing	(kr/år)	149 000
Pay-off-tid	(år)	3

Investeringens lönsamhet förbättras ytterligare genom minskad underhållskostnad för elpanna och genom minskad vattenförbrukning för den evaporativa kondensorn. Vattenförbrukningen minskar med ca 1 500 m<sup>3</sup>/år.

Dessutom kan lönsamheten kraftigt förbättras om kondenseringstemperaturen kan sänkas.



## 6 DRIFT OCH UNDERHÅLLSASPEKTER

I samband med drifttagning och drift av anläggningen har följande praktiska detaljer framkommit angående drift och underhåll som är av intresse.

### 6.1 Problem med isbildning på fläktblad, evaporativ kondensor

Vid inkoppling av värmepumpen ändrade man på styrningen av den evaporativa kondensorn. Tidigare startades först fläktarna i två steg och därefter cirkulationspumpen vid stigande kondensortryck. Nu cirkuleras vattnet kontinuerligt när isbanekylanläggningen är i drift för att få kondensorvärmets till inomhusbassängen, som utgör värmepumpens värmekälla. Först när kondensortrycket stiger till  $39/34^{\circ}\text{C}$  startar fläktarna.

Denna ändring av inkopplingsföljd har dock medfört att när fläktarna står så går en del vatten ut "bakvägen" och vid minusgrader fryser vattnet på fläktblad och kransar. Det har hänt att fläktblad frusit fast.

Följden har blivit att fläktmotorerna havererat och fått bytas.

Man har till följd av detta tvingats till ändringar nämligen förlängning av fläkttrumman in i kondensorn samt på den del av trumman som befinner sig utanför kondensorn anbringat isolering och värmeslingor.

Totalkostnaden för ändring och byte av havererade motorer uppgår till ca 20 000:- kronor.

En bidragande orsak till påfrysningen på fläktarna var att fläktarna startade i steg vid stigande kondensortryck.

Följden när någon eller några av fläktarna står blir att det blir "baksug" d v s den fuktiga luften går ut bakvägen via den stående fläkten.

Styrningen är nu ändrad så att när kondensortrycket stiger till ca  $39^{\circ}\text{C}$  så startar alla fyra fläktarna i ett steg och stoppar när kondensortrycket sjunkit till  $34^{\circ}\text{C}$ .

En fördel med kondensorns omvända arbetssätt är att vattenförbrukningen har minskat avsevärt. Besparingen uppgår till ca  $1500 \text{ m}^3$  per år.

### 6.2 Problem med smältning av isavskrap

#### Bakgrund

Under vecka 30 1979, då värmeanläggningen började köras med utomhustemperaturkompenserad framledningstemperatur, upptäcktes att issmältningsgropen ej hann med att smälta isen från isskrapningsmaskinen.

Därmed upptäcktes ett värmebehov, som ej är utomhustemperaturberoende inom den utomhustemperaturkompenserade kretsen. Inom KFAI troddes detta värmebehov ligga som tappvarmvatten.



Issmältningen går i dag till så att en slinga ligger på botten av bassängen och slingan är direkt ansluten till värmesystemet.

Vid två ishockeymatcher i sträck klaras issmältningen nätt och jämt med 65°C till 70°C framledningstemperatur. Två matcher i sträck innebär 8-9 isavskrapningar under en tidsperiod av ca 7 timmar.

### Problem

Vid hög isavskrapningsfrekvens hinner ej issmältning med vid 40°C framledningstemperatur (40°C är minibegränsningen).

Ismaskinen kan ej utnyttja spelaringången för utförsel av is i det fria.

Rundcirkulation av smältvattnet i bassängen kan ej göras på grund av dess höga halt av främmande partiklar (delar av ishockeyklubbor, snusdosor, fimpas, hår o s v).

Betydligt större effekter och energimängder än vad vi hade kunnat föreställa oss åtgår för issmältning.

En isavdragning har en volym på ca 2,5 m<sup>3</sup>.

Antag att ca 30 % av 2,5 m<sup>3</sup> är luft.

Då fås 1750 kg is som ska smältas.

Erforderlig energi för att smälta en isavdragning

1750 · 334 = 584 500 KJ.

Medeltid mellan avkörningar 55 min.

Isen måste således smälta på 55 min.

Då fås effektbehov =  $\frac{584500}{55 \cdot 60} \frac{\text{KJ}}{\text{s}} = 177 \text{ kW}$

Energibehovet per år för issmältning uppskattas till ca 350 MWh.

### Åtgärd

För att vid låg framledningstemperatur kunna smälta isen tillräckligt snabbt ökade man den värmeavgivande ytan från 1,7 m<sup>2</sup> till 5 m<sup>2</sup> genom en tredubbling av rörslingans längd.

Kostnaden för detta var ca 7 000:- kronor.

Man har även höjt minibegränsningen på temperaturen i värmesystemet från 40°C till 45-50°C.

## 6.3 Problem med högt kondensortryck

Vid utetemperaturer under -5°C visar det sig att värmepumpens begränsningsutrustning börjar reglera ner och stoppa värmepumpen p g a för högt kondensortryck.

Den höga kondensringstemperaturen leder till kortare drifttid och sämre värmefaktorer och är huvudorsaken till varför värmepumpen inte har uppnått beräknade värden.



## Driftjournal för 1981

MÅNAD	VÄRMEPUMPENS ELENERGIFÖRBR E <sub>vp</sub> MWh	VÄRMEMÄNGDSMÄTARE AVGIVEN VÄRME Q <sub>1</sub> MWh	VÄRMEMÄNGDSMÄTARE VATTEN- FLÖDE F <sub>3</sub> m <sup>3</sup>	VÄRMEFAKTOR $\phi = \frac{Q_1}{E_{vp}}$	V.P. GÅNGTID		TOTAL ENERGI FÖRBRUKNING		ISBANEKOMPRESSORER	
					KOMPR. 1 h	KOMPR. 2 h	VÄRME MWh	KYLA, BELYSN. MWh	GÅNGTID KOMPR. 1 h	GÅNGTID KOMPR. 2 h
JAN	37,2	119,0*	-	3,2	549	484	290	209	454	504
FEB	35,0	108,5*	-	3,1	493	134	305	255	453	382
MAR	48,4	145,2*	-	3,0	718	581	297	246	442	468
APR	20,6	62,8	6 272	3,0	295	293	220	140	194	194
MAJ	-	-	-	-	-	-	90	22	-	-
JUN	-	-	-	-	-	-	25	36	-	-
JUL	21,3	63,3	8 210	3,0	391	177	40	160	415	412
AUG	37,1	107,7	14 566	2,8	620	450	55	197	700	728
SEP	30,6	96,3	11 888	3,2	506	354	75	192	586	568
OKT	33,6	122,0	16 742	3,6	520	422	152	238	576	569
NOV	49,7	172,5	15 663	3,5	635	709	265	329	488	504
DEC	50,2	161,0	16 153	3,2	707	630	360	230	458	457
	363,7	1 158,3	-	3,2	5 433	4 534	2 160	2 270	4 766	4 786

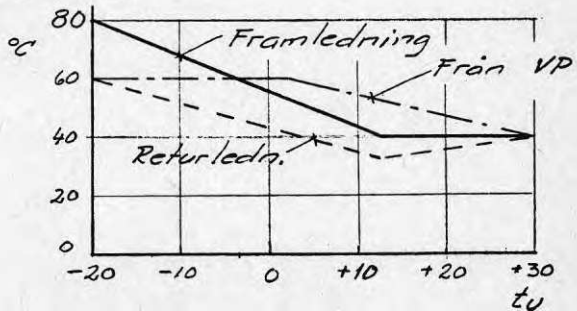
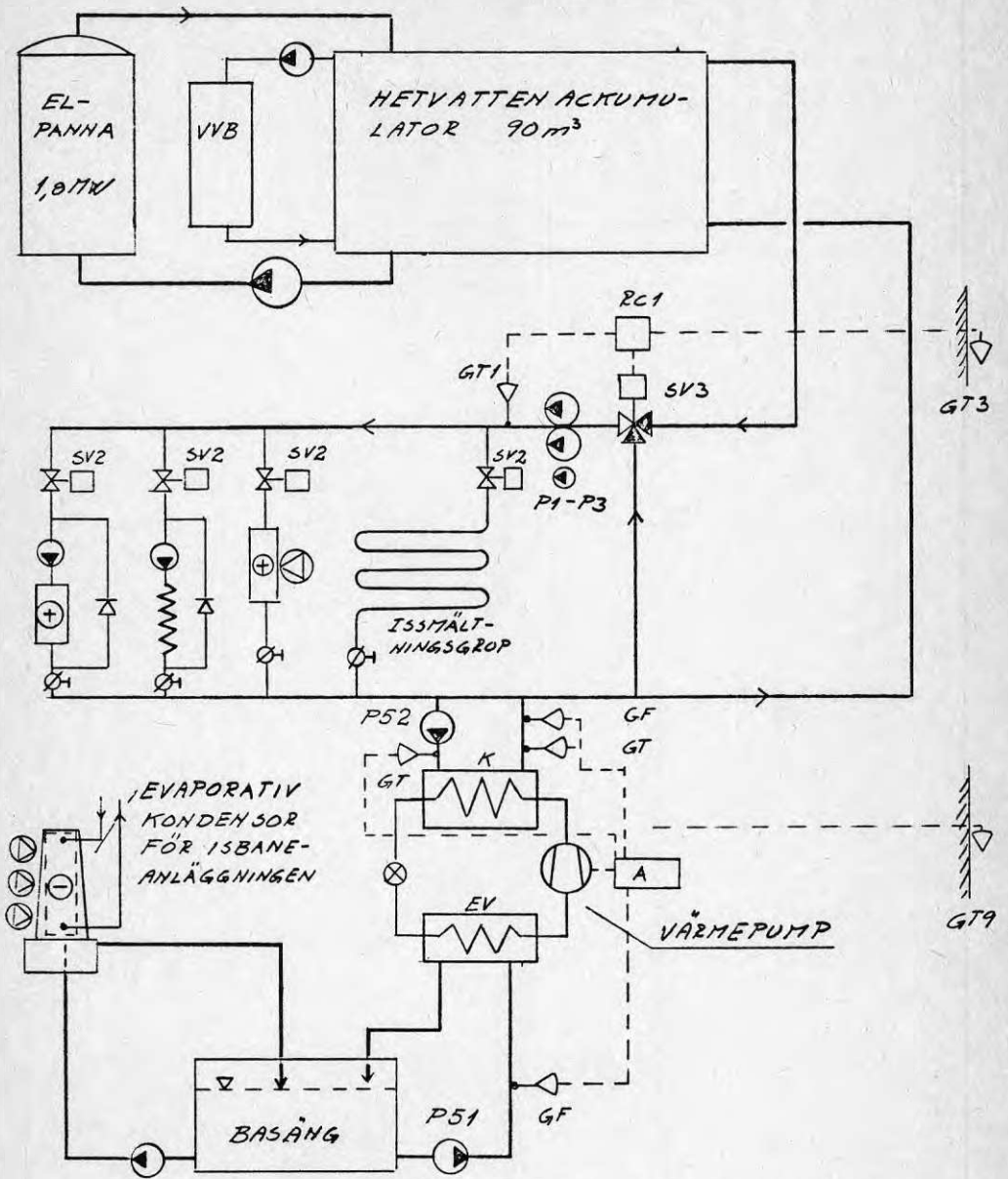
\* Beräknade värden baserade på mätvärden från jan-mars 1982 beroende på att värmemängdsmätaren ej var installerad.

Mätprotokoll från driftprov

Tid (min)	$t_{1KB}$ (°C)	$t_{2KB}$ (°C)	$t_{KB}$ (°C)	$t_{1VB}$ (°C)	$t_{2VB}$ (°C)	$t_{VB}$ (°C)	$V_{VB}$ (mätarställen) m <sup>3</sup>	$V_{VB}$ (m <sup>3</sup> /h)	$E$ (mätarställen) kWh	$E$ (kW)	$Q$ (mätarställen) kWh	$Q$ (kW)	$P_1$ (°C)	$P_2$ (°C)
0	27,3	17,8	9,5	39,5	50,5	11,0	76,7	20	30,95	76	572	270	63,0/	8,0/
6	27,4	18,0	9,4	39,5	50,0	10,5	78,7	20	31,14	80	599	250	62,5	8,0
12	27,4	18,0	9,4	39,5	50,0	10,5	80,7	20	31,34	76	624	260	63,0/	8,0/
18	27,5	18,1	9,4	39,5	50,0	10,5	82,7	20	31,53	76	650	260	62,5	8,0
24	27,6	18,1	9,5	39,5	50,0	10,5	84,7	20	31,72	76	676	260	63,0/	8,0/
30	27,6	18,1	9,5	39,5	50,0	10,5	86,7	20	31,91	76	702	260	62,5	8,0
36	27,6	18,1	9,5	39,0	50,0	11,0	88,7	20	32,10	76	728	260	63,0/	8,0/
42	27,7	18,2	9,5	39,0	50,0	11,0	90,7	21	32,29	72	754	270	62,0	8,0
48	27,7	18,1	9,6	39,0	49,5	10,5	92,8	19	32,47	80	781	270	63,0/	8,0/
54	27,8	18,3	9,5	39,0	50,0	11,0	94,7	20	32,67	76	808	260	61,5	8,0
60	27,9	18,3	9,6	39,0	50,0	11,0	96,7	20	32,86	76	834	260	63,0/	8,0/
Medel			9,49		50,0	10,73		20,0		76,4		262	62,5/	8,0

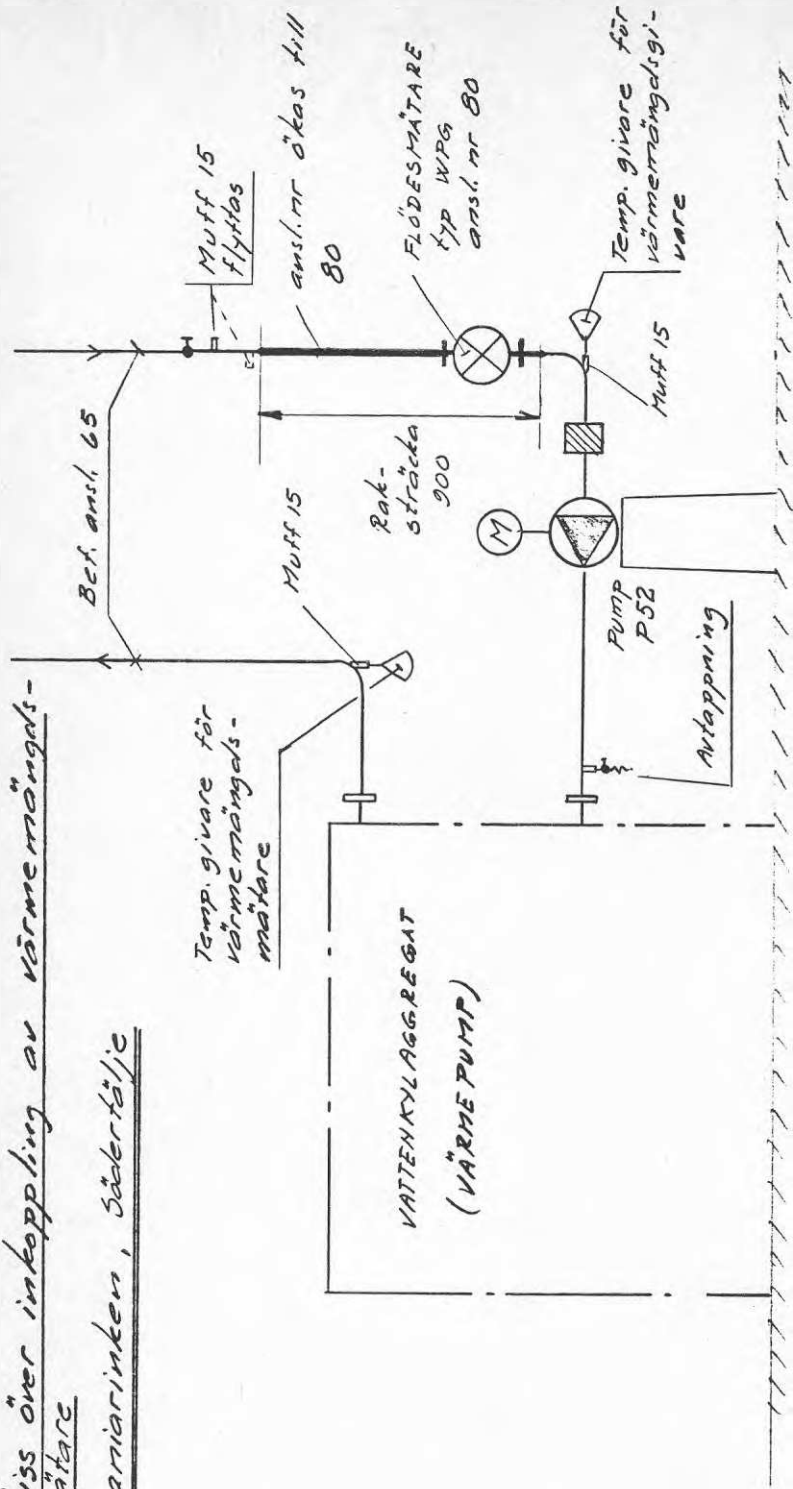
1) Mätarkonstant = 40

VÄRMEPUMPENS INKOPPLING I VÄRME SYSTEMET



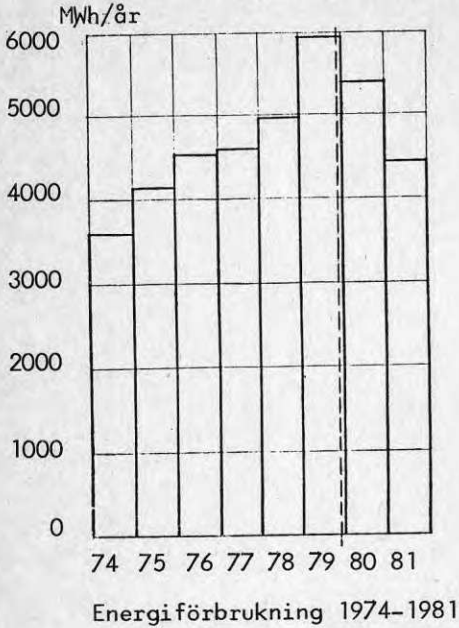
Skiss över inkoppling av värmemängd-  
-mätare

Scania-rinken, Sädetöjle



1981-01-27  
BKH

Diagram över energiförbrukning för Scaniarinken, Södertälje



Scaniarinken är en stor energiförbrukare, 1979 förbrukades 5950 MWh till uppvärmning, belysning och drift av kylkompressorer.

Värmepumpen togs i drift dec 1979, streckad linje.

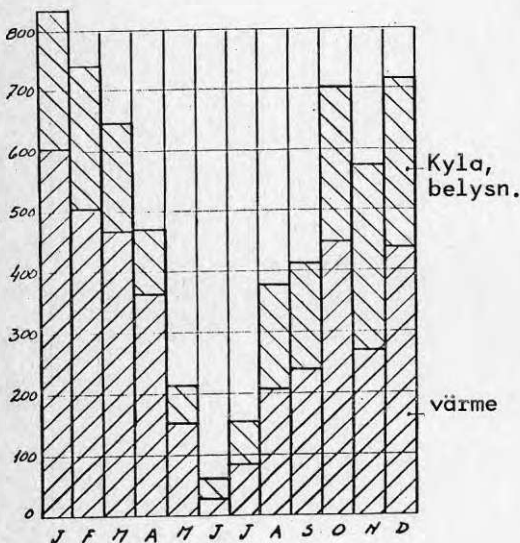
Förutom installation av värmepump har följande åtgärder vidtagits i energibesparande syfte:

- 1) Utetemperaturstyrning av framledningstemperaturen i befintligt värmesystem
- 2) Minskning av värmebehovet för omklädnadsrummens tillufttaggat genom halvfartsdrift.

Detta har givit till resultat att totala energiförbrukningen minskat till 4430 MWh för 1981. Under förutsättning att utomhustemperatur och beläggning är lika mellan 79 och 81 fås således en besparing på ca 20 %.

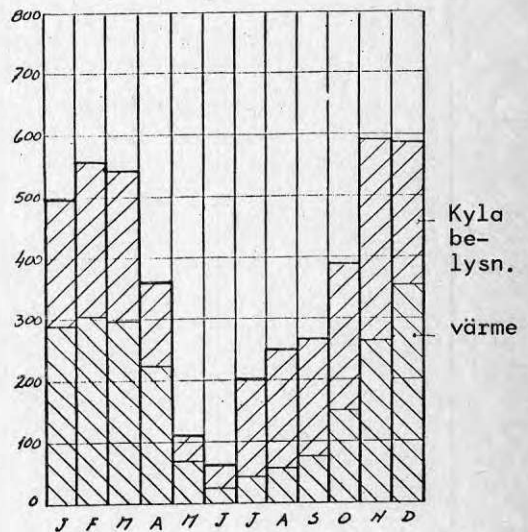
Ungefär halva energibesparingen hänförs till värmepumpen.

MWh/mån

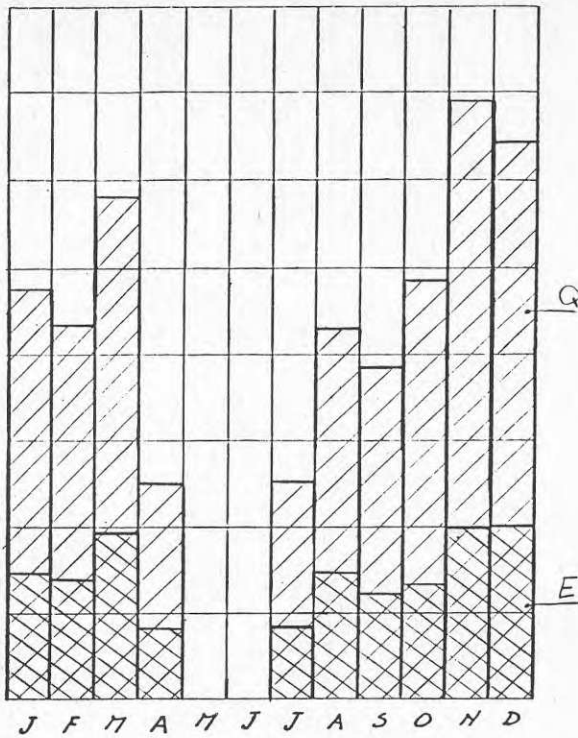


Energiförbrukning 1979  
5950 MWh

MWh/mån



Energiförbrukning 1981  
4430 MWh



Q = avgiven energi från värmepumpen till  
värmesystemet

E = tillförd energi för drift av värme-  
pumpaggregat och pumpar

Totalt avgiven energi 1150 MWh

Totalt tillförd energi 365 MWh

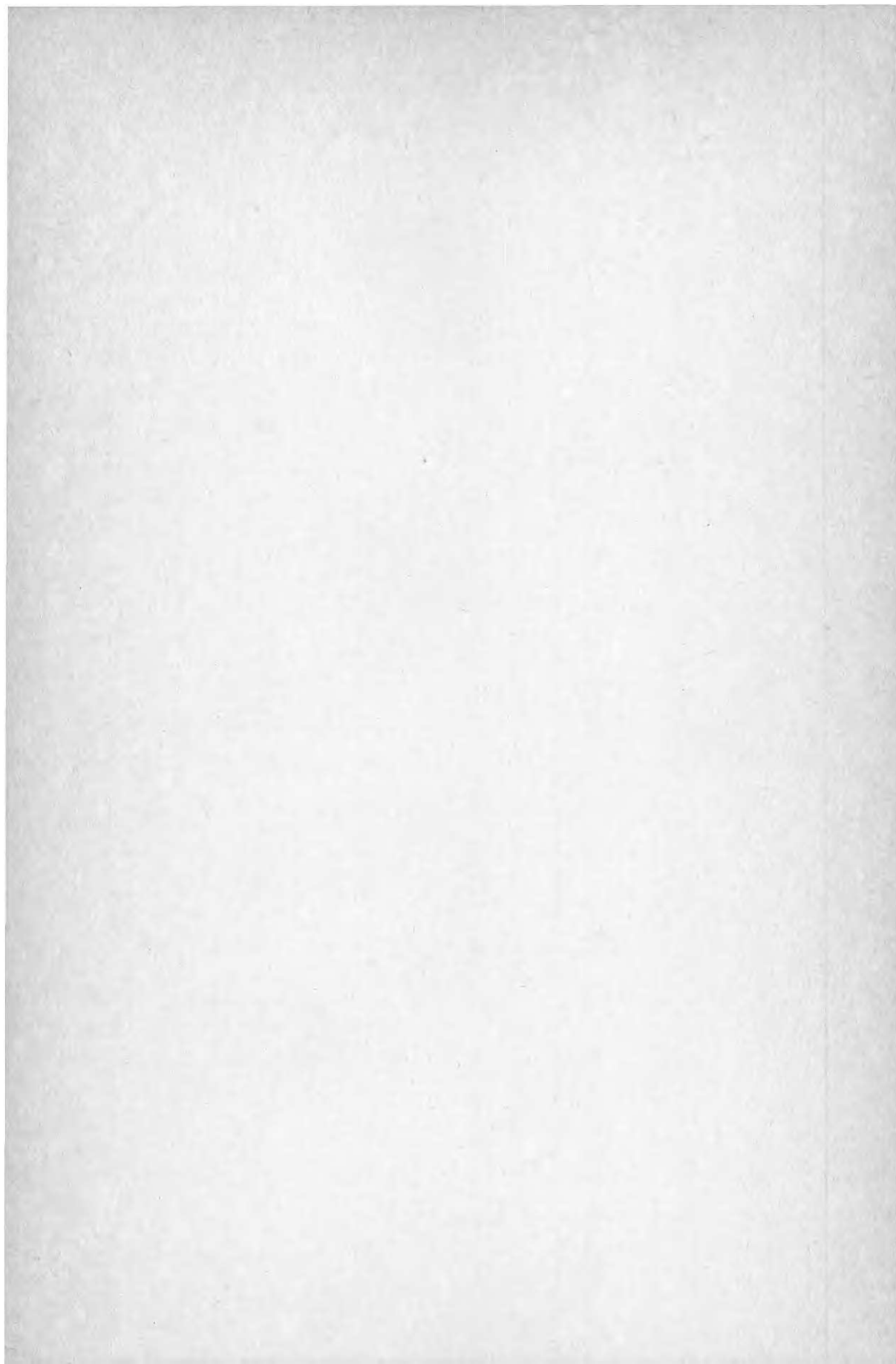


Beteckningar

$t_{VB}$	( $^{\circ}\text{C}$ )	Värmebärarens temperaturändring över kondensorn
$t_{1VB}$	( $^{\circ}\text{C}$ )	Ingående värmebärartemperatur
$t_{2VB}$	( $^{\circ}\text{C}$ )	Utgående värmebärartemperatur
$V_{VB}$	( $\text{m}^3/\text{h}$ )	Värmebärarflöde
$S_{VB}$	( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	Värmebärarens densitet
$c_{pVB}$	( $\text{J}/\text{kg}, \text{K}$ )	Värmebärarens värmekapacitivet
$t_{KB}$	( $^{\circ}\text{C}$ )	Köldbärarens temperaturändring över förångare
$t_{1KB}$	( $^{\circ}\text{C}$ )	Ingående köldbärartemperatur
$t_{2KB}$	( $^{\circ}\text{C}$ )	Utgående köldbärartemperatur
$V_{KB}$	( $\text{m}^3/\text{h}$ )	Köldbärarflöde
$P_1$	( $^{\circ}\text{C}$ )	Kondenseringstryck
$P_2$	( $^{\circ}\text{C}$ )	Förångningstryck
$Q_1$	(kW)	Kondensoreffekt
$Q_2$	(kW)	Kyleffekt (förångareffekt)
$E$	(kW)	Total tillförd eleffekt
$\text{COP}$	(-)	Värmefaktor









**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag  
790719-1 från Statens råd för byggnadsforskning  
till KFAI AB, Stockholm**

**R123: 1982**

**ISBN 91-540-3812-X**

**Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**

**Art.nr: 6700623**

**Abonnemangsgrupp:  
W. Installationer**

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

**Cirka pris: 20 kr exkl moms**