



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**

**R121:1983**

# **Isvärmepumpsystem för grupp- husområde i Sollentuna**

**Förstudie**

**Lennart Sandin  
Lars Pappila**

*K  
ADR*

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

**Byggeforskningsrådet**

R121:1983

ISVÄRMEPUMPSYSTEM FÖR GRUPPHUS-  
OMRÅDE I SOLLENTUNA

Förstudie

Lennart Sandin  
Lars Pappila

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 820555-2  
från Statens råd för byggnadsforskning till SIKOB AB,  
Sollentuna.

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

R121:1983

ISBN 91-540-4020-5  
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm  
LiberTryck Stockholm 1983

## INNEHÅLL

1.	SAMMANFATTNING .....	4
2.	INLEDNING .....	6
3.	BESKRIVNING AV GRUPPHUSOMRÅDET SOLÄNGEN ...	7
4.	BESKRIVNING AV VÄRMEPUMPSYSTEMET .....	11
4.1	Utformning av värmecentral .....	13
5.	ISUTBREDNING VID UTSLÄPP AV ISPARTIKLAR I SJÖ .....	15
5.1	Allmänt .....	15
5.2	Jämförelse hjälppapparater isvärmepump/ uteluftvärmepump .....	19
5.3	Beräkningar på ispartiklar .....	20
6.	ISHANTERINGSSYSTEMET .....	26
6.1	Systemets uppbyggnad .....	26
6.2	Ejektorpumpar .....	27
6.3	Pumparrangemang i sjön .....	32
7.	EKONOMISK OPTIMERING AV ISVÄRMEPUMP- SYSTEMET .....	33
8.	SLUTSATSER .....	39
9.	LITTERATURFÖRTECKNING .....	42

BILAGA 1: Beräkningar av ejektor för is/vatten-  
transporter

BILAGA 2: Beskrivning av använt datorprogram

## 1. SAMMANFATTNING

Syftet med denna förstudie har varit att studera tekniska och ekonomiska förutsättningar för installation av en värmepump inom kv. Solängen i Sollentuna. Värmepumpen arbetar med sjövatten som värmekälla och utvinner värme till största delen genom isbildning. Förångaren utgörs av en ismaskin. Transportsystemet för is/vattenblandning har studerats extra noga, då ett nytt transportsystem presenteras. Istransporten sker med ett pumpsystem bestående av en dränkbar sjövattenpump, som parallellt med att den förser ismaskinen med sjövatten driver en ejektorpump. Ejektorpumpen suger med sig bildade ispartiklar tillsammans med vatten, som ej stelnat till is. Fördelen med en ejektor är att den har relativt stora tvärsnittsareor, vilket är en stor fördel vid pumpning av slurry (blandningar mellan fast och flytande material). Systemet anses ha goda förutsättningar att fungera och eliminera de problem, som uppträtt vid andra istransportsystem.

Deponering av is i sjön Norrviken har studerats och beräkningar visar att den ismängd, som bildas kan fördelas ut med mekanisk propelleromrörare, placerad under vattenytan.

Naturlig avsmältning tillsammans med propelleromrörare bedöms klara deponering av is i en insjö motsvarande den volym, som bildas under en uppvärmningssäsong vid ett värmebehov på 1400 MWh och sjödjup på 10 m.

I övrigt är värmepumpsystemet ett konventionellt bivalent arbetande system. Ekonomiskt är systemet intressant och uppvisar klart lägre diskonterade årskostnader jämfört med driftkostnad för befintliga oljepannor under beräkningsperioden som är 15 år.

I tabell 1.1 visas relationerna mellan värmepump, oljepanna och elpanna.

Elpris	= 24 öre/kWh
Oljepris	= 2000 kr/m <sup>3</sup>
Årlig oljeprishöjning	= 12 %
Årlig elprishöjning	= 8 %

	Diskonterad årskostnad i medeltal under 15 år
Värmepump med tillsatsolja	265.100 kr/år
Värmepump med tillsatsel	230.500 "
Befintlig oljepanna	552.100 "
Ny elpanna	389.300 "

Tabell 1.1

Tekniken med ejektorpump som istransportör bör provas i prototypskala innan en så stor anläggning som erfordras för kv. Solängen byggs. Därför föreslås att en prototypanläggning på ca 50 kW byggs och installeras i kv. Solängen och där förser bostadsområdet med hela tappvarmvattenbehovet.

För att isvärmepumpstekniken skall bli riktigt kommersiellt intressant krävs att ismaskinerna kan arbeta vid högre förångningstemperaturer. Den i projektet studerade ismaskinen är en maskin avsedd för industriell isproduktion. Utveckling erfordras av ismaskiner för värmepumpar som kan arbeta med temperaturdifferens mellan värmekälla och förångningstemperatur på 5-8°C och ej som nu med temperaturdifferens mellan 13-15°C.

## 2. INLEDNING

Syftet med denna förstudie är att tekniskt och ekonomiskt utreda förutsättningarna för ett värmepumpsystem arbetande med sjövattnen som värmekälla för ett grupp-husområde i Sollentuna. Den huvudsakliga värmeenergin tas ur sjövattnet via isbildningsvärmets, som frigöres när vattnet stelnar till is. Sjön i detta fall är Norrviken. Det krav som ställs på förångaren i ett system som detta är att den is som bildas lätt avlägsnas från kyltorna. Kommersiellt finns på svenska marknaden idag endast tre ismaskiner som kan användas i värmepumpsammanhang. Ett krav som bör ställas på en isvärmepump är att den arbetar så kontinuerligt som möjligt. Detta medför att endast två fabrikat återstår, nämligen TETAB och ATLAS. I denna förprojektering har ATLAS ismaskin antagits ingå som förångare, vilket naturligtvis inte hindrar att andra fabrikat kan komma ifråga vid en eventuell installation.

### Varför ismaskin?

Vad som lockar alla som studerar isvärmepumpar närmare är den stora energimängd som frigöres när vatten stelnar till is. Isbildningsvärmets är 336 kJ/kg. För att erhålla samma energimängd vid nedkylning av 1 kg vatten krävs en temperatursänkning på 80°C. Tyvärr är sällan tillgängliga vattendrag 80°C varma. Jämförs ett system där sjövattnen sänks 2°C i en förångare med ett där vatten tillåts frysa till is i en ismaskin, erfordras ett vattenflöde som endast är 1/40 av det vid nedkylning 2°C.

Praktiskt blir dock vattenflödet större än det teoretiskt möjliga. Normalt värde, att dimensionera vattenflödet till ismaskinen, är; en del vatten fryser till is, fem delar förblir ofryst och utgör transportvatten.



### 3. BESKRIVNING AV GRUPPHUSOMRÅDET SOLÄNGEN

Grupphusområdet Solängen, beläget i Sollentuna kommun, består av 47 radhus, 13 kedjehus och ett fastighets-skötarboställe. Dessutom finns gemensamma lokaler för tvätt m.m. Avståndet till sjön Norrviken från områdets panncentral är ca 130 m.

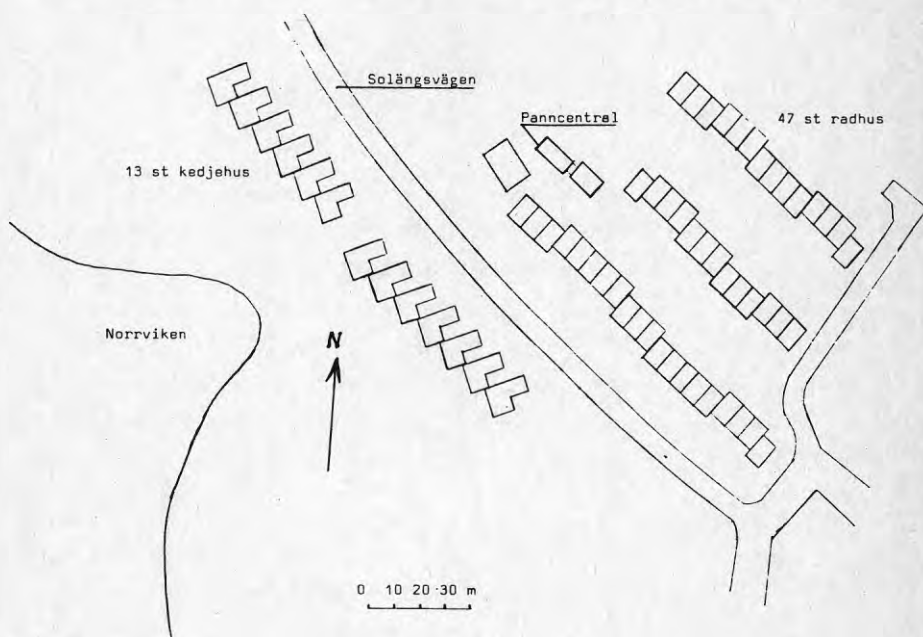


Fig. 3.1 Grupphusområdet Solängen.

Området försörjs med värme från en oljeeldad panncentral, vilken består av 2 st pannor.

Radiatorgrupperna är 4 st och har shuntventiler och cirkulationspumpar för varje grupp.

Systemet framgår schematiskt av fig. 3.2.

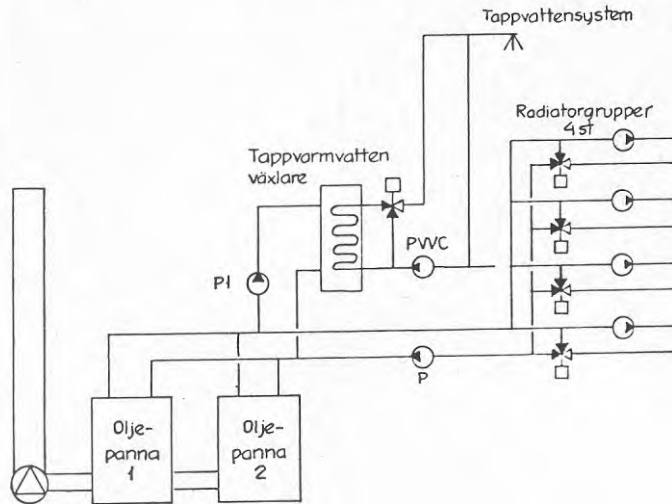


Fig. 3.2 Befintligt värmesystem

Tappvarmvatten värms i en genomströmningsberedare av värmeväxlartyp utan ackumulatordel. Denna växlare är kopplad till en oshuntad pannkrets.

#### Data för värmelanläggningen

Befintliga oljepannor 2 st:

Fabrikat	Norrahammar
Typ	MEG
Effekt	525 kW/st
Oljeförbrukning	200 m <sup>3</sup> EO3/år
Bränslekostnad	396.000 kr/år (1982)

Tappvarmvattenväxlare:

Fabrikat	CTC
Typ	SKR 252-1-VS

Beräknat totalt effektbehov för värmelanläggningen  
460 kW.

Värmeeffekten fördelas över året enligt fig. 3.3 nedan.

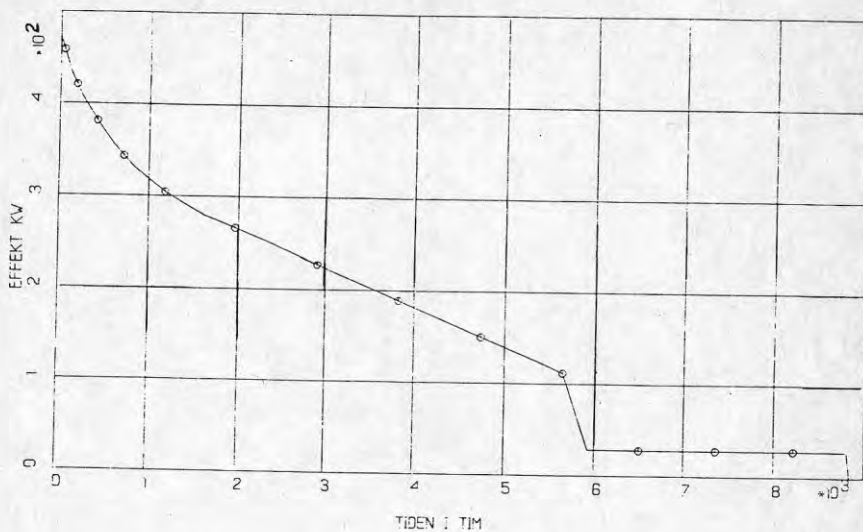


Fig. 3.3 Varaktighetskurva för värmebehovet i kv. Solängen.

Dimensionerande framledningstemperatur för radiatorkretsen är enligt extrapolation av mätningar  $+61^{\circ}\text{C}$  vid  $-18^{\circ}\text{C}$  utetemperatur. Framledningstemperaturen styrs i förhållande till utetemperaturen enligt kurvan i fig. 3.4 via utegivare, temperaturgivare i framledningen och automatiska shuntventiler.

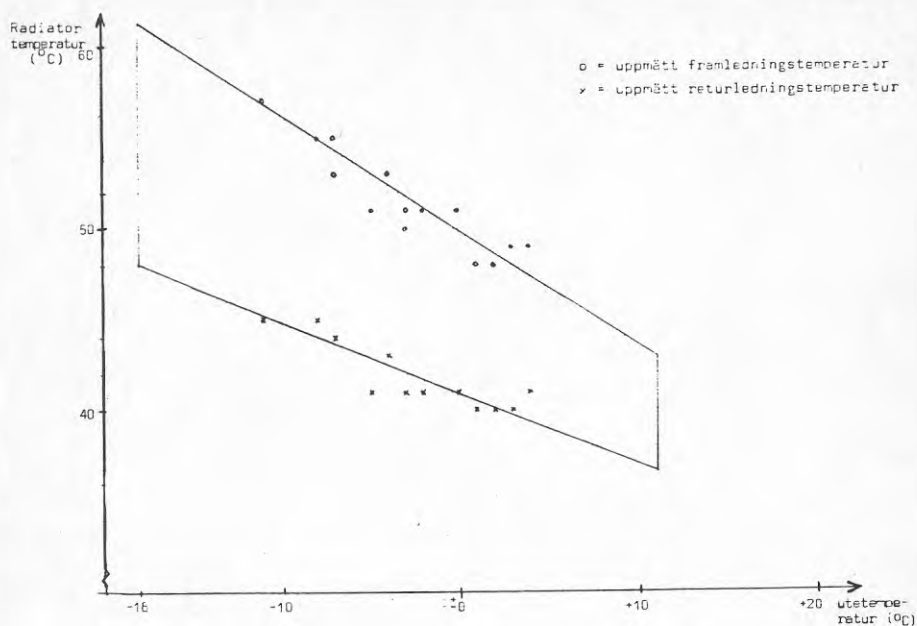


Fig. 3.4. Framlednings- och returledningstemperatur för radiatorsystemet.

Mätningarna visar att radiatorsystemet är ett lågtemperatursystem, som passar bra för värmepumpinstallation. Maximal returtemperatur är ca 48°C. Anläggningen sköts av en maskinist, vilket betyder att pannorna får service och skötsel regelbundet. I panncentralen finns inga lediga ytor för uppställande av värmepump eller annan utrustning. Särskild värmepumpbyggnad måste uppföras i anslutning till panncentralen.

#### 4. BESKRIVNING AV VÄRMEPUMPSYSTEMET

En värmepump kopplas in i värmesystemets retur före oljepannorna enligt fig.4.1. Värmepumpen producerar vatten med temperaturen  $+55^{\circ}\text{C}$ . Tappvarmvatten värms i värmeväxlare VVX1 som ligger först i kretsen. Är temperaturen vid temperaturgivare GT ej tillräcklig, öppnar SV1 mot oljepannorna som startas. En viss fördröjning får tillåtas innan SV1 öppnar mot oljepannorna, så att värmepumpens kapacitet utnyttjas helt.

Som förångare används en ismaskin, i vilken sjövatten tillåts frysa till is. Fördelen med detta är att en stor del av värmeenergin tas ur sjön som stelningsvärme, varvid en mindre mängd vatten behöver transporteras till värmepumpen.

Den ismaskin som studerats är en stående trumismaskin, där den is som bildas, kontinuerligt och mekaniskt avlägsnas med en stillastående kniv. När isen har skrapats av cylinderytan, faller den ned i en sughatt till en ejektorpump. Ejektorpumpen transporterar isen tillbaka till sjön, där den deponeras. Detta behandlas utförligare i avsnittet "Ishanteringssystemet".

Värmepumpen byggs upp kring en kolvkompressor, alt. skruvkompressor, och har tubpannekondensator. Anslutning till ismaskinen sker med köldmedieledningar. Kapacitetsreglering sker genom att givare i utgående värmebärarledning efter värmepumpen styr kapacitetsreglering så att önskad temperatur erhålls. För att klara tappvattenproduktionen krävs utgående värmebärartemperatur på  $+55^{\circ}\text{C}$ . Eftersom ismaskinen avisas kontinuerligt, krävs ingen automatik för denna annat än lågtryckspressostat, som bryter kompressorn vid för låg förångningstemperatur. Detta kan inträffa vid uteblivet vattenflöde till ismaskinen. Om detta sker, krävs en automatisk tömning av sjövattenledningarna för att undvika isbildning i rören. Returledningen

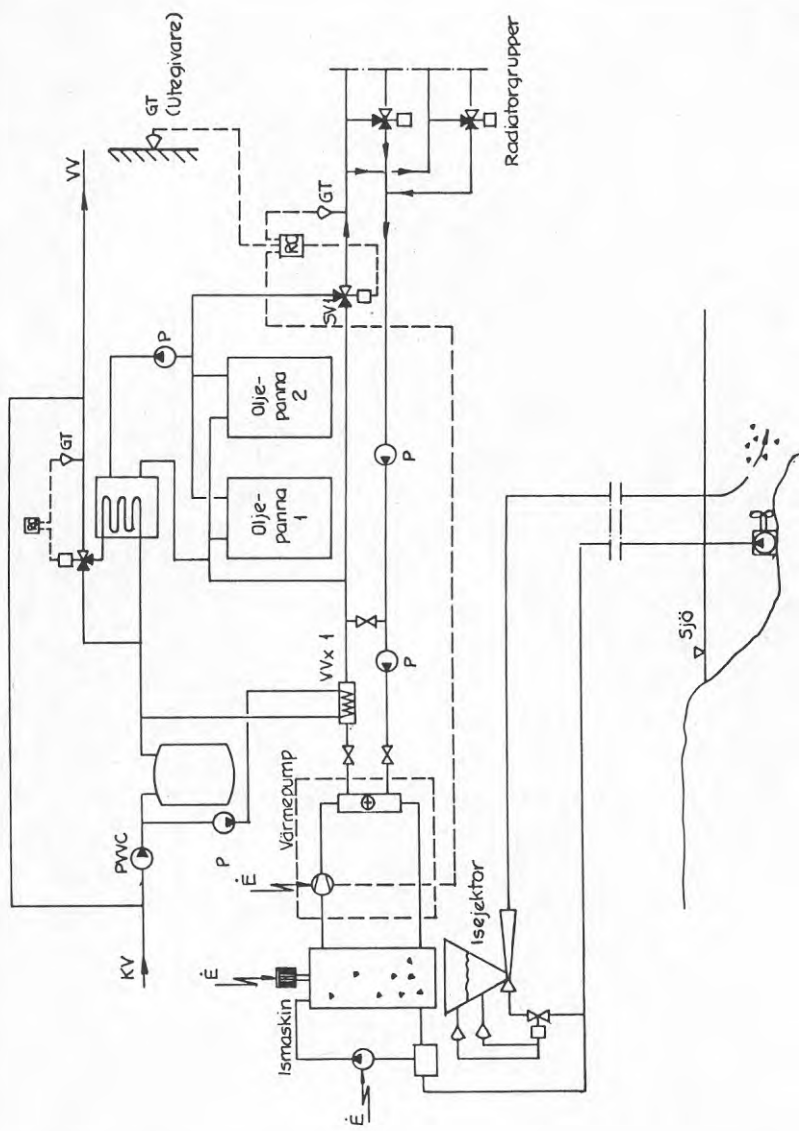


Fig. 4.1 Flödeschema för värmepumpanläggningen

till sjön töms automatiskt, om den läggs med fall ned till sjön. I denna anläggning medför inte detta några problem, då nivåskillnaden mellan värmepumpcentralen och sjön är ca 15 m. Tömning av tillloppsledningen till ismaskinen sker på motsvarande sätt som returledningen eller att en flödesvakt registrerar uteblivet flöde och då öppnar en luftningsventil, vilket möjliggör tömning av ledningen bakvägen till sjön.

#### 4.1 Utformning av värmecentral

Nuvarande panncentral rymmer inga andra installationer än de befintliga. Ett nytt värmepumphus får byggas i anslutning till värmecentralen. I fig. 4.2.1 visas en layoutskiss över den nya värmecentralen.

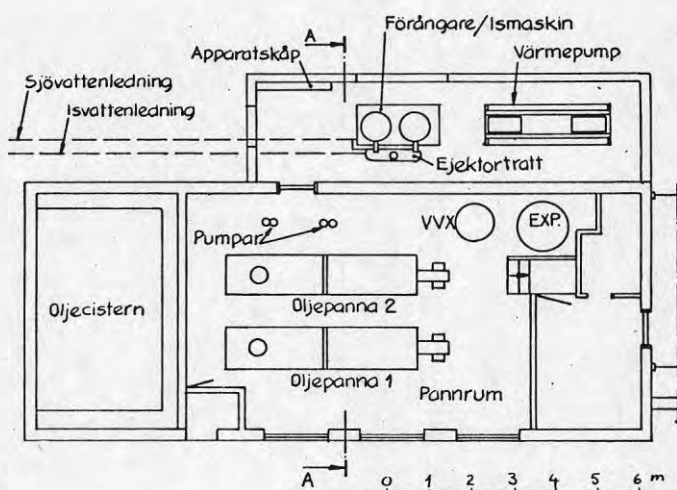


Fig. 4.2.1 Värmecentral med utbyggnad, värmepumprum

Värmecentralens höjd blir 4.5 m. Detta beror på att ismaskinen är hög. Erforderlig golvyta blir dock liten, vilket är en fördel med denna typ av ismaskin.

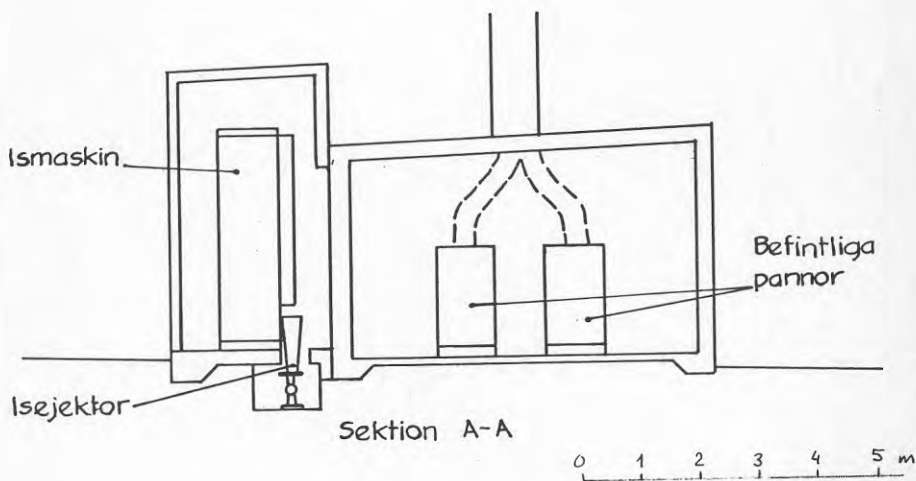
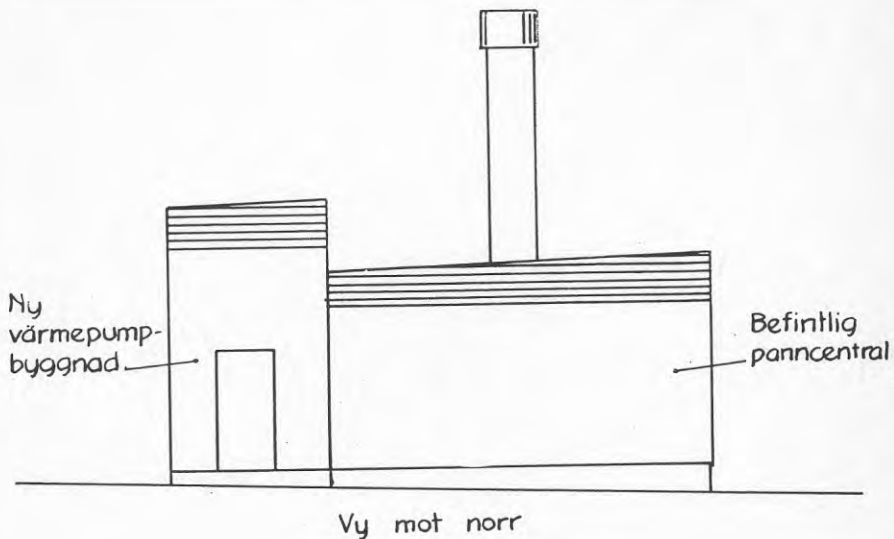


Fig. 4.2.2 Värmecentral sektioner



## 5. ISUTBREDNING VID UTSLÄPP AV ISPARTIKLAR I SJÖ

## 5.1 Allmänt

Vid utsläpp av ispartiklar i sjö vintertid uppstår problemet att ispartiklarna stiger upp till ytan och lägger sig under istäcket enligt fig. 5.1.1.

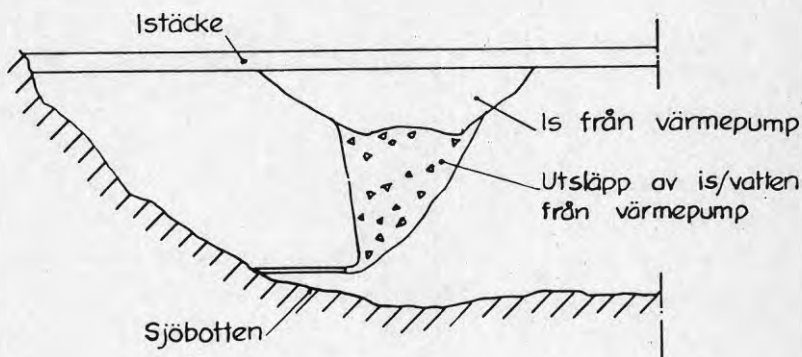


Fig. 5.1.1 Isutbredning i vertikal led i sjö

Beroende på sjödjupet kan begränsade ismängder deponeras.

I tabell 5.1.1 nedan redovisas den mängd is, som totalt under ett år produceras av en isvärmepump vid olika energiförbrukning för lokaluppvärmning. Värmepumpens värmefaktor har satts till 3.0. Kyleffekten  $Q_2$  blir då.

$$Q_2 = \frac{Q_1}{1 + \frac{1}{\phi - 1}}$$

där  $Q_1$  = kondensoreffekt (avgiven värmeeffekt)  
 $\phi$  = värmefaktor för värmepumpen

Kyleffekten upptages ur vattnet via ismaskin till is.

Energiför- brukning (MWh)	Isproduktion hela året m <sup>3</sup>	Isproduktion vinter dec-apr m <sup>3</sup>
25	196	112
100	785	447
500	3926	2238
1000	7852	4476
1500	11778	6713

Tabell 5.1.1.

Den ismängd som bildas då istäcket normalt ligger i stockholmsområdet mellan december och april redovisas även i tabell 5.1.1. Som synes skall stora mängder deponeras.

Ett antagande är att isen i fig. 5.1.1 bildar en cirkulär kon, om vattnet i sjön är stillastående. Maximala höjden för konen är då sjöns djup, om utloppet för isen placeras på sjöns botten.

Antages att maximala diametern för konens bottenarea är lika stor som sjödjupet fås följande möjliga isvolym vid olika djup enligt tabell 5.1.2.

djup (m)	isvolym (m <sup>3</sup> )	$V = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot h}{12}$
2	2	12
4	17	
6	56	
8	134	$d = h$
10	262	$V = \frac{\pi \cdot d^3}{12}$
12	452	12
14	718	
16	1072	

Tabell 5.1.2.

För att med ovan antagen konmodell klara en villas isproduktion under vinterperioden (112 m<sup>3</sup>) krävs ett sjödjup på ca 7.5 m. För att klara ett grupphusområdes värmebehov liknande Solängens, ca 1400 MWh, skulle det krävas ett sjödjup på 29 m.

I modellen ovan förutsätts stillastående vatten i sjön. Naturliga strömmar förekommer dock, varvid konen inte blir så regelbunden som antages, vilket är till issystemets fördel. Vidare förekommer naturlig smältning av isen med det naturliga värmets som finns i sjöar. Det är svårt att teoretiskt visa om naturlig smältning av isen är tillräcklig för att undvika bildning av för stor iskon under den naturliga isen. Beräkningar (1) visar dock att en isdriva kommer att bildas under den naturliga isen, men att den når ett jämviktstillstånd, där tillväxten avstannar och smältning av den nya isen sker kontinuerligt genom sjöns naturliga värme. Detta bör testas i laboratorieförsök. Skulle det visa sig att smältning sker, behöver det inte vara några praktiska problem med deponering av is i sjöar från isproducerande värmepumpar. Visar det sig att avsmältningen inte är så stor som erfordras, kan sjöns vatten mekaniskt röras om med en propelleromrörare. Isen skulle då fördelas ut på en större volym i sjön. Propelleromrörare finns på marknaden och används för t.ex. omblandning av lösningar i cisterner, isfrihållning i hamnar etc.

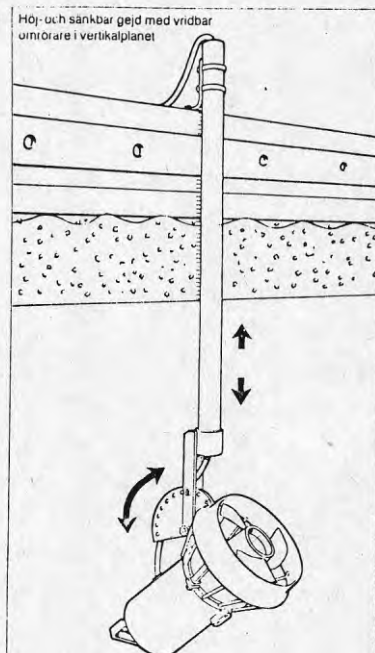


Fig.5.1.2 Propelleromrörare fabrikat Flygt typ 4350

Fig. 5.1.2 visar en bild av en propelleromrörare fabrikat Flygt, typ 4350. I fig. 5.1.3 visas ett uppmätt flödesdiagram, där vattenhastigheten uppmätts på olika avstånd från omröraren.

Viktigt vid användning av omrörare är att minimera elförbrukningen. Eleffektbehovet för omrörare typ Flygt 4350 är 1.0 kW.

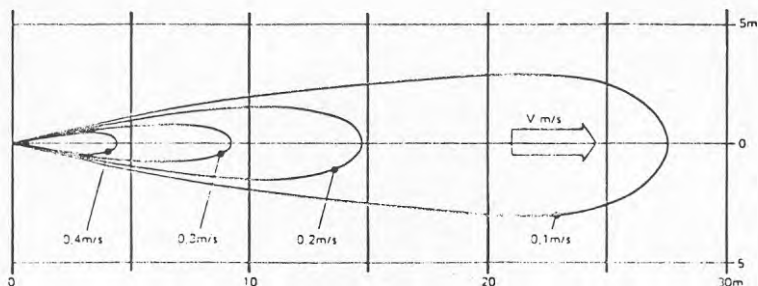


Fig.5.1.3 Strömningsdiagram för en propelleromrörare fabrikat Flygt typ 4350.

Elenergi till omrörare och till pump för upptransport av vatten från sjö är tillsammans att jämföra med elenergi till förångarfläktar vid uteluftvärmepumpar. Samtidigt kan avfrostningsenergin sägas vara noll för fallet isvärmepump med mekanisk ismaskin, medan däremot drivenergi för ismaskin måste räknas som en belastning för systemet. Hjälpenergi krävs således för följande apparater:

- ismaskin
- sjövattpump
- propelleromrörare

Viktigt är att minimera dessa apparaters effektförbrukning. Lång drifttid för systemet under året och lågt hjälpenergibehov skall betala den merkostnad, som ismaskin och ishanteringssystem medför i förhållande till t.ex. uteluftvärmepump eller sjövattpump.

## 5.2 Jämförelse hjälpapparater isvärmepump/uteluftvärmepump

I det studerade fallet med isvärmepump med en dimensionerande värmeeffekt på ca 245 kW krävs hjälpapparater för att driva ismaskinens trummor, sjövattpump samt propelleromrörare. Ismaskinen har 2 st motorer för de roterande cylindrarna och en cirkulationspump. Sjövattpumpen transporterar upp vatten från sjön samtidigt som den driver ejektorn. Propelleromröraren fördelar ut isen i sjön.

	Eleffekt (kW)	Drifftid (h/år)	Energibehov (kWh/år)
Ismaskin	2.3	4500	10350
Sjövattpump	6.0	4500	27000
Propelleromrörare	1.0	3000	<u>3000</u>
		Totalt	40350

Tabell 5.2.1 Hjälpapparaters elenergibehov för isvärmepump vid värmeeffekt 245 kW.

Kompressorns elenergibehov är beräknat till 373300 kWh/år. Med hjälpenergibehovet 40350 kWh blir det totala energibehovet 413650 kWh.

Hjälpenergibehovet är  $\frac{40350 \cdot 100}{413650} = 9.8\%$

av totala energibehovet.

Jämförs detta med en uteluftvärmepump, dimensionerad för samma effektbehov, fås ett hjälpenergibehov enligt tabell 5.2.2.

	Eleffekt (kW)	Drifftid (h/år)	Energibehov (kWh/år)
Avfrostning			23650 <sup>1</sup>
Förångarfläktar	12.7	4500	<u>57150</u>
		Totalt	80800

1) Beräknat enl. 5% av totalt elenergibehov.

Tabell 5.2.2 Hjälpenergibehov för uteluftvärmepump. Drifftid hela året.

Hjälpenergibehovet är  $\frac{80800 \cdot 100}{472800} = 17.1 \%$

av totala energibehovet.

Sjövattensystemet kräver mindre elenergi för hjälpapparater än uteluftsyttemet. Behöver ej propelleromröraren köras, utan den naturliga ismältningen i sjön är tillräcklig, minskar hjälpenergibehovet till 37350 kWh/år d.v.s. till 8.7 % av totalt elenergibehov.

### 5.3 Beräkningar på ispartiklar

Vid utsläpp av ispartiklar i en sjö begränsas utbredning av partiklarna i horisontell led av den tid det tar för en ispartikel att nå till ytan eller upp till istäcket.

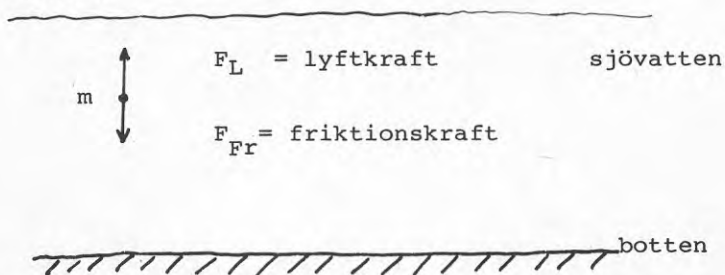


Fig. 5.3.1 Krafter som påverkar ispartikel i vertikalled.

Ispartikeln påverkas i vertikalled av krafterna  $F_L$  och  $F_{Fr}$ . Kraftbalans på partikeln i vertikalled ger:

$$m \cdot \frac{dv}{dt} = F_L - F_{Fr}$$

$m$  = ispartikelns massa  
 $\frac{dv}{dt}$  = ispartikelns acceleration

$F_L$  = lyftkraft  
 $F_{Fr}$  = friktionskraft

Vidare kan  $F_L$  och  $F_{Fr}$  skrivas:

$$F_L = \Delta \rho \cdot V \cdot g$$

$$F_{Fr} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{is} \cdot v \cdot A \cdot C_d$$

där  $\Delta \rho = \rho_{\text{vatten}} - \rho_{\text{is}}$  densitetsskillnad vatten och is

$V$  = ispartikelns volym

$g$  = tyngdaccelerationen

$\rho_{is}$  = ispartikelns densitet

$v$  = partikelns hastighet

$C_d$  = motståndskoefficient för ispartikel

$A$  = ispartikelns projicerade area mot strömningsriktningen

Motståndskoefficienten  $C_d$  är beroende av Reynolds tal, vilket i sin tur är beroende av hastigheten runt partikeln. Detta gör att det är lämpligt att lösa ut hastigheten med iterationsmodell med dataprogram. Beräkningar visar att gränshastigheten d.v.s. sluthastigheten uppåt för partikeln nås snabbt och blir ca 0.10 m/s. Motståndskoefficienten har antagits till 0.4, sfärisk ispartikel med diameter 5 mm.

Beroende på sjödjupet är ispartikeln olika lång tid i vattnet. Tiden i sjön  $\tau$  kan skrivas:

$$\tau = \frac{dj}{v}$$

där  $dj$  = djupet på vilket ispartikeln släpps ut,  
 $v$  = ispartikelns vertikala gränshastighet

Om djupet är 10 m och ispartikelns vertikala gränshastighet är 0.1 m/s, når ispartikeln ytan efter 100 s. Den tiden står till förfogande att transportera partikeln i horisontell led eller att smälta den.

Som transportör av is i horisontell riktning kan propelleromrörare användas. Nedan i fig. 5.3.2 och 5.3.3 visas hastighetsdiagram för 2 st propelleromrörare, fabrikat Flygt typ 4350 och 4410.

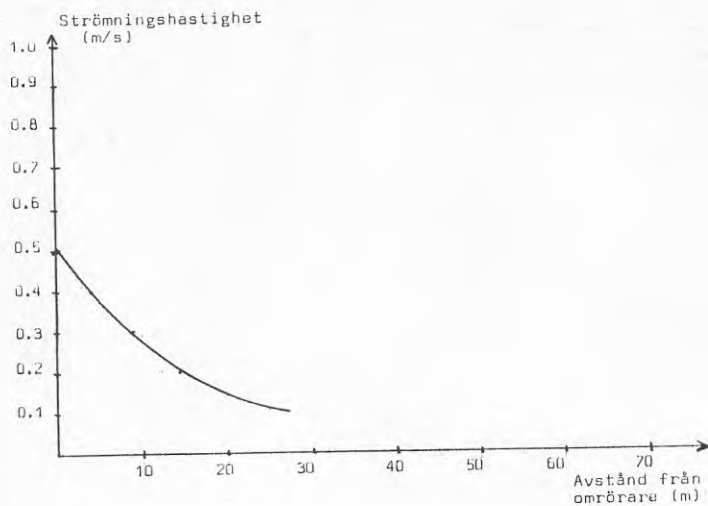


Fig. 5.3.2 Hastighetsdiagram för propelleromrörare fabrikat Flygt, typ 4350

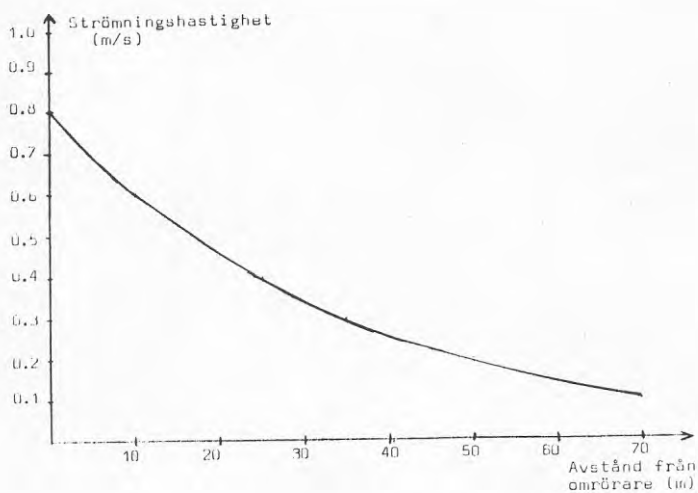


Fig. 5.3.3 Hastighetsdiagram för propelleromrörare fabrikat Flygt, typ 4410



Beräkningar gjorda med antagandet att ispartiklarna följer vattnet enligt propelleromrörarens hastighetsprofil visar att ispartiklarna vid fallet med omrörare, typ 4350, når max. 23 m innan de når ytan vid 10 m djup.

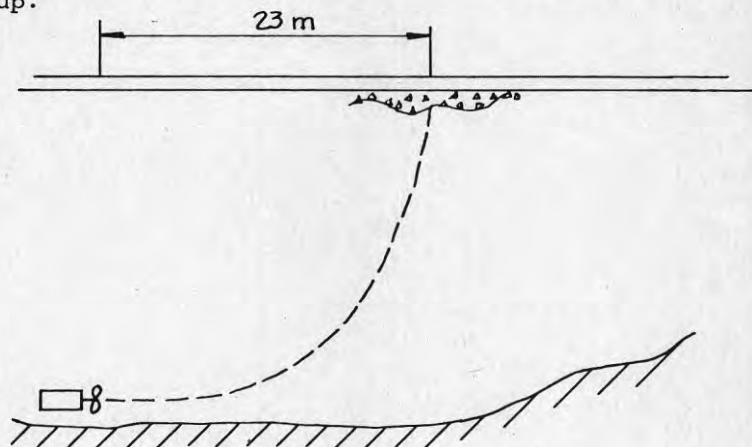


Fig.5.3.4 Ideal isutbredning vid omrörare typ 4350

Motsvarande beräkningar för den större omröraren, 4410, visar att maximala transportlängden ökar till 42 m på den tillgängliga tiden 100 s.

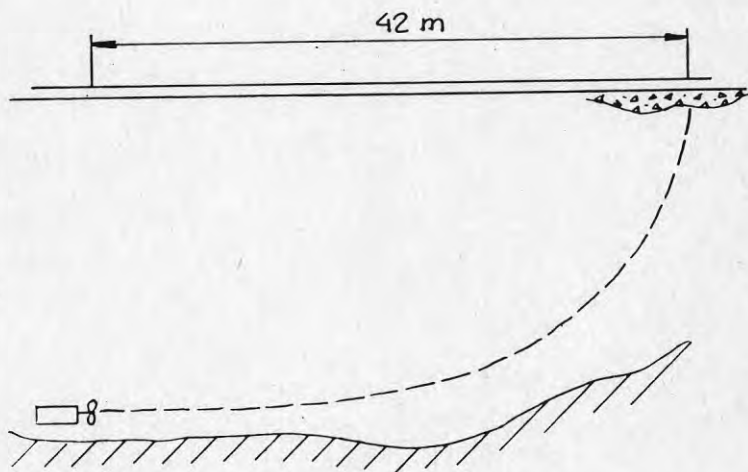


Fig. 5.3.5 Ideal isutbredning vid omrörare typ 4410

Effektförbrukningen ökar dock från 1.0 till 2.5 kW vid användande av omrörare typ 4410 jämfört med 4350. Möjlig volym att fördela ut isen på beror på om omröraren vrides eller är fixerad i ett läge. En förutsättning för att fördela ut så stora ismängder som det är fråga om här, d.v.s. ca 6000 m<sup>3</sup>, är att omröraren är i rörelse. Placeras utloppet vid en sjöstrand, medför detta teoretiskt att endast en halvcylindrisk utbredning blir möjlig. I fallet med omrörare typ 4350, när maximala längden på en partikel blir 23 m, blir teoretisk möjlig volym is att deponera

$$V = \frac{\pi \cdot r^2}{2} \cdot h$$

med  $r = 23 \text{ m}$

$h = (\text{sjöns djup}) = 10 \text{ m}$

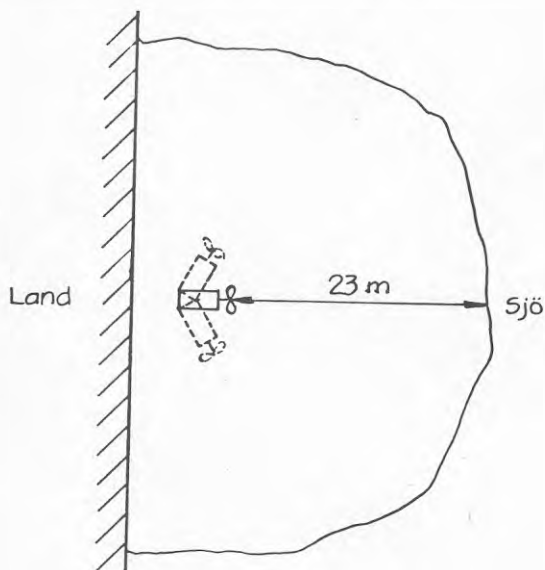


Fig. 5.3.6 Isutbredning i horisontell led med omrörare i rörelse.

Detta medför att volymen blir 8310 m<sup>3</sup>.

Ett realistiskt antagande är att maximalt endast halva volymen kan utnyttjas för islager. Detta tyder på att endast  $4150 \text{ m}^3$  kan lagras vid halvcirkelutbredning och vid djup 10 m

Om den större propelleromröraren, typ 4410, används, blir motsvarande volym, (antagande: halva djupet kan utnyttjas, maximala längden = 42 m):

$$V = \frac{\pi \cdot 42^2 \cdot 10}{2 \cdot 2} = 13850 \text{ m}^3$$

Volymen blir i detta fall tillräcklig för att lagra  $6000 \text{ m}^3$  is. Ur teknisk synpunkt är det nödvändigt att använda en omrörare av typ Flygt 4410, om hela energiförbrukningen skall täckas och om ingen naturlig avsmältning sker.

En ekonomisk jämförelse mellan de studerade omrörarna visas i tabell 3 nedan.

<u>Omrörare typ</u>	<u>Pris dec -82</u>
Flygt 4350	6.700:-
Flygt 4410	ca 65.000:-

Tabell 3.

Priset på omrörare typ 4410 är avskräckande högt. Den ökade anläggningskostnaden skall betalas med bättre driftekonomi d.v.s. större oljereduktion.

Den mindre omröraren klarar, enligt tidigare antaganden, att fördela ca  $4150 \text{ m}^3$ . Detta motsvarar en energiproduktion av ca 930 MWh. Den naturliga avsmältningen bedöms klara av att smälta skillnaden mellan  $6000 \text{ m}^3$  och  $4150 \text{ m}^3$ , så att isproduktion motsvarande 1400 MWh värmebehov klaras. Vid byggande av en anläggning med denna typ av ishanteringssystem får en viktig del i utvärderingen bestå i att minimera driften av propelleromröraren och studera den naturliga avsmältningen av is i sjön.

## 6. ISHANTERINGSSYSTEMET

### 6.1 Systemets uppbyggnad

Ishanteringssystemet består av en dränkbar sjövattpump som pumpar upp vatten till en ismaskin och samtidigt driver en ejektorpump. Ejektorn suger med sig is-/vattenblandningen som produceras av ismaskinen. Systemet framgår av fig. 6.1.1.

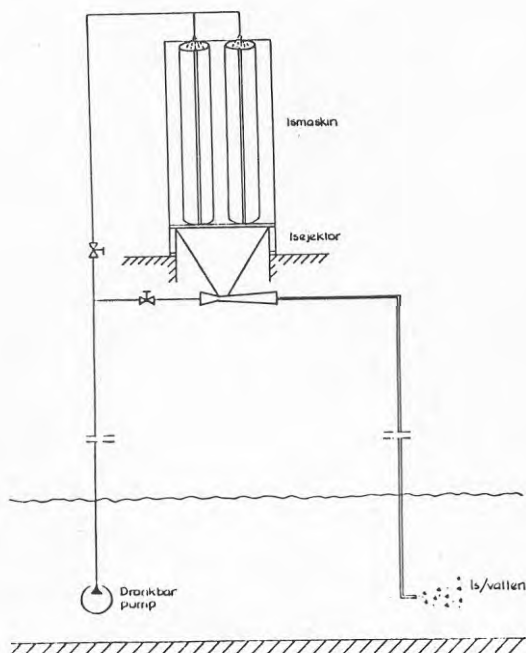


Fig. 6.1.1 Istransportsystemet schematiskt ritat.

Ejektorns sugtratt görs i rostfri plåt 2343 med stor diameter. Tratten kommer att fungera som en liten is-/vattenbassäng.

För att få ett kontrollerat flöde från ismaskinen och ned till sjön kan en strypventil installeras i returledningen till sjön. Denna styrs av 2 st givare i sugtratten till ejektorn. Utlämnas denna ventil, kommer ejektorn att tömma tratten, eftersom det bildas en sug-

hävert, som suger tomt i tratten så fort vattenkontakt bildas mellan sjö och ejektor. Dimensioneras ejektorn för att suga luft medför detta att luft suges med ned i sjön med bubbelbildning som följd. Ur miljösynpunkt kan detta vara störande. Samtidigt medför detta att luften rör om i vattnet och förhindrar isläggningen och minskar problemen med isdrivan under istäcket. En positiv bieffekt av att luft medejekteras ned i sjön är att vattnet syresätts. Värdet av detta bedöms ej i detta projekt.

Den luft som suges med ejektorn får ej vara kall, så att fastfrysning av isbitarna i rörledningen riskeras. Placeras ejektorn i maskinrummet är den luft som medejekteras varm. Den effektförlust, som detta medför för maskinrummet, är marginell.

Antages att lika mycket luft suges med som is-/vattenblandning, d.v.s. c:a  $0.003 \text{ m}^3/\text{s}$  motsvarar detta en effekt  $P$ .

$$\begin{aligned}
 P &= m \cdot c_p \cdot \Delta t \\
 m &= 0.0030 \cdot 1.2 = 0.0036 \text{ kg/s} \\
 c_p &= 1000 \text{ J/kg } ^\circ\text{C} \\
 \Delta t &= 20 - (-20) = 40^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

$$P = 144 \text{ W}$$

Detta får anses som en försumbar effektförlust, som väl täcks med förlustvärme i maskinrummet.

## 6.2 Ejektorpumpar

Ejektorpumpar används i skiftande sammanhang för pumpning av fasta material. Material såsom sand, salt, kolstybb m.m. transporteras industriellt med ejektorpumpar.

Principen för en ejektorpump är att ett drivande medium  $m_1$ , som kan vara en vätska eller en gas accelereras av ett munstycke i ett rum som kallas sugkammaren. Detta tillsammans med diffusorns verkan

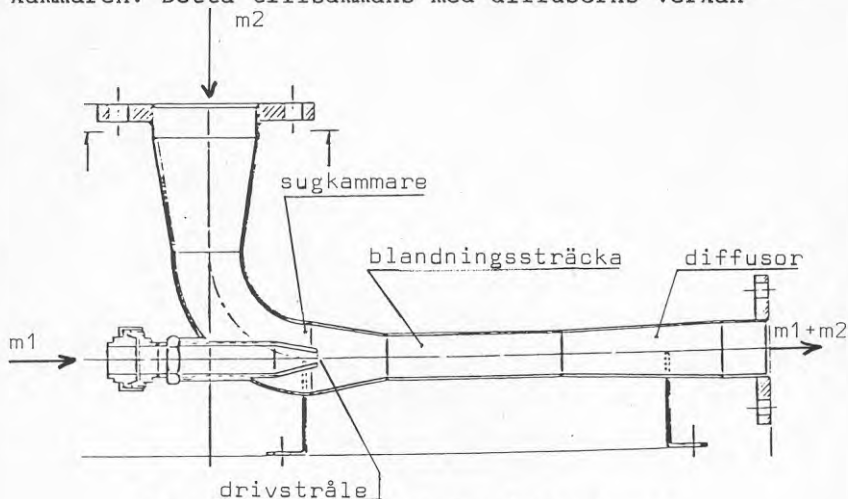


Fig. 6.2.1 Ejektor för istransport

gör att ett undertryck bildas i blandningssträcken, vilket medejekterar delströmmen  $m_2$ . I blandningssträcken blandas strömmarna  $m_1$  och  $m_2$  intensivt, vilket bör sönderdela isflagorna, som finns i delströmmen från ismaskinen  $m_2$  i mindre bitar.

Eftersom det är bruklig teknik att använda ejektorer för transport av fasta material, bör det vara tekniskt möjligt att även pumpa is-/vattenblandning, producerad av ismaskin. Den is som produceras av ismaskinen kan väljas att bli producerad med vattenöverskott, varvid en pumpbar slurry av vatten och is bildas.

Ispartiklarnas storlek är av avgörande betydelse för pumpbarheten. Används en skrapismaskin, bildas isflagor med tjocklek på ca 1-3 mm. Flagornas storlek är ca 1x1 cm<sup>2</sup> i medeltal, men är max. 5x1 cm<sup>2</sup>. Isflagorna är så pass tunna som 1 mm, vilket gör att de bör vara lätt krossbara i en ejektorpump.

Fördelar med att använda ejektorer är avsaknaden av rörliga delar, underhållsfri drift och okänslighet för påverkan av det pumpade mediet. Däremot är verkningsgraden förhållandevis låg max. ca 30%.

Viktigt vid hantering av is är att välja material, som har så låg adhesion (vidhäftningsförmåga) vid is som möjligt. Polymera material, såsom plaster och teflon, visar låga sådana värden enligt gjorda undersökningar (Nowacki 1982). Värden för blankpolerat rostfritt stål är ännu lägre än för teflon PTFE.

I fig. 6.2.2 och fig. 6.2.3 visas ritningar på ejektorpump och uppsamlingsträtt för is-/vattenblandning. Materialet är rostfritt stål 2343.

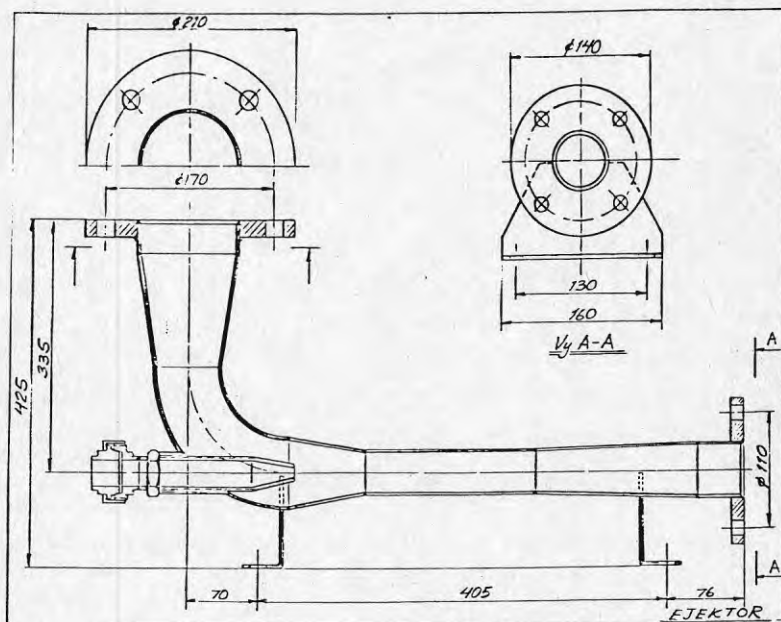


Fig. 6.2.2 Ejektor för istransport

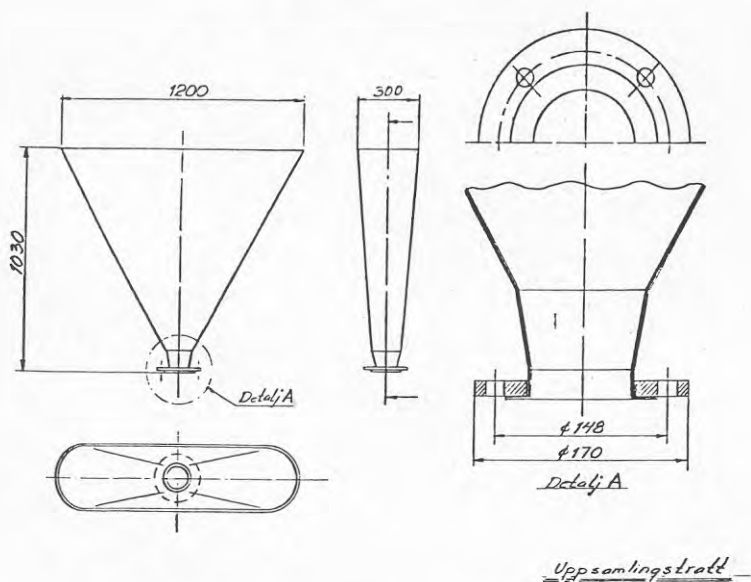


Fig. 6.2.3 Uppsamlingssträtt för isejektor

Ovanför ejektorn placeras en uppsamlingssträtt, som fångar in isen till ejektorn. För att hela tiden garantera en isvattennivå i ejektortratten kan en strypventil installeras enligt ovan. Ett alternativ är att placera en strypventil i drivstrålen till ejektorn. När nivån i tratten blir för hög, öppnar ventilen i drivstrålen och ejektorn börjar arbeta. När tratten sedan är tom, kan ventilen stänga. En viss pulsation blir följden av ett sådant system.

I fig. 6.2.4 visas en skiss hur ejektorn och ismaskinen placeras i förhållande till varandra. För att minska på erforderlig takhöjd för ismaskinen och ejektorn har denna placerats nedsänkt i golvet.



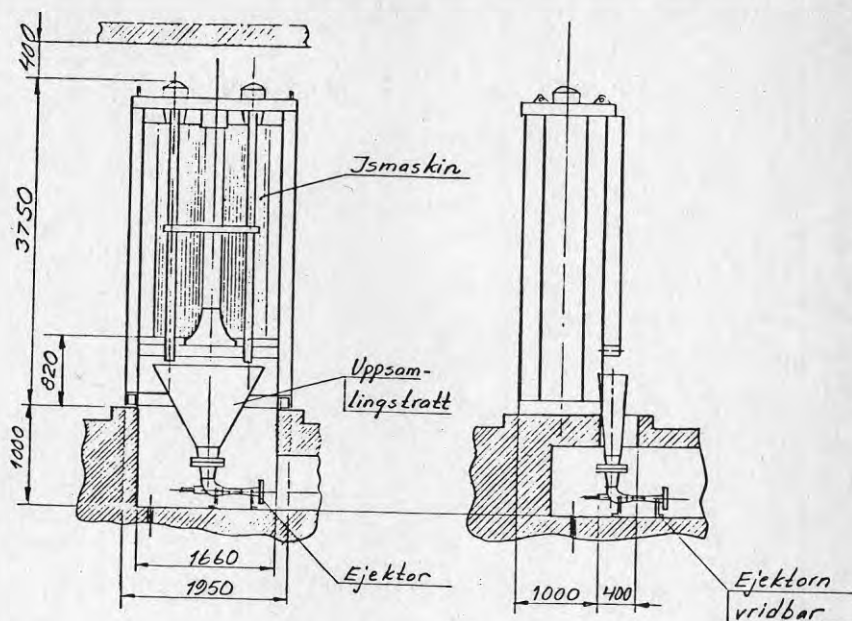


Fig. 6.2.4 Ismaskin med ejektorpump

Ledningarna mellan sjön och värmepumpcentralen lägges på ca 60 cm djup. Eftersom systemet är självdränerande, erfordras ej frostfritt lägningsdjup. Ledningsmaterialet väljs till PEL polyeten med låg densitet.

Totalt flöde  $11,1 + 3,8 = 14,9 \text{ m}^3/\text{h}$

Dimensioneras ledningarna för en strömningshastighet  $v = 1,0 \text{ m/s}$  fås

$$d_i = 0,073 \text{ m} = 73 \text{ mm}$$

Dimension på ledningarna väljes till  $d_y = 75 \text{ mm}$

### 6.3 Pumparrangemang i sjön

För att förankra pump och omrörare föreslås en konstruktion enligt fig. 6.3.1. Den dränkbara pumpen placeras på ett betongfundament som förankras i sjöbotten enligt skissen. Fundamentet är en betongbrunn (kasun), som nedsänkes i botten. Brunnen gör att pumpen ej suger med bottensediment.

På betongbrunnen förankras en mast på vilken en propelleromrörare monteras. Omröraren kan hissas upp och renoveras från bryggan.

Bryggan bultas fast i betongfundament, förankrat i stranden.

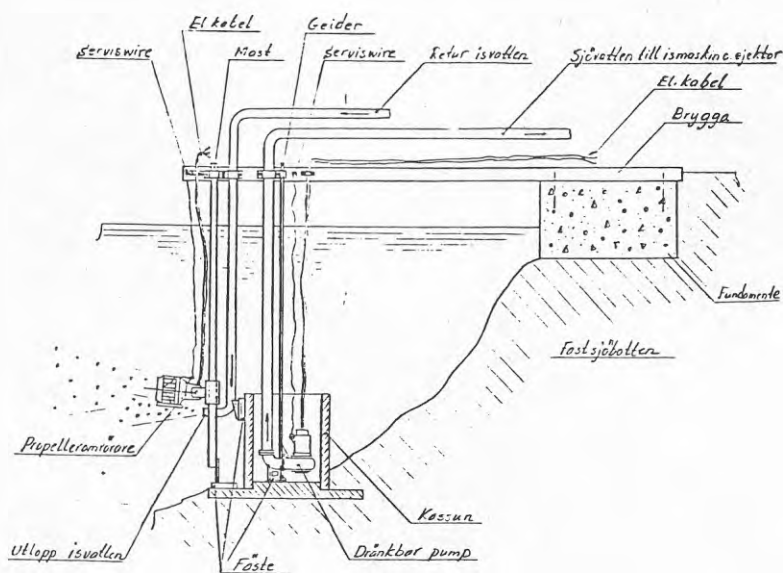


Fig. 6.3.1 Arrangemang i sjö

## 7. EKONOMISK OPTIMERING AV VÄRMEPUMPSYSTEMET

Värmepumpens storlek beror av kostnaden för anläggningen och hur mycket den reducerar driftkostnaden. Genom iteration med datorprogram har den ekonomiska storleken beräknats till 245 kW vid 0°C utetemperatur. En utgångsstorlek på 240 kW har kalkylerats till 1.29 Mkr.

Värmepump $Q_1=240$ kW	230.000:-
Ismaskin	400.000:-
Ejektor (enl.tillverkares kalkyl)	9.000:-
Tappvattenackumulator 2 m <sup>3</sup>	20.000:-
Reglerutrustning	75.000:-
Pump dränkbar	14.000:-
Pump tappv.v.	1.000:-
Pump kondensor	2.000:-
Rörledningar ( $\phi$ 75,500m å 100 kr/m)	50.000:-
Propelleromrörare	10.000:-
Armatyr	10.000:-
	821.000:-
Byggkostnader	100.000:-
	921.000:-
Entreprenadkostnader 40%(proj.m.m.)	368.400:-
TOTALT	1.289.400:-

$$\frac{1289400}{230} = 5600 \frac{\text{kr}}{\text{kW}}$$

Därefter har ett antal storlekar större och mindre kalkylerats med samma specifika kostnad per kW värme. Utdata är därefter total årskostnad räknat med statliga energisparlån för flerbostadshus på hela investeringsbeloppet. I fig. 7.1.1 - 3 visas driftkaraktistik för den optimala värmepumpstorleken samt värmefaktorns variation med utetemperaturen. Beräkningen har gjorts med SIKOB's datorprogram för värmepumpoptimering.

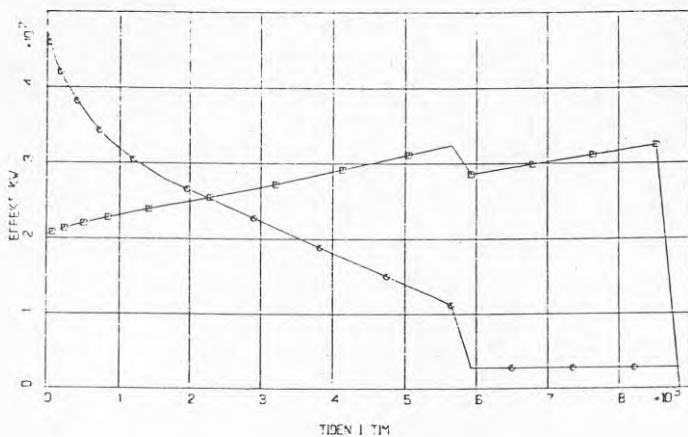


Fig. 7.1.1 Värmepumpens driftkaraktäristik jämfört med värmeeffektbehovet över året.

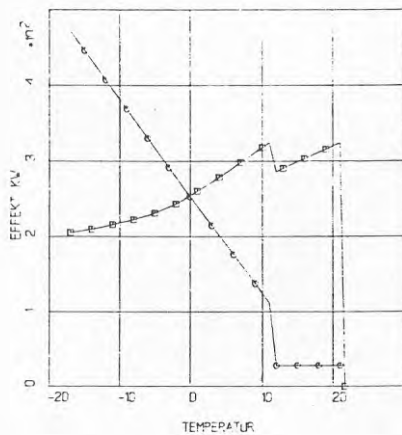


Fig. 7.1.2 Värmeeffekt från värmepump och värmeeffektbehovet som funktion av utetemperaturen.

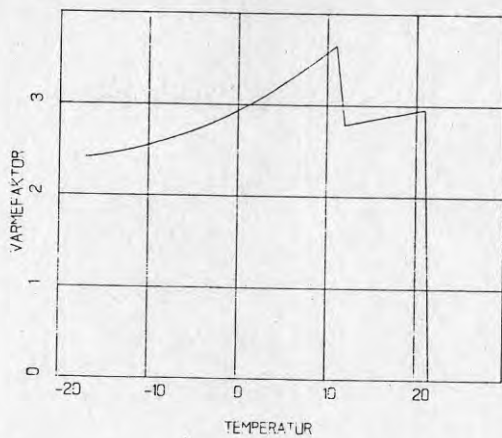


Fig. 7.1.3 Isvärmepumpens beräknade värmefaktor som funktion av utetemperaturen.

Årskostnaderna i nuvärde under en 15-årsperiod för värmepumpalternativet visas i fig. 7.1.4 jämfört med driftkostnad för oljeeldade pannor och installation av ny elpanna.

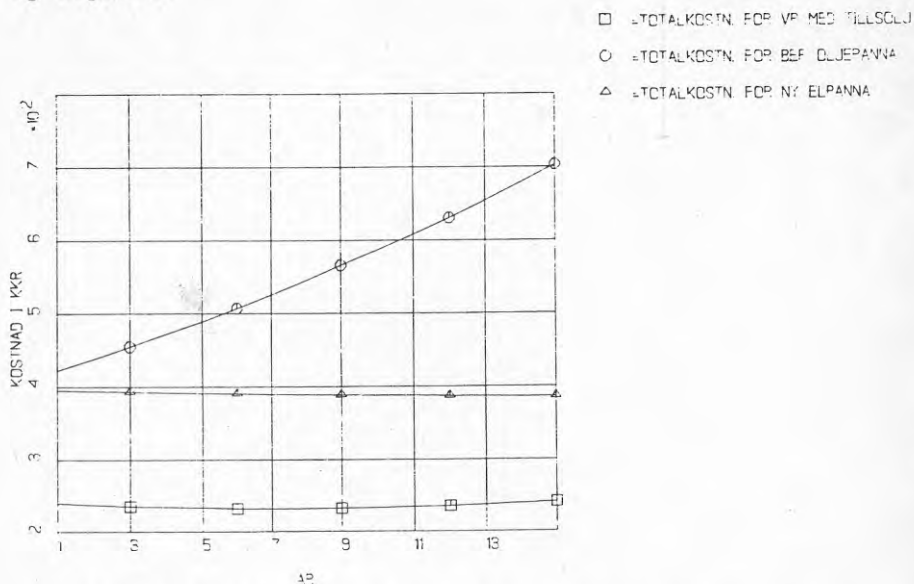


Fig. 7.1.4 Totalkostnad för olika uppvärmningsalternativ under en 15-årsperiod.

Värmepumpalternativet har lägsta diskonterade årskostnaderna i dagens penningvärde trots den höga installationskostnaden. Befintlig oljepanna har högsta kostnaden beroende på antagandet att oljepriset ökar med 12%/år jämfört med elpriset som antages öka med 8%/år.

Förutsättningarna för beräkningarna är följande:

Inflation	8%/år
Oljeprishöjning	12%/år
Elprishöjning	8%/år
Brukstid för värmepumpanläggning	15 år
Elpris år 0	24 öre/kWh
Oljepris år 0	2000 kr/m <sup>3</sup> (Eo3)
Oljepannans verkningsgrad	70%
Investeringskostnad elpanna	300000 kr
Investeringskostnad värmepump	1.200000 kr

En intressant beräkning är att se vad som händer med lönsamheten, om oljepriset endast ökar med 8%/år, d.v.s. följer inflationen, och elpriset ökar med 8%/år, samtidigt som differentierade eltaxor tillämpas. Elpriset vintertid är satt till 35 öre/kWh och elpriset sommartid till 15 öre/kWh. Vintern antages vara halva året 4380 h/år och sommaren lika lång tid.

Resultatet visas i fig. 7.5.

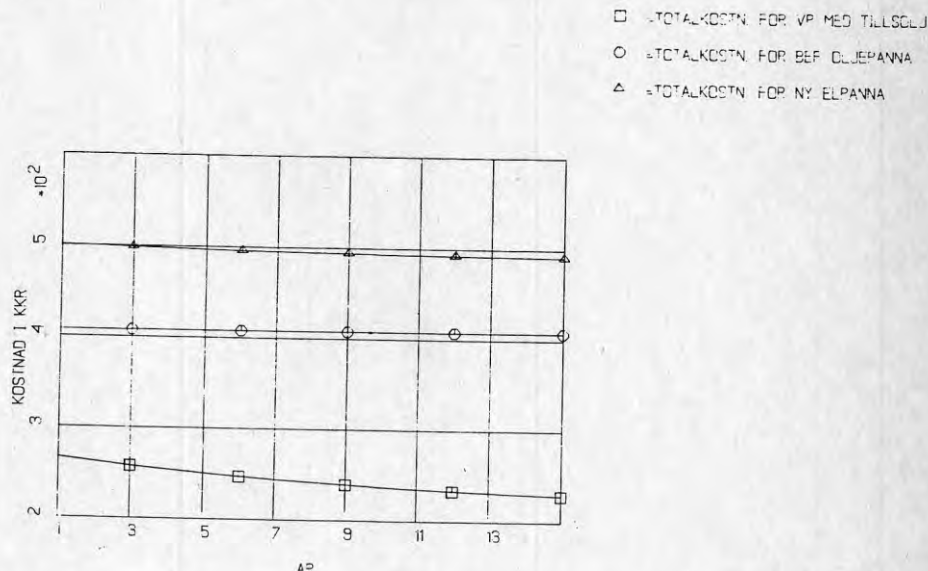


Fig. 7.1.5 Totalkostnad för olika uppvärmningsalternativ under en 15-årsperiod räknat med 8% elprishöjning, 8% oljeprishöjning samt differentierade eltaxor.

Kurvorna visar, att när oljepriset ökar med endast 8%/år blir oljeeldning billigare jämfört med att installera elpannor. Elpriset vintertid, 35 öre/kWh, gör att elvärme blir för dyr. Elenergi till värmepumparna påverkas givetvis också negativt av de differentierade eltaxorna. Värmepumpens värmefaktor gör dock att kostnaden inte ökar så markant från fallet med enhetlig eltaxa.

Värmepumpalternativet blir billigare även vid dyr el-energi vintertid. Förutsättning för detta är att statliga energilån erhålles för hela beloppet. Beviljas dessutom experimentbyggnadslån från BFR kan kapitalkostnaden bli lägre. I detta läge görs kalkylen med statliga energilån.

Värmepumpalternativet synes vara ekonomiskt intressant förutsatt att ishanteringstekniken fungerar. I bilaga 2 beskrivs datorprogrammet, som användes samt in- och utdata för beräkningarna.



## 8. SLUTSATSER

## 8.1 Erhållna resultat

Det är ekonomiskt intressant att installera en värmepump som komplement till den befintliga oljeeldade panncentralen i Solängen. Räknat under en 15-årsperiod blir totalkostnaden dividerad med lånetiden enligt tabell 8.1.

	Olja 12%/år El 8%/år El 24 öre/kWh	Olja 8%/år El 8%/år El=35/15 öre/kWh
Värmepump olja som tillsats	265100	268000
Värmepump el som tillsats	230500	298000
Oljepanna	552100	407700
Elpanna	389300	495200

Tabell 8.1 Totalkostnad under en 15-årsperiod dividerad med 15.

I första fallet antages oljepriset öka med 12%/år, elpriset följer inflationen, d.v.s. ökar med 8%/år och elpriset har satts till 24 öre/kWh hela året.

I fall 2 antages både el- och oljepriset öka med 8%/år. Elpriset vintertid är 35 öre/kWh och sommartid 15 öre/kWh. Oavsett el- och oljepriserna är kostnaden för värmepumpalternativen lägst.

Tekniskt innehåller systemet ett nytt sätt att transportera is-/vattenblandningen från ismaskinen till recipienten som är sjön Norrviken. Verkningsgraden för den dimensionerade ejektorn har antagits till 30%, vilket är max för en ejektorpump. Fördelen med ejektorn är att isen passerar genom relativt stora sektioner, varvid igensättningsrisken bedöms som liten. Avsaknaden av rörliga delar gör att isejektorn ej

havererar under drift. Förreglas värmepumpen och ismaskinen med sjövattpumpen, som även förser ejektorn med drivstråle, kan ej is produceras vid fel på sjövattpumpen. Ismaskinen bedöms idag vara den svaga komponenten i isvärmepumpsystemet. Den i denna förstudie studerade maskinen är ej optimerad för värmepumpdrift utan för industriell produktion av is.

Temperaturdifferensen mellan sjövattnet och förångningstemperaturen är för stor. Den ligger mellan 13-15°C. Idealisk temperaturdifferens bör ligga mellan 5-8°C.

## 8.2 Fortsatta utvecklingsarbeten

En billig, driftsäker och utrymmessnål ismaskin bör utvecklas för att isvärmepump tekniken skall bli riktigt intressant. Med dagens teknik kan dock enligt de ekonomiska beräkningarna en isvärmepump vara ekonomiskt intressant, om istransportsystemet fungerar. Det föreslagna ejektorsystemet bör provas och utvärderas tillsammans med en isvärmepump, lämpligen i det föreslagna bostadsområdet.

Tillverkning av en prototypejektor kan ske enligt de ritningar som finns i denna utredning. Lämpligen byggs en mindre prototypanläggning, i vilken en ismaskin och ett ejektorsystem testas. Lämplig storlek är då en effekt som sommartid täcker hela tappvarmvattenbehovet, vilket gör det möjligt att ställa av oljepannorna sommartid. Effekten för att täcka områdets tappvarmvattenbehov har beräknats till 57 kW.

Om kostnaden antages till 6000 kr/kW för färdig isvärmepump blir installationskostnaden för prototypanläggningen ca 342000 kr.

Mätningar gjorda under ett år bör kunna ge svar på följande frågor:

- Fungerar istransportsystemet tillfredsställande?
- Sker smältningen i sjön enligt gjorda antaganden?
- Hur mycket behöver propelleromröraren vara i drift under året för att fördela ut isen?
- Stör systemet naturliga isläggningen?
- Bubbelbildning i sjön, uppkommer det och är det störande?
- Hur hög blir värmefaktorn?

Byggs en prototypanläggning bildas lämpligen en arbetsgrupp med deltagare från SIKOB, Samfällighetsföreningen Solängen och utsedd entreprenör för värmepumpanläggningen. Avsikten med denna arbetsgrupp är att ge svar på frågan: Är värmepumpar med sjövatten som värmekälla och samtidigt isrecipient ekonomiskt lönsamma och tekniskt hanterliga?

## 9. LITTERATURFÖRTECKNING

1. Larsen, P., Larsson, M. 1981  
Sjövallen som recipient för värmepumpproducerad is (Statens Vattenfallsverk)
2. Nowacki, J-E, 1982  
Isbildande värmepumpar - idéer och småskaliga försök.  
Slutrapport (Studsvik Energiteknik AB)
3. Oledahl, M.  
Vattenmotorer och pumpar del 2  
(KTH)
4. Pierre, B. , 1972  
Kylteknik, allmän kurs  
(Mekanisk värmeteori och kylteknik KTH)
5. Stepanoff, A.J., 1957  
Centrifugal and Axial Flow Pumps  
(John Wiley & Sons Inc.)

Beräkningar på ejektor för is/vatten

Den till ejektorn tillförda effekten  $P_t$  kan skrivas

Den nyttiga effekten  $P_n$  som tillföres det pumpade mediet kan skrivas:

$$P_n = \rho_2 \cdot q_2 \cdot (p_2 + P_{fs} + P_{ft})$$

där  $\rho_1$  = drivstrålens densitet

$\rho_2$  = pumpade flödets densitet

$q_1$  = drivflödet

$q_2$  = pumpade flödet

$p_1$  = drivtryck - sluttryck

$P_{fi}$  = tryckförlust i drivledningen

$P_{ft}$  = tryckförlust i rörledning efter ejektor

$p_2$  = tryckskillnad atmosfärtryck-sluttryck

$P_{fs}$  = tryckförlust i ejektor

Verkningsgraden för ejektorn antages vara  $\eta = 0.29$

$$\eta = \frac{P_n}{P_t} = \frac{\rho_2 \cdot \rho_2 \cdot (p_2 + P_{fs} + P_{ft})}{\rho_1 \cdot \rho_1 \cdot (p_1 - P_{fi} - P_{ft})}$$

Hastigheten efter ejektorn  $v_2$  fastlägges och utifrån detta beräknas erforderlig hastighet på drivstrålen  $v_1$  enligt samband nedan.

$$v_2 = \mu_2 \cdot \sqrt{2g(P_a - P_s - P_2 - P_{fs})}$$

$\mu_2$  = genomströmningskoefficient för munstycket

$P_a$  = atmosfärstrycket

$P_s$  = sughöjd för ejektor

$P_2$  = medejekterade strålens tryck

$P_{fs}$  = tryckförlust i ejektor

$$v_1 = \mu_1 \cdot \sqrt{2g(P_a + P_i - P_{1s} - P_{fi})}$$

$P_i$  = pumpens drivtryck

$P_{1s}$  = drivstrålens tryck

$P_{fi}$  = tryckförlust i drivstrålens ledning

$$P_1 = P_2$$

$$\frac{1}{2g} \cdot \left( \frac{v_2}{\mu_2} \right)^2 = P_a - P_s - P_{2s} - P_{fs}$$

$$P_{2s} = P_a - P_s - P_{fs} - \frac{1}{2g} \cdot \left( \frac{v_2}{\mu_2} \right)^2$$

$$v_1 = \mu_1 \cdot \sqrt{2g(P_a + P_i - (P_a - P_s - P_{fs} - \frac{1}{2g} \cdot \left( \frac{v_2}{\mu_2} \right)^2) - P_{fi})}$$

Med insatta värden ger detta:

$$\mu_1 = \mu_2 = 0.30 \text{ ms/Vkg}$$

$$P_a = 100 \text{ kPa (atmosfärstrycket)}$$

$$P_i = 250 \text{ kPa}$$

$$P_s = 0$$

$$P_{fs} = 1 \text{ kPa}$$

$$v_2 = 1.0 \text{ m/s}$$

$$P_{fi} = 150 \text{ kPa}$$

$$v_1 = 13.4 \text{ m/s}$$

Erforderlig hastighet i drivstrålen  $v_1 = 13.4 \text{ m/s}$

Arean  $A_1$  i munstycket beräknas enligt formeln:

$$q_1 = v_1 \cdot A_1$$

$$A_1 = q_1 / v_1$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot q_1}{\pi \cdot v_1}}$$

Med insatta värden:

$$q_1 = 3.77 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0010 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_1 = 13.4 \text{ m/s}$$

$$d_1 = 0.010 \text{ m} = \underline{10 \text{ mm}}$$

Arean  $A_2$  och diametern  $d_2$  beräknas enligt samma formel

$$A_2 = q_2 / v_2$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot q_2}{\pi \cdot v_2}}$$

Med insatta värden:

$$q_2 = 11.1 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0031 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_2 = 1.0 \text{ m/s}$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0031}{\pi \cdot 1.0}} = 0.0627 \text{ m} = \underline{62.7 \text{ mm}}$$

För att erhålla hastigheten  $v_x$  i diffusorn efter blandningen tillämpas impulslagen på delströmmarna  $m_1$  och  $m_2$ .

$$m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 = (m_1 + m_2) \cdot v_x$$

Med insatta värden

$$m_1 = q_1 \cdot \rho_1 = 0.0010 \cdot 1000 = 1.00 \text{ kg/s}$$

$$m_2 = q_2 \cdot \rho_2 = 0.0031 \cdot 986.2 = 3.06 \text{ kg/s}$$

(is/vattenblandning)

$$v_1 = 13.4 \text{ m/s}$$

$$v_2 = 1.0$$

$$v_x = \frac{1.00 \cdot 13.4 + 3.06 \cdot 1.0}{1.00 + 3.06} = 4.05 \text{ m/s}$$

Detta ger arean  $A_x$

$$A_x = \frac{q_1 + q_2}{v_x} = \frac{0.0010 + 0.0031}{4.05} = 0.0010 \text{ m}^2$$

$$d_x = 0.0357 = 35.7 \text{ mm}$$

Hastigheten  $v_t$  vid diffusorns slut sätts till 2.0 m/s.

Arean vid diffusorns slut beräknas enligt formeln:

$$A_t = \frac{q_1 + q_2}{v_t}$$

Med insatta värden:

$$q_1 = 0.0010 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$q_2 = 0.0031 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_t = 2 \text{ m/s}$$

$$A_t = 0.0021 \text{ m}^2$$

$$d_t = 0.0511 \text{ m} = \underline{51.1 \text{ mm}}$$

Längden  $L_2$  beräknas enligt formeln

$$L_2 = \frac{d_t - d_x}{2 \cdot \tan \alpha/2}$$

där  $\alpha$  = diffusorns vinkel. Diffusorvinkeln väljes till  $6^\circ$ .

Med insatta värden blir  $L_2 = \frac{51.1 - 35.7}{2 \cdot \tan(\frac{\theta}{2})} = 160$  mm

I fig. Bl.1 nedan har de erhållna beräkningsresultaten införts på ejektorritningen i kapitel 6.

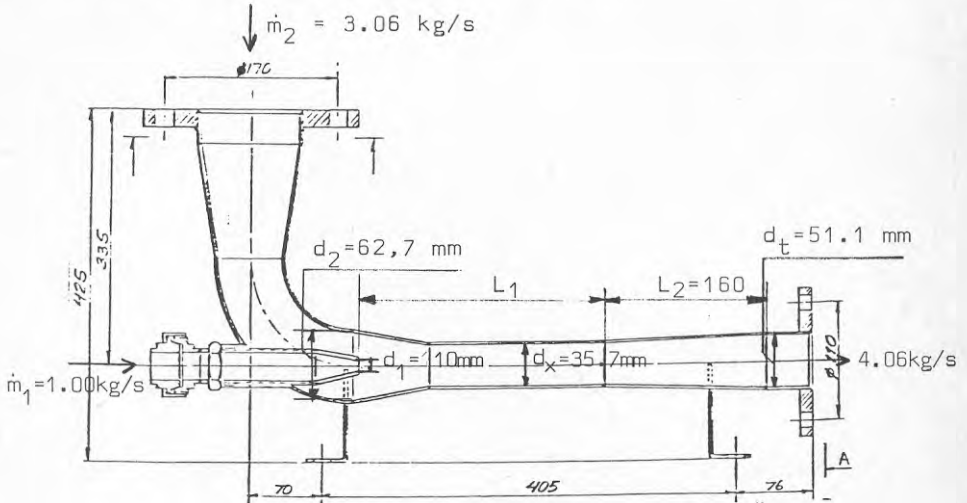


Fig. Bl.1 Ejektor för is/vatten, måttsatt

De beräkningar som utförts på ejektorpump har gjorts med ekvationer för vatten/vattenejektor, d.v.s. drivmediet är vatten och medejekterat medium är också vatten. Korrigering har dock gjorts för isflagornas lägre densitet i medejekterade strålen. Förhållandet is/vatten har antagits till 1/5 i ismaskinen och med drivstrålen blir is/vattenförhållandet 1/6.7, d.v.s. isinnehållet är endast ca 15% i returledningen ner till sjön. Önskemålet är givetvis att minska vattenöverskottet till så litet som möjligt. Praktiskt medför detta att vid lägre vattenflöde över ismaskinen sjunker förångningstemperaturen. Isen som bildas blir mer underkyld och svårare att sönderdela till "is-sörja" i ejektorn. Pumpbarheten hos isvattenblandningen är direkt avhängig vatteninblandningen.



Beskrivning av använt datorprogram

Det datorprogram som använts vid de ekonomiska beräkningarna av lämplig värmepumpstorlek är ett simuleringsprogram, som beräknar värmepumpens avgivna effekt och effektbehov vid olika utetemperaturer. Kopplingen mellan värmekälla och utetemperatur sker med antagna kurvsamband.

I programmet finns värmekällorna uteluft, frånluft, mark, sjövattnen samt spillvattnen. För sjövattnen som är aktuellt i detta fall antages en viss eftersläpning i förhållande till uteluftens temperatur. Max.- och min-temperatur för sjön under året anges.

Beräkningarna sker med en teoretisk modell för värmepumpen. Modellen beräknar kyleffekt och effektbehov med den s.k. volymetriska köldalstringen och volymetriska energibehovet.

Volymetriska köldalstringen  $q_v$  definieras såsom

$$q_v = \frac{i_{2k} - i_s}{v_{2k}}$$

$i_{2k}$  = köldmediets entalpi vid kompressorns inlopp

$i_s$  = köldmediets entalpi före expansionsventil

$v_{2k}$  = köldmediets entalpi vid kompressorinlopp

Den volymetriska köldalstringen finns uppritad som funktion av förångningstemperaturen vid olika kondenseringstemperaturer.

Motsvarande samband finns för det volymetriska energibehovet  $\dot{E}_v$  som definieras enligt nedan:

$i_{1k}$  = köldmediets entalpi efter kompressor  
 $i_{2k}$  = " " före "  
 $v_{2k}$  = " volymitet före "

Kyleffekten  $Q_2$  och kompressoreffektbehovet  $E_k$  för värmepumpen beräknas därefter:

$$Q_2 = \eta_s \cdot \dot{V}_s \cdot q_v \cdot \varphi$$

$$E_k = \dot{V}_s \cdot \frac{\eta_s}{\eta_i \cdot \eta_{mek}} \cdot E_v$$

$\eta_s$  = volymetrisk verkningsgrad för kompressor

$\dot{V}_s$  = slagvolym per tidsenhet " "

$\varphi$  = förångningsverkningsgrad för förångare (=1)

$\eta_i$  = isentropisk termodynamisk verkningsgrad för kompressor

$\eta_{mek}$  = mekanisk verkningsgrad för kompressor

I uttrycket för kyleffekt bestämmas  $\eta_s$  utifrån gjorda praktiska försök för olika köldmedier. På samma sätt kan i uttrycket för  $E_k$  kvoten  $\frac{\eta_s}{\eta_i \cdot \eta_{mek}}$  bestämmas utifrån praktiska försök för olika köldmedier.

Beroende på värmekälla och värmesänka, i detta fall radiatorkrets och tappvarmvattenkrets, erhålls förångnings- och kondenseringstemperaturer beroende på vald dimensioneringspunkt för förångare och kondensator. Beräkningen sker med iteration med värmekälla och värmesänka kopplad till utetemperaturen.

Indata i beräkningen är  $\dot{V}_s$ , slagvolym per tidsenhet för antagen värmepump. När kyleffekt och effektbehov beräknats, summeras dessa och utgör kondensoreffekt d.v.s. värmeeffekt till värmesystemet.

Värmefaktorn beräknas som kvoten mellan avgiven värmeeffekt och totalt tillförd eleffekt  $E_t$ . Totala eleffekten  $E_t$  innehåller även effektbehov för pumpar, fläktar och vid uteluft även för avfrostning.

Beräkningen görs för ett helt år, där året indelas i tidsperioder motsvarande tiden per °C.

Resultatet presenteras dels i tabellform enligt tabell B2.1 och dels i diagramform enligt fig. B2.1.

SIJUN-VAR-LUPUNPPROGRAM ENERGIJÄDELNINGEN WPS60 1982-11-10 TIME 17.20

\*\*\*\*\* VÄRMEPUMPENS DRIFTKARAKTERISTIK \*\*\*\*\*  
 \*\*\*\*\* TID \*\*\*\*\*

TOP	TF	TI	TR	WB	WVP	EVP	F1	OTILL	DTIC	WB	WVP	WVP	WVP	WVP	WVP	TID	TOT
GRAVET	CELLS			K <sub>0</sub>	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>		K <sub>1</sub>	TIP	K <sub>WH</sub>	K <sub>WH</sub>	K <sub>WH</sub>	K <sub>WH</sub>	K <sub>WH</sub>	K <sub>WH</sub>	TIP	TIP
-17.0	55.	46.	45.	12.1	5.0	.0	.0	12.1	.0	117.	0.	0.	.0	117.	0.	10.	10.
-16.0	54.	46.	44.	11.8	5.2	.0	.0	11.8	.0	444.	0.	0.	.0	444.	0.	36.	47.
-15.0	53.	46.	44.	11.5	5.5	.0	.0	11.5	.0	450.	0.	0.	.0	450.	0.	39.	87.
-14.0	53.	48.	43.	11.1	5.7	3.5	1.6	5.4	34.3	437.	224.	137.	.0	213.	0.	39.	126.
-13.0	52.	48.	43.	10.8	6.0	3.5	1.7	4.8	63.8	888.	380.	224.	.0	308.	0.	64.	190.
-12.0	51.	47.	42.	10.4	6.2	3.5	1.8	4.3	63.8	867.	395.	225.	.0	271.	0.	64.	254.
-11.0	51.	47.	42.	10.1	6.4	3.5	1.8	3.7	84.4	854.	543.	300.	.0	310.	0.	84.	338.
-10.0	50.	47.	41.	9.8	6.7	3.6	1.9	3.1	84.4	825.	564.	301.	.0	261.	0.	84.	427.
-9.0	49.	46.	41.	9.4	6.9	3.6	1.9	2.5	92.8	876.	645.	332.	.0	231.	0.	93.	515.
-8.0	48.	46.	40.	9.1	7.2	3.6	2.0	1.9	92.8	845.	672.	334.	.0	173.	0.	93.	608.
-7.0	47.	46.	40.	8.8	7.5	3.6	2.1	1.2	118.2	1037.	890.	428.	.0	147.	0.	118.	726.
-6.0	46.	45.	39.	8.4	7.8	3.6	2.2	.6	118.2	998.	925.	430.	.0	73.	0.	118.	844.
-5.0	46.	45.	39.	8.1	8.1	3.6	2.2	.0	172.6	1400.	1400.	630.	.0	.0	1.	173.	1017.
-4.0	45.	45.	38.	7.8	8.4	3.7	2.3	.0	159.8	1342.	1342.	566.	.0	.0	102.	173.	1190.
-3.0	44.	44.	37.	7.4	8.7	3.7	2.4	.0	189.0	1643.	1643.	696.	.0	0.	340.	221.	1411.
-2.0	43.	44.	37.	7.1	9.0	3.7	2.4	.0	174.6	1569.	1569.	646.	.0	0.	669.	221.	1632.
-1.0	42.	44.	36.	6.8	9.3	3.7	2.5	.0	242.1	2245.	2245.	900.	.0	0.	1277.	332.	1904.
0.0	41.	43.	35.	6.4	9.6	3.7	2.6	.0	223.1	2134.	2134.	833.	.0	.0	1977.	332.	2296.
1.0	40.	43.	35.	6.1	9.9	3.8	2.6	.0	168.9	1668.	1668.	713.	.0	.0	2693.	306.	2602.
2.0	39.	42.	34.	5.8	10.2	3.8	2.7	.0	172.6	1765.	1765.	662.	.0	.0	3404.	306.	2909.
3.0	38.	42.	33.	5.4	10.6	3.9	2.7	.0	157.2	1662.	1662.	612.	.0	0.	4274.	306.	3215.
4.0	37.	42.	33.	5.1	11.0	4.0	2.8	.0	142.3	1560.	1560.	562.	.0	0.	5109.	306.	3522.
5.0	36.	41.	32.	4.8	11.4	4.0	2.8	.0	128.0	1457.	1457.	513.	.0	0.	5958.	306.	3826.
6.0	35.	41.	31.	4.4	11.8	4.1	2.9	.0	114.7	1355.	1355.	465.	.0	0.	6805.	306.	4134.
7.0	34.	41.	31.	4.1	12.2	4.1	3.0	.0	102.3	1252.	1252.	420.	.0	0.	7639.	306.	4441.
8.0	33.	40.	30.	3.8	12.7	4.1	3.1	.0	90.8	1149.	1149.	377.	.0	0.	8444.	306.	4747.
9.0	32.	40.	29.	3.4	13.1	4.2	3.1	.0	80.0	1047.	1047.	335.	.0	.0	9222.	306.	5054.
10.0	31.	40.	28.	3.1	13.5	4.2	3.2	.0	69.9	944.	944.	296.	.0	0.	9951.	306.	5360.
11.0	30.	39.	28.	2.7	13.9	4.3	3.2	.0	56.5	855.	855.	242.	.0	0.	10581.	286.	5666.

ENBART TAPPVÄRNVATTEN

12.0	50.	49.	45.	.6	13.5	4.3	3.1	.0	12.1	163.	163.	52.	.0	0.	10737.	286.	5932.
13.0	50.	50.	45.	.6	13.8	4.4	3.1	.0	11.8	163.	163.	52.	.0	0.	10893.	286.	6218.
14.0	50.	50.	45.	.6	14.1	4.4	3.2	.0	11.6	163.	163.	51.	.0	0.	11050.	286.	6503.
15.0	50.	50.	45.	.6	14.3	4.5	3.2	.0	11.4	163.	163.	51.	.0	0.	11206.	286.	6789.
16.0	50.	50.	45.	.6	14.6	4.5	3.2	.0	11.2	163.	163.	50.	.0	0.	11363.	286.	7075.
17.0	50.	50.	45.	.6	14.9	4.6	3.3	.0	10.9	163.	163.	50.	.0	0.	11520.	286.	7361.
18.0	50.	50.	45.	.6	15.2	4.6	3.3	.0	10.7	163.	163.	49.	.0	0.	11677.	286.	7647.
19.0	50.	50.	45.	.6	15.5	4.6	3.3	.0	10.5	163.	163.	49.	.0	0.	11834.	286.	7933.
20.0	50.	50.	45.	.6	15.8	4.7	3.4	.0	10.4	163.	163.	48.	.0	0.	11991.	286.	8218.
21.0	50.	50.	45.	.6	16.1	4.7	3.4	.0	11.0	177.	177.	52.	.0	0.	12162.	310.	8529.
21.7	50.	50.	45.	.6	16.3	4.8	3.4	.0	10.9	177.	177.	52.	.0	0.	12333.	310.	8734.
TOTALT										3345.	35240.	32339.	12759.	0.	3001.	12333.	8839.

Tabell B2.1 Driftkaraktistik för värmepump

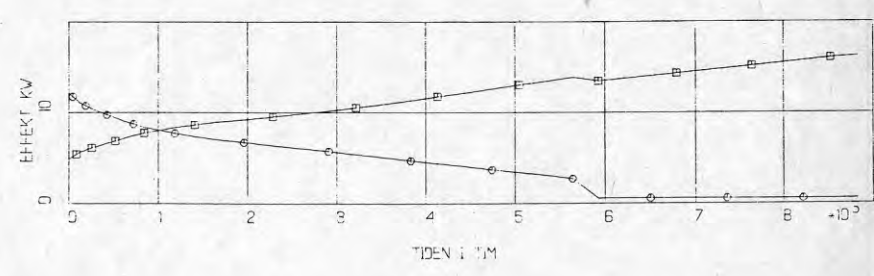


Fig. B2.1 Driftkaraktistik för värmepump

Resultaten av beräkningarna är de totala årliga kostnaderna för olika uppvärmningsalternativ såsom värmepump, elpanna eller oljepanna.

Finansieringsformen för kapitalkostnaden kan väljas att vara statliga energilån med räntebidrag enligt gällande regler eller frifinansierade lån med bankränta enligt indata.

Det är möjligt att studera konsekvenserna av differentierade eltaxor. Året kan indelas i delar såsom vinter, sommar och vår/höst. Elpriser och periodernas längder är indata.

I tabell B2.2 visas resultatet av en beräkning i tabellform och i fig. B2.2 motsvarande i diagramform.

SIKUD-VÄRMEPUMPPROGRAM ENERGIÄNDELNINGEN 8868 1983-03-16 TIME 08.41

KOSTNADER (I DAUENS PENNINGVARDE)-----

VÄRMEPUMP	KOSTNAD ÅR 1 KRONOR	TOT KOSTN/LÅNETID KRONOR/ÅR
KAPITALKOSTNAD	75850.	53477.
UNDERHÅLLSKOSTNAD	6610.	6610.
ELENERGI TILL VÄRMEPUMPEN	97920.	97920.
TILLSÄTS EL	52762.	52762.
TILLSÄTS OLJA	59336.	77487.
TOTAL KOSTNAD TILLS EL	233141.	210768.
TOTAL KOSTNAD TILLS OLJA	239716.	235493.

OLJEPANNA	KOSTNAD ÅR 1 KRONOR	TOT KOSTN/LÅNETID KRONOR/ÅR
KAPITALKOSTNAD	0.	0.
ENERGIKOSTNAD	422773.	552097.
TOTAL KOSTNAD	422773.	552097.

ELPANNA	KOSTNAD ÅR 1 KRONOR	TOT KOSTN/LÅNETID KRONOR/ÅR
KAPITALKOSTNAD	18963.	13369.
ENERGIKOSTNAD	375930.	375930.
TOTAL KOSTNAD	394893.	389299.

Tabell B2.2 Ekonomiskt resultat i tabellform.

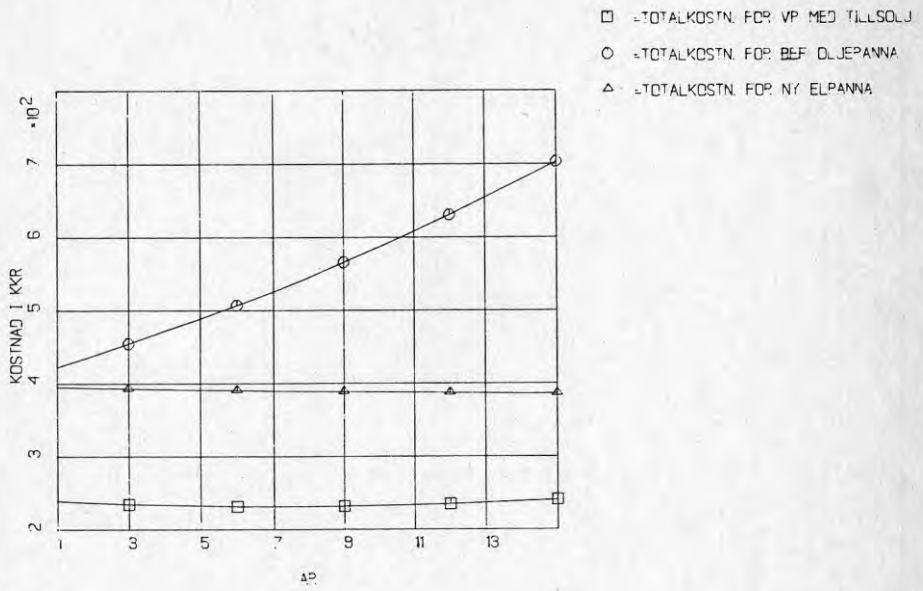
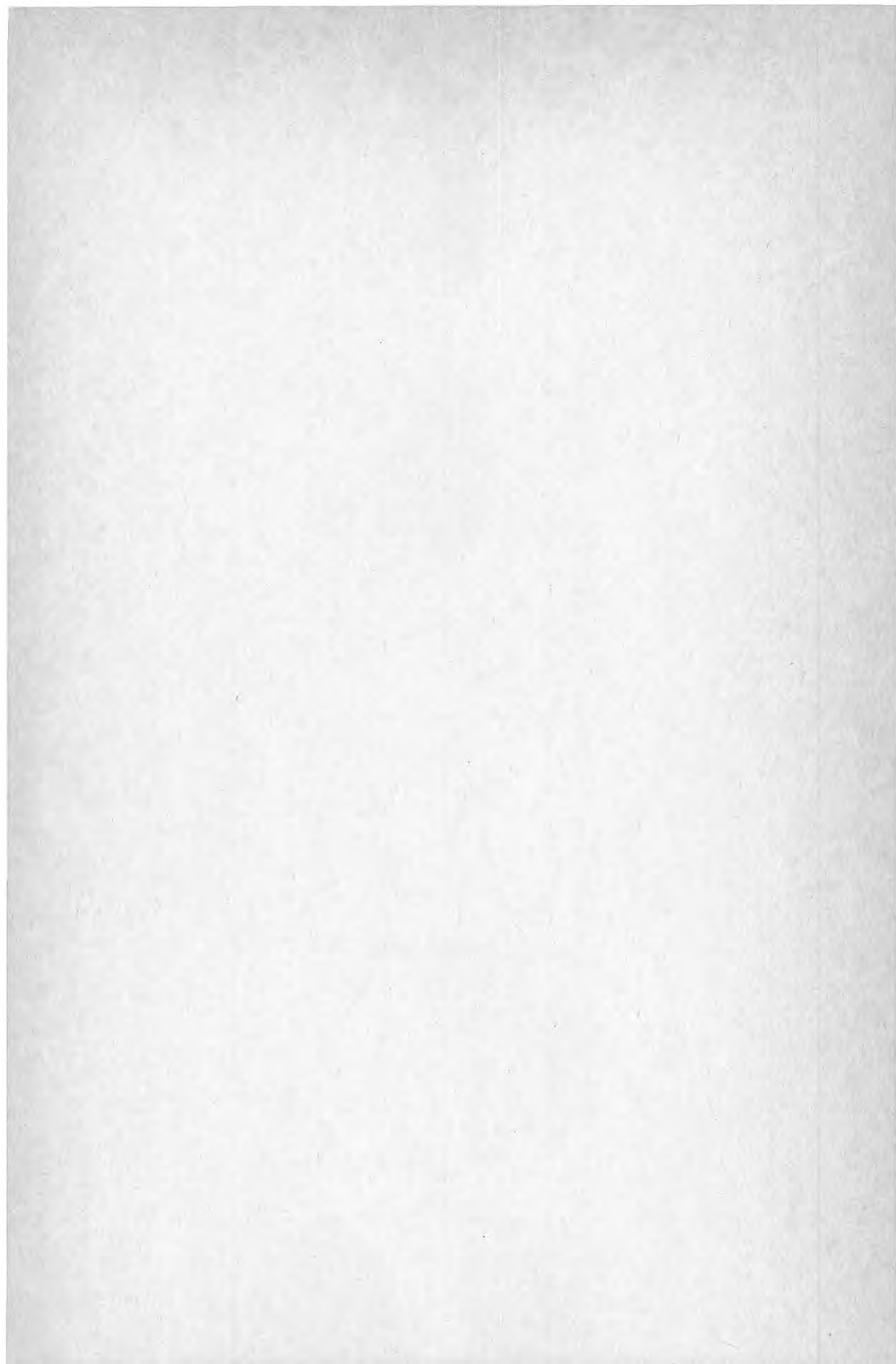


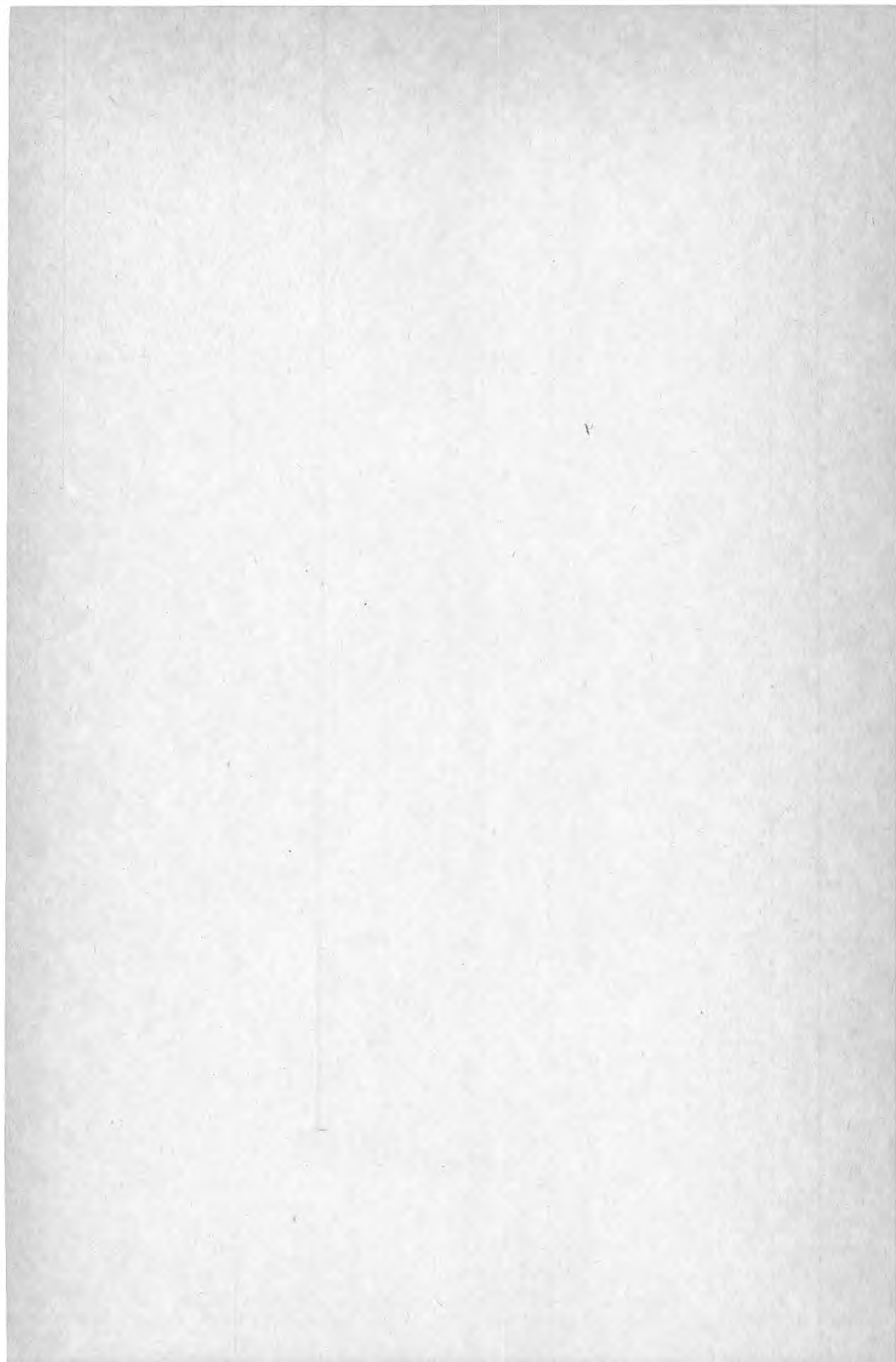
Fig. B2.2 Ekonomiskt resultat i diagramform













**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag  
820555-2 från Statens råd för byggnadsforskning  
till SIKOB AB, Sollentuna.**

**R121: 1983**

**ISBN 91-540-4020-5**

**Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**

**Art.nr: 6700821**

**Abonnemangsgrupp:  
W. Installationer**

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

**Cirkapris: 25 kr exkl moms**