



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.



## Dieselmotordriven värmepump för gruppbebyggelse och större fastigheter

Förstudie i Fisksätra

Ulf Olsson

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	80-0774
Plac	Ser

*K/O*

R45:1980

DIESELMOTORDRIVEN VÄRMEPUMP FÖR  
GRUPPBEBYGGELSE OCH STÖRRE FASTIGHETER

Förstudie i Fisksätra

Ulf Olsson

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag  
770008-9 från Statens råd för byggnadsforskning  
till Volvo Flygmotor AB, Trollhättan.

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

R45:1980

ISBN 91-540-3226-1

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1980 051771

## INNEHÅLL

INLEDNING . . . . .	5
DATORPROGRAM . . . . .	7
SYSTEMETS UPPBYGGNAD . . . . .	11
SYSTEMSTUDIER . . . . .	15
Lufttemperaturer . . . . .	15
Dieselvärmepump . . . . .	16
Årligt värmebehov . . . . .	18
Olja . . . . .	30
Årliga kostnader . . . . .	31
Slutsatser . . . . .	36
REGLERING . . . . .	39
AVFROSTNING . . . . .	43
KONSTRUKTION . . . . .	45
REFERENS . . . . .	48



## INLEDNING

En ökande knapphet på olja väntas göra sig gällande de närmaste årtiondena. Detta kommer att medföra problem för de bostäder och lokaler, som till övervägande del är uppvärmda just med olja. Mot denna bakgrund framstår olika slag av totalenergisystem som speciellt intressanta.

Ett sådant system kan konstrueras genom att låta en förbränningsmotor driva en värmepump. En uppenbar fördel är då, att den levererade värmen blir större än det förbrukade bränslets energi. Detta beror på, att värmepumpen hämtar värme från en energikälla utanför systemet, t ex luft, medan man samtidigt tar till vara värmen i motorns avgaser och kylvatten.

Om naturgas introduceras i Sverige i större skala kan man använda gasdrivna motorer. Stirlingmotorer är kanske också en möjlighet. Dieselmotorn är emellertid en motortyp, som väl passar in i det nuvarande svenska energisystemet. Den är tillförlitlig och billig i drift och använder ett lätt tillgängligt bränsle.

Dieseldrivna värmepumpar kan i princip byggas för enskilda villor eller för hela samhällen. Emellertid är det klart, att problem med buller, vibrationer och översyner är enklare att lösa i en central anläggning. Dessutom ökar värmepumpens verkningsgrad med storleken, samtidigt som den specifika anläggningskostnaden minskar. Det senare gäller dock endast upp till en viss gräns. För dieselmotorer över 200 kW axeleffekt förloras i nuvarande marknadsläge fördelarna med massproduktion, varvid priset ökar starkt. Ekonomiska och tekniska skäl talar således för att ett optimalt underlag för en dieselmotordriven värmepump är ett sammanhållet område av något eller några hundratal lägenheter. Med en sådan storlek skulle man få ett system med stor driftsfördelar, kanske som komplement till fjärrvärme för central stadsbebyggelse och kanske värmepumpar drivna av el från mottryckskraftverk för längre ut belägna friliggande villor.

Förutsättningarna för dieseldrivna värmepumpar har undersökts inom ramen för ett tidigare anslag från Byggforskningsrådet [1]. Resultaten visade att man med dieselvärmepumpar bör kunna uppnå en avsevärd oljebesparing till en med andra system jämförbar total årskostnad.

Dessa positiva resultat har motiverat en fördjupad analys av systemets uppbyggnad samt optimering av en anläggning kombinerad med tillsatsvärmepanna. Som ett konkret exempel har Fisksätraområdet använts.

Fisksätraområdesbebyggelsen i Nacka Kommun, som omfattar 2440 lägenheter i flerfamiljshus och 527 i enfamiljshus, byggdes åren 1971-76.

Enfamiljshuset är el-uppvärmda medan flerfamiljshuset, skolor etc uppvärms från en panncentral, som är utrustad med tre hetvattenpannor om sammanlagt 26000 kW värmeeffekt. Utgående vattnets temperatur 80-100°C. Anläggningen är uppdelad i 15 undercentraler plus värmeväxlare för gatuuppvärmning.

Värmeåret 1976/77 var oljekonsumtionen  $4,7 \text{ m}^3/\text{dygn}$  under sommaren och  $27 \text{ m}^3/\text{dygn}$  under december - februari, vid en medeltemperatur av  $-4,5^\circ\text{C}$ . Maximalbelastningen vid  $-20^\circ\text{C}$  utomhustemperatur torde ligga mellan  $45$  och  $50 \text{ m}^3/\text{dygn}$ , vilket klaras av med två pannor i drift.

Denna anläggning är mycket lämplig för en utredning om vilka oljebesparingar, som kan uppnås vid införande av värmemotor-driven värmepump i ett byggnadsområde.



## DATORPROGRAM

Optimaliseringen av systemet har gjorts med ett datorprogram som utvecklats speciellt för detta uppdrag. Programmet beräknar värmefaktorer och värmeflöden, dieselmotorns belastning och köldmediets tillstånd i olika delar av kretsen samt värmväxlarytor och andra dimensioner. Programmet finns i tre versioner TK133A, TK133B och TK133C.

Det sista utförandet TK133C utför beräkningar på kretsen i fig 1 d v s endast på dieselmotor och värmepumpkrets och inte på lagringstankar, tillsatspannor och dylikt. Beräkningarna förutsätter att en skruvkompressor med oljekylning används.

Om man så vill kan dieselmotorn ersättas av en elmotor, luften med vatten och underkylaren/överhettaren tagas bort genom modifieringar av indata.

Variablerna i datautskriften består av bokstäver och siffror där siffrorna kan "spåras" till olika stationer i kretsen i Fig 1. Bokstäverna står för: P = tryck, T = temperatur, M = massflöde, I = entalpi, v = specifik volym, E = effekt, A = area och K = värmeövergångstal.

TK133C beräknar:

- hetvattentemperatur ut (T14)
- lufttemperatur vid förångarens utlopp (T22)
- erforderlig motoreffekt (EMOT) samt övriga motorparametrar utom varvtalet
- in- och uttemperatur (varm och kall sida) för varje värmväxlare
- köldmediets entalpi, specifika volym och temperatur i värmepumpkretsens olika delar
- skruvkompressorernas verkningsgrader (ETAIK, ETAMK) och fyllnadsgrad (ETAV) samt köldmedieflöde (MF)
- värmepumpkretsens värmefaktor (EPSVP) samt total värmefaktor (EPSTOT)
- värmeflöden
- oljepump- och fläkteffekt (EOP, EF)

Indata till TK133C är:

- motorprestanda
- köldmedietabeller
- motorvarvtal (NRPM)
- hetvattenflöde (MRV)
- luftflöde (MLU)
- oljeflöde (MOLJA)
- hetvattentemperatur in (T11)
- lufttemperatur vid förångarens inlopp (T19)

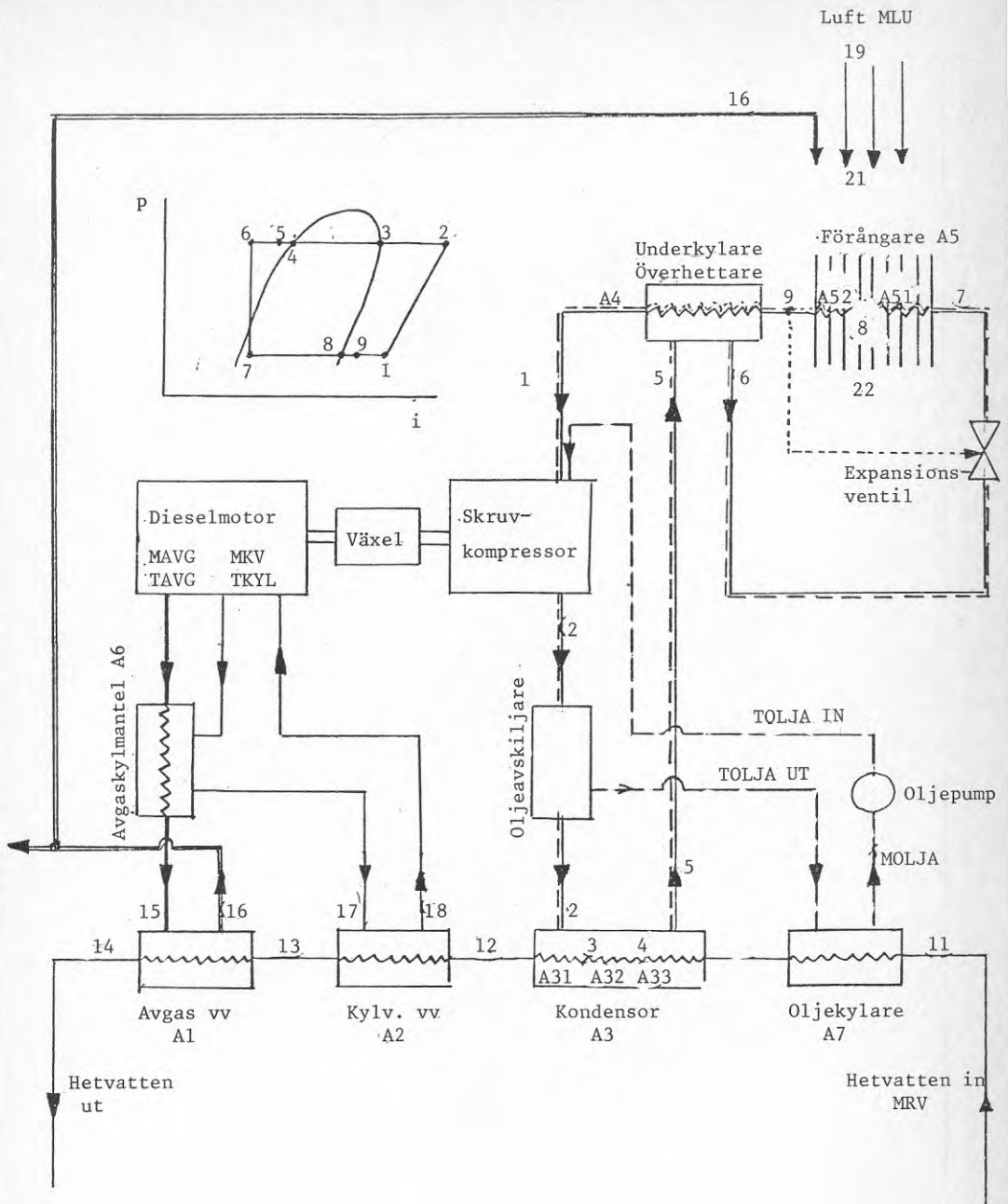


FIG.1. Krets och beteckningar för datorprogram

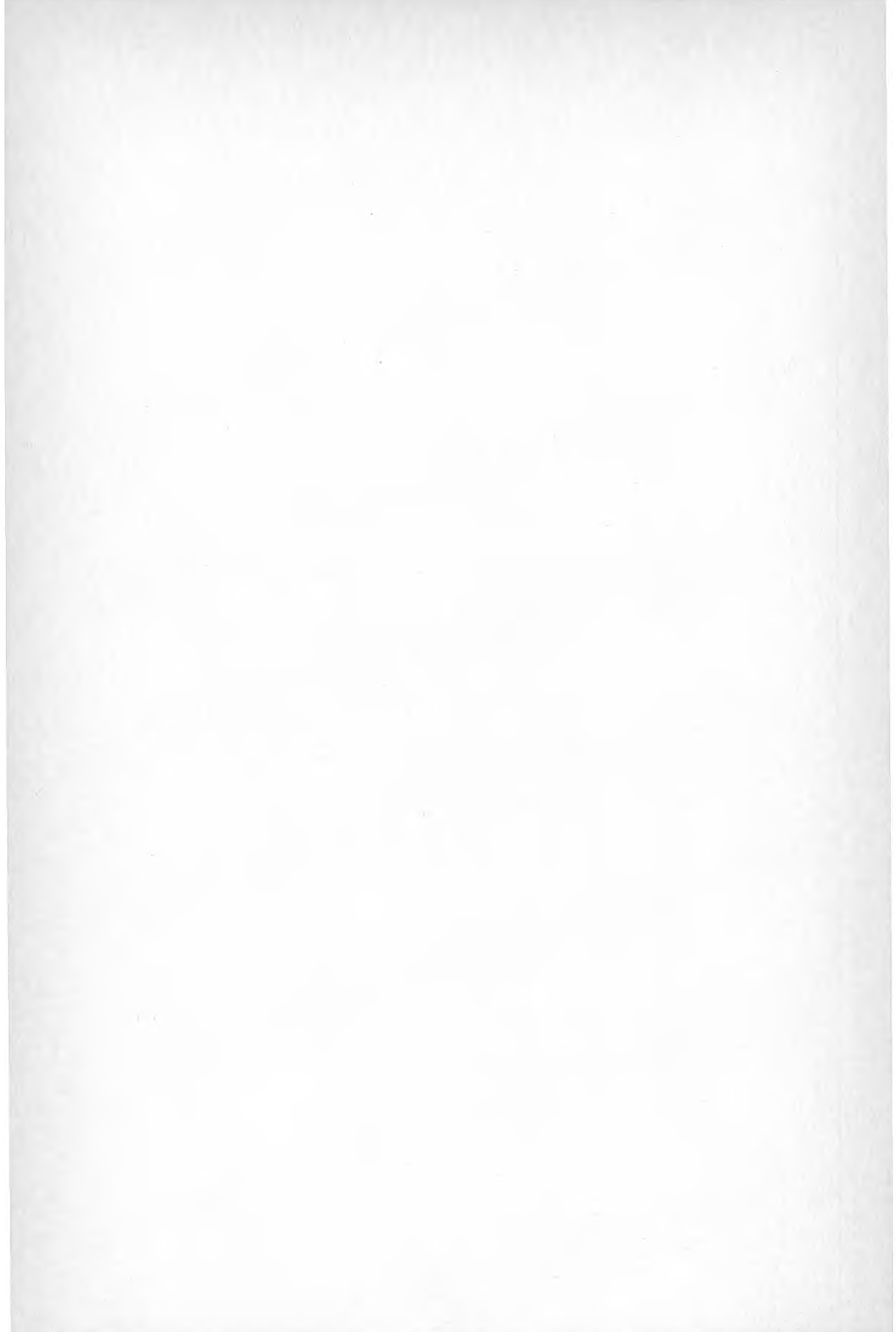
- graden av värmeöverföring från köldmediet till oljan under kompressionen (KKOMPR)
- skruvkompressorers displacement; m<sup>3</sup>/varv (CD)
- "-                   kapacitet; % (KAP)
- "-                   inbyggda tryckförhållande (PIINB)
- växelns utväxlingsförhållande (UTVX)
- växelns verkningsgrad (ETAVX)
- värmväxlarytor (A1-A7)
- värmeövergångstal (K11-K72)
- del av kondensoryta för underkylning; % (UKA)
- specifika värmen

Versionen TK133B är anpassad till en kolvkompressor d v s oljekylaren och överhettaren/underkylaren saknas och har ersatts av tappvattenuppvärmning/underkylning.

Förångnings- samt kondenseringstemperaturer och kompressorers verkningsgrader samt köldmedieflöde anges i indata. Förångar- och kondensatorarea beräknas.

Versionen TK133A skiljer sig från TK133B i följande fall:

- motorprestanda endast vid max kontinuerlig motoreffekt
- utgående lufttemperatur (T22) samt utgående hetvattentemp (T14) anges i indata
- luftflöde (MLU) och radiatorvattenflöde (MRV) beräknas så att T22 resp T14 erhålles
- köldmedieflöde (MF) beräknas så att det matchar max kontinuerlig motoreffekt



## SYSTEMETS UPPBYGGNAD

Den exakta storleken på anläggningen valdes med hänsyn till motorn. Med dagens marknadsbild sjunker specifika kostnaden för dieselmotorer upp till en axeleffekt av ca 200 kW. Ett system baserat på en sådan motor bör få den lägsta specifika kostnaden samtidigt som värmeeffekten ligger väl till med hänsyn till behovet.

En genomgång av bostadsbeståndet i Trollhättan [1] visar att behovet av installerad värmeeffekt i grupper av småhus har en ganska jämn spridning från 50 upp till 1000 kW. För flerfamiljs- hus är motsvarande 500-2000 kW. En producerad värmeeffekt av ca 500 kW bedömdes därför som lämplig för en standardanläggning. För större värmebehov kan flera sådana anläggningar kopplas samman.

Systemet till den föreslagna anläggningen i Fisksätra visas i fig. 2. Det förångade köldmediet, som upptagit värme i förångaren, komprimeras i en lågtrycks- och en högtryckskompressor, vilka drivs av dieselmotorn. Mellan dessa kompressorer har inlagts en genombubblingsmellankylare, vilket höjer värmefaktorn och minskar tryckrörstemperaturen. Jämfört med enstegskompression får man dessutom en kompressionsverkningsgrad, som är så pass hög att värmepumpen fungerar vid alla utetemperaturer.

Ett system med tvåstegskompression har alltså vissa fördelar jämfört med enstegskompression. Detta gäller framför allt om kolvkompressorer används. Med skruvkompressor blir enstegskompressionens nackdelar mindre framträdande. Dessutom är enstegskompression naturligtvis billigare. Därför har både enstegs- och tvåstegskompression undersökts.

Lågtryckskompressorn har reglerbart displacement, vilket medför att man kan få en uteffekt, som matchar maximalt kontinuerlig motoreffekt eller värmebehovet vid alla utetemperaturer. Regleringen blir mera komplicerad än om man enbart styr motorns varvtal. Värmefaktorn blir emellertid högre och vid nyinstallation av värmepumpar kombinerat med värmepanna kan pannans maximala kapacitet hållas lägre.

Från kompressorn går köldmediet in i en kondensor där det kondenseras samtidigt som värme avlämnas till det återcirkulerande radiatorvattnet. Köldmediet passerar därefter genombubblingsmellankylaren, stryps till ett lägre tryck och går tillbaka till förångaren. Förångaren består av ett flänsbatteri genom vilket man blåser ytterluft med hjälp av en fläkt.

Det utmärkande för systemet är att motorn inte bara användes för att driva kompressorn. Den användes också som värmekälla på så sätt att kylvatten och avgaser får avlämna sitt värme till radiatorvattnet. Detta sker i två separata värmeväxlare.

I denna utredning har kolvkompressorer använts. En jämförelse mellan skruv- och kolvkompressor ges nedan.

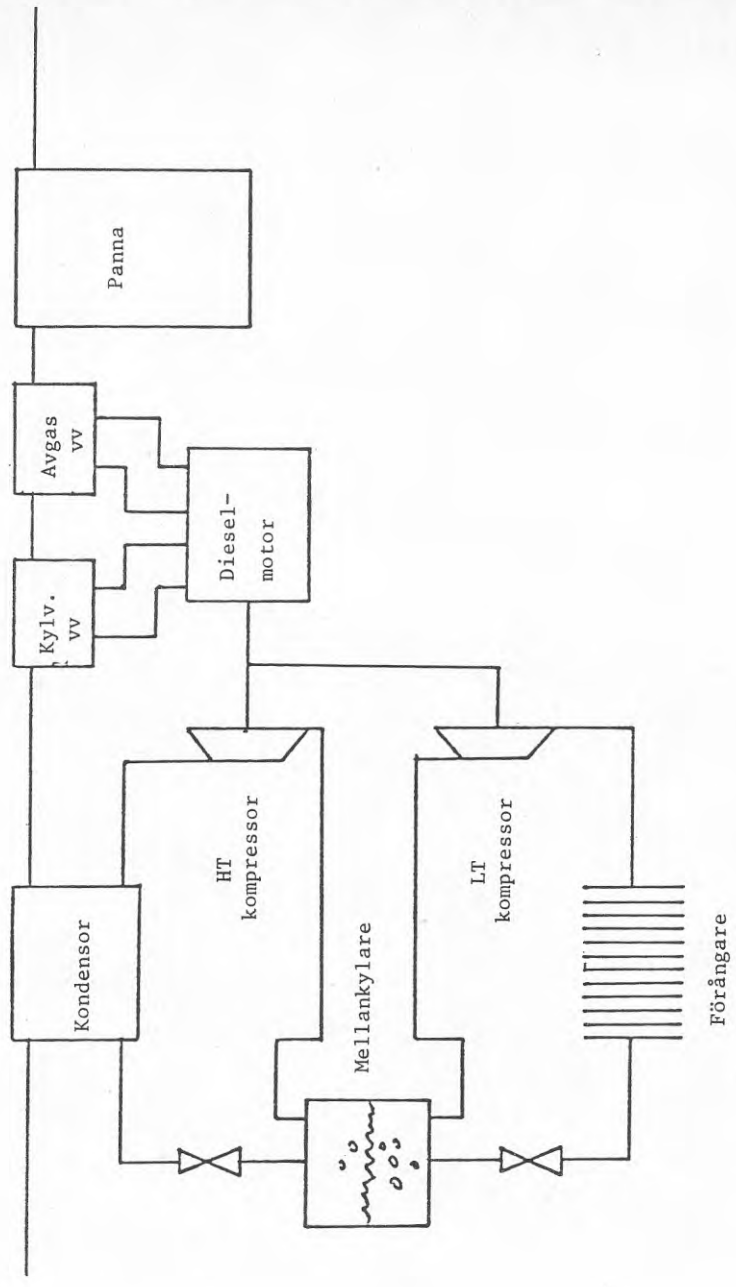


FIG.2. Föreslaget system för Fisksätra



### Skruvkompressor

- har ungefär samma verkningsgrad som kolvkompressor
- måste seriekopplas, skruv - skruv- eller skruv - kolv p g a höga tryckförhållanden
- kräver oljeinsprutning vilket ger en lägre tryckrörstemperatur men kräver en stor oljekylare + oljeavskiljare
- om oljan inte kan hålla ca  $80^{\circ}\text{C}$  - så att radiatorvattnet kan tillgodogöra sig värmen - måste den värma tappvattnet, så att inte värmefaktorn minskas
- kan kapacitetsregleras m h a en reglerslid - bör ge ungefär samma verkningsgrad ner till 40 % av maxkapacitet (kan regleras ner till 10 %)
- har ett inbyggt tryckförhållande där optimal verkningsgrad erhålles
- okänslig för vätskeslag
- vibrationsfri - mindre fundament
- lättare och mera kompakt än kolvkompressor

Kolvkompressorn har valts här därför att den är enklare än skruvkompressorn och kräver mindre kringutrustning. Med en skruvkompressor tillkommer oljekylare, oljepumpar och oljeavskiljare samt en kuggväxel mellan kompressor och motor, se Fig 1.

En lösning har skisserats där en skruv- och kolvkompressor seriekopplas. Skruvkompressorns displacement är 14 lit och kolvkompressorns 4.7 lit.

Man väljer en skruvkompressor med max displacement vid  $t_u = 0^{\circ}\text{C}$ . En skruvkompressor som matchar max kontinuerlig motoreffekt vid  $t_u = -20^{\circ}\text{C}$  skulle kräva ett dubbelt så stort maxdisplacement.

Vid  $t_u = -20 \rightarrow 0^{\circ}\text{C}$  körs motor och skruvkompressor på maxkapacitet (+ värmepanna).

Vid  $t_u = 0 \rightarrow \text{ca } 15^{\circ}\text{C}$  kapacitetsregleras skruvkompressorn samtidigt som varvtalet minskas.

Vid  $t_u > \text{ca } 15^{\circ}\text{C}$  kopplas kolvkompressorn bort och skruvkompressorn kapacitetsregleras (vid lågt motorvarvtal) eller skruvkompressorn kopplas bort och kolvkompressorn regleras med motorvarvtalet.

### Produktion av tappvatten

Tappvatten kan i princip produceras centralt eller i varje hus. Här har vi antagit att produktion sker i varje hus för sig. Det finns här både positiva och negativa faktorer.

- Samma motoreffekt ger lägre uteffekt och alltså lägre värmefaktor. (Man kan inte underkyla köldmediet i samma utsträckning.)
- Kostnader för ca 200 tappvatten - värmväxlare i husen
- + Man får en enklare värmepump; ingen speciell tappvattenkondensator-underkylare, ingen värmväxlare för överföring

av radiatorvattenvärme till tappvatten (vid höga utetemperaturer), en ca 30 % mindre förångare samt en betydligt enklare reglering

+ Man behöver inget extra, isolerat tappvattennät

Man erhåller en "billigare" värmepump samtidigt som erhållen värme minskar och kostnader för värmepanna per kWh erhållen värme är ungefär konstant så "kapitalkostnad + underhåll + renovering" bör vara oförändrad.

Om man ska ha tappvattenvärmning centralt är ett problem, hur man ska hålla en jämn temperatur hos användaren. Om den som bor längst bort i villaområdet vill ha varmvatten på morgonen, kanske han får tömma hela ledningslängden innan en tillräcklig värme erhålles.

Detta kan kanske lösas om tappvattenledningen läggs nära eller i kontakt med radiatorvattenledningen.



## SYSTEMSTUDIER

Ävsikten med denna rapport är att undersöka möjligheten av att tillgodose en viss del av uppvärmningsbehovet i Fisksätraområdet i Stockholm (ca 3000 hushåll) med värme från dieselvärme-pumpar.

Det maximala värmebehovet är 17,7 MW vid  $-18^{\circ}\text{C}$  och en dieselvärme-pump kan maximalt ge ca 0,7 MW vid samma temperatur så det optimala antalet dieselvärme-pumpar kommer att ligga mellan 0 och 25 st.

Vid den ekonomiska optimeringen har vi utgått från två fall:

- fall A: hela hetvattencentralen byts ut och ersätts med ny värme-panna + dieselvärme-pumpar.  
Kostnaderna jämförs med kostnaderna för en ny värme-panna.
- fall B: dieselvärme-pumparna sätts in i en fungerande hetvat-tencentral (fungerande värme-panna som inte behöver bytas ut).  
De minskande oljekostnaderna får betala de fasta kostnaderna för dieselvärme-pumparna.

Även dieselvärme-pumparna har undersökts i två aspekter:

fall 1: billig värme-pump - låg värmefaktor

fall 2: dyr värme-pump - hög värmefaktor

Rapporten behandlar huvudsakligen dieselvärme-pumpar med luft som värmekälla men berör även fallet med vattenånga som värme-källa. Vattenånga fås vid en process där vatten sprutas in i en "vakuumklocka" och där bildar vattenånga + is vid  $-3^{\circ}\text{C}$ . Vattenångan komprimeras till  $+3^{\circ}\text{C}$  (kondensationstemp) och kondenseras i värmepumpens förångare.

## LUFTTEMPERATURER

Utetemperaturens variation är av största betydelse eftersom dels värmebehovet ökar dels dieselvärme-pumparnas värmefaktor minskar med minskande utetemperatur (värmepumparnas värmekälla är luft).

Nedanstående temperatursamband och parametrar har använts i denna rapport:

1. Utetemperaturens varaktighetsdiagram där årets normaltemperatur antas vara ett medelvärde mellan Stockholm och Bromma flygplats ( $= 6,5^{\circ}\text{C}$ ) fås ur VVS-handboken.
2. Utetemperaturens frekvensfunktion;  $f$  fås genom derivering av varaktighetsdiagrammet.
3. Vid dimensioneringstemperaturen har värmeanläggningen sin maximala effekt:

$$t_{\text{dim}} = -18^{\circ}\text{C}$$

4. Designtemperaturen;  $t_{des}$  är den lägsta utetemperatur där dieselvärme pumparna ensamma klarar hela värmebehovet.

#### DIESELVÄRMEPUMP

1. Dieselmotor: TF120; 196 kW vid 2000 rpm
2. Värmekälla: luft
3. Köldmedium: F12
4. Kolvkompressorer med verkningsgrader beräknade m h a "Kylteknik för processtekniker" (Granryd m fl).
5. Kondenseringstemp = kondensorns utgående vatten-temperatur + 10°C vid  
 Underkylning till ingående hetvattentemp + 3°C ute-  
 Förångningstemp = utgående lufttemp - 5°C temp  
 Luftens temperatur sänkes 5°C i förångaren 0°C

Vid övriga lufttemperaturer räknas med samma luftflöde genom förångaren och samma värmeväxlarareor.

Två konfigurationer har undersökts, ett billigare utförande (enstegskompression) med lägre värmefaktor och ett dyrare (2-stegskompression) med högre värmefaktor.

#### Fall 1, enstegskompression

I det första fallet tänker vi oss det enklaste tänkbara utförandet. Enstegskompressionen innebär en mycket dålig kompressionsgrad vid låga förångningstemperaturer vilket medför höga tryckrörstemperaturer. Man måste alltså stänga av värmepumpen vid utetemperaturer  $< 10^{\circ}\text{C}$  för att inte överskrida tryckrörstemperaturen  $\sim 150^{\circ}\text{C}$ . Vid högre temp sonderdelas köldmediet och smörjoljan (och troligtvis kompressorn).

I fall 1 antar vi att vi har en kompressor som kräver max kont motoreffekt vid  $t_u \approx 0^{\circ}\text{C}$ . Vid lägre  $t_u$  får man då en uteffekt som underskrider det maximalt uttagbara (som motsvarar max kont motoreffekt) och vid högre  $t_u$  är man tvungen att minska motorvarvtalet för att inte överskrida max kont motoreffekt, se Fig 3.

Regleringen skulle alltså kunna inskränka sig till en  $t_u$ -styrning (ev förångartemp-styrning) av varvtalet samt in-/urkoppling av motorer så att rätt värmemängd levereras.

#### Fall 2, tvåstegskompression

I det andra fallet har anläggningen försetts med tvåstegskompression och genombubblingsmellankylare (GBMK) vilket höjer kompressionsverkningsgraden så att värmepumpen fungerar vid alla utetemperaturer. Den höjda verkningsgraden samt GBMK:n höjer dessutom värmefaktorn.

I fall 2 antar vi att vi har en lågtryckskompressor med reglerbart displacement vilket medför att man kan få en uteffekt som matchar max kont motoreffekt eller värmebehovet vid alla  $t_u$ .

Regleringen blir mer komplicerad men man får en värmepump med högre värmefaktor och vid nyinstallation av värmepumpar + värmepanna kan värme pannans maxkapacitet minskas.

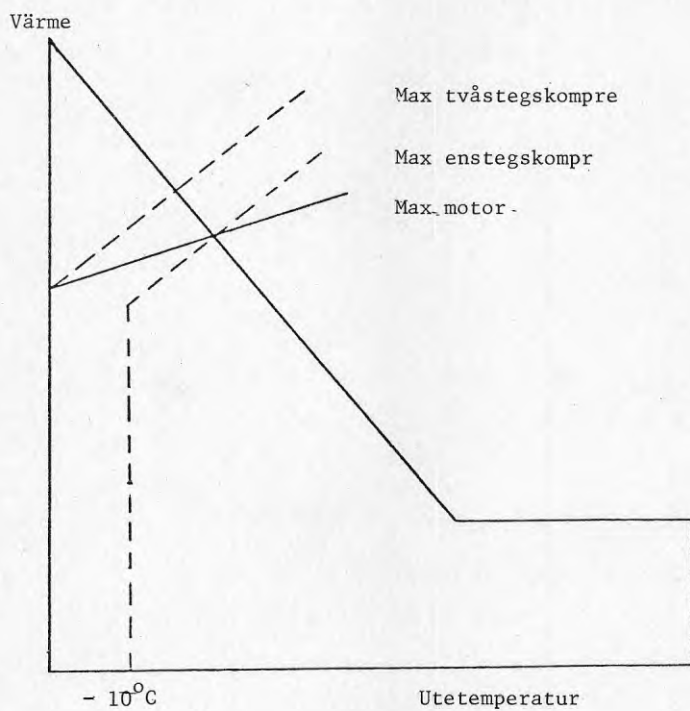


FIG.3. Matchning av motor och kompressor

### Dieselvärmepumpens uteffekt

För att underlätta beräkningarna har de hetvattentemperaturer som motsvarar ca 10 dieselvärmepumpar använts (se Fig 4) vilket bör vara en godtagbar approximation.

Dieselvärmepumpens uteffekt och värmefaktor har beräknats m h a dataprogrammet TK133A och kan ses sfa utetemperaturen,  $t_u$  i Fig 5 och 6.

Avfrostningen simuleras genom att uteffekt och värmefaktor minskas med 4 % vid  $t_u \leq 5^\circ\text{C}$ .

I Fig 7 och 8 kan man se hur effektbehovet delvis täcks av 1 till 13 dieselvärmepumpar i fall 1 och 2.

De lägsta hetvattentemperaturer som för närvarande kan erhållas framgår av Fig 4. Utgående hetvattentemp =  $105^\circ\text{C}$  och ingående hetvattentemp =  $60^\circ\text{C}$  vid dimensioneringstemperaturen  $-18^\circ\text{C}$ . När  $t_u \geq 5^\circ\text{C}$  är förhållandet  $57^\circ/38^\circ$ .

Värmepannans maxeffekt;  $Q_p$  motsvarar värmebehovet vid dimensioneringstemperaturen när man använder dieselvärmepumpar enl fall 1.

$$Q_p = Q_{\text{BEHOV}} (t_u = -18^\circ\text{C}) = 17,7 \text{ MW}$$

I fall 2 erhåller man:

$$Q_p = Q_{\text{BEHOV}} (t_u = -18^\circ\text{C}) - n \times Q_{\text{VP}} (t_u = -18^\circ\text{C})$$

där  $n$  = antalet dieselvärmepumpar och  $Q_{\text{VP}} (t_u = -18^\circ\text{C}) = 0,668 \text{ MW}$ .

### ÅRLIGT VÄRMEBEHOV

Vid beräkningarna används:

1. Dieselvärmepumpens uteffekt

$$Q_{\text{VP}} \text{ sfa } t_u \text{ enl Fig 5}$$

2. Dieselvärmepumpens totala värmefaktor

$$\epsilon_{\text{VP}} \text{ sfa } t_u \text{ enl Fig 6}$$

3. Totalt värmebehov,  $Q_{\text{BEHOV}}$  sfa  $t_u$  enl Fig 9

4. Utetemperaturens frekvensdiagram

5. Värmepannans värmefaktor;  $\epsilon_p = 0,9$

6. Designtemperaturen:  $t_{\text{des}}$  = den utetemperatur där

$$Q_{\text{BEHOV}} = n \times Q_{\text{VP}}; \quad n = \text{antalet dieselvärmepumpar.}$$

Det årliga värmeenergiebehovet är identiskt med ytan under kurvan  $f \times Q_{\text{BEHOV}}$  sfa  $t_u$  och i Fig 10 och 11 ser man att detta behov är störst vid  $t_u = -4^\circ\text{C}$ . Man ser också att 13 dieselvärmepumpar täcker energibehovet mycket bättre än de täckte effektbehovet (i

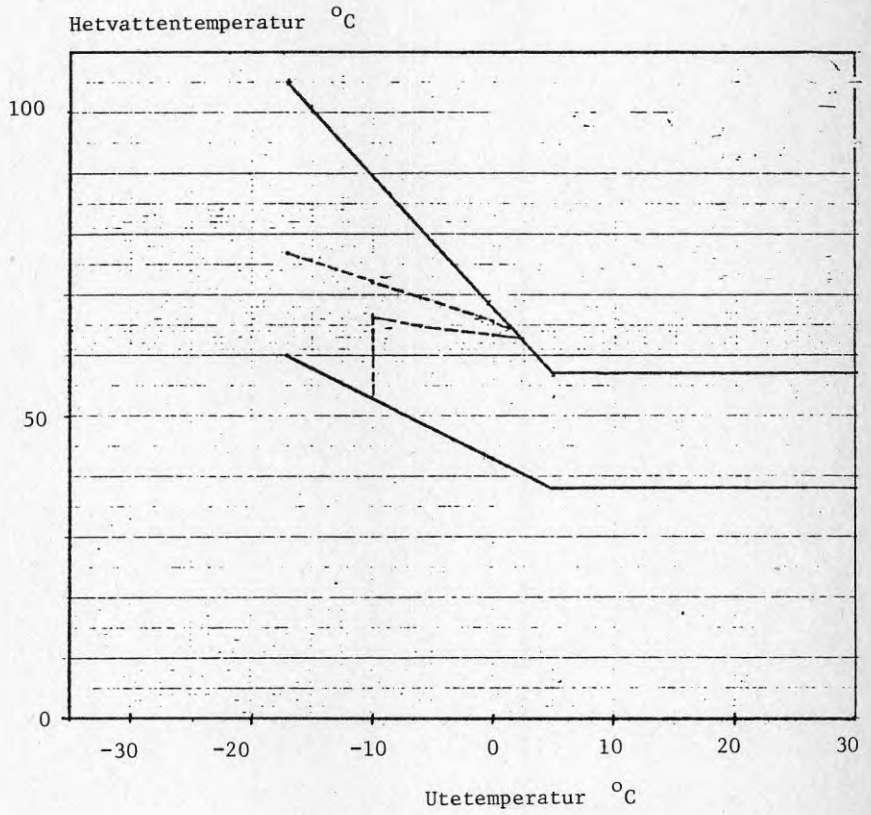


FIG.4. Hetvattentemperatur

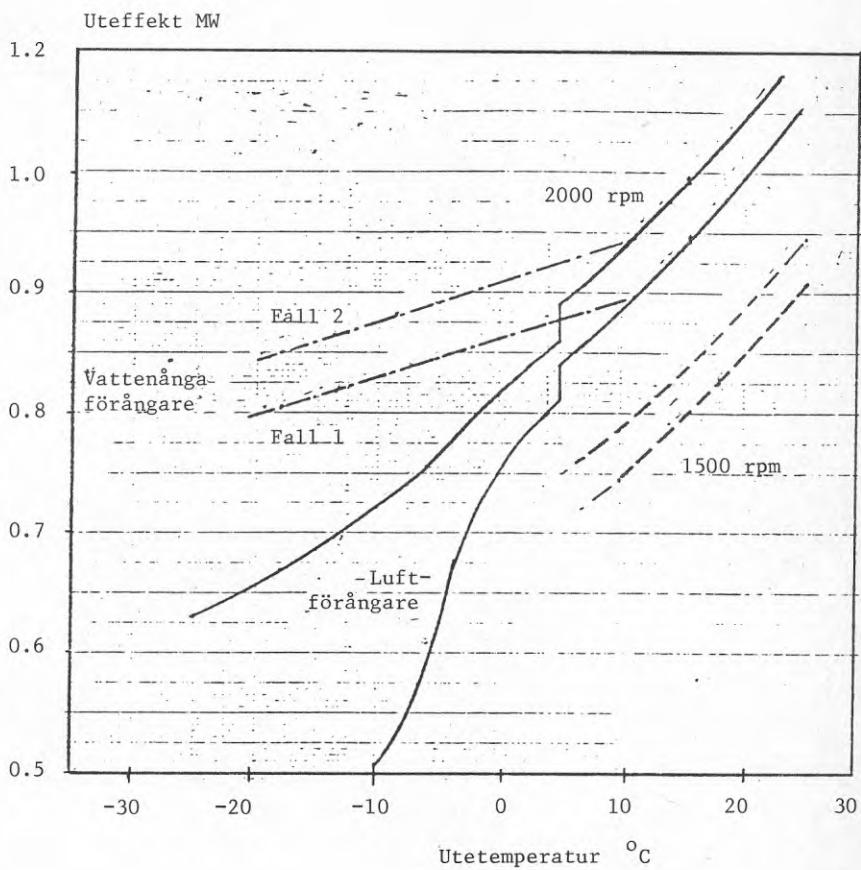


FIG.5. Dieselvärmepumpens uteffekt



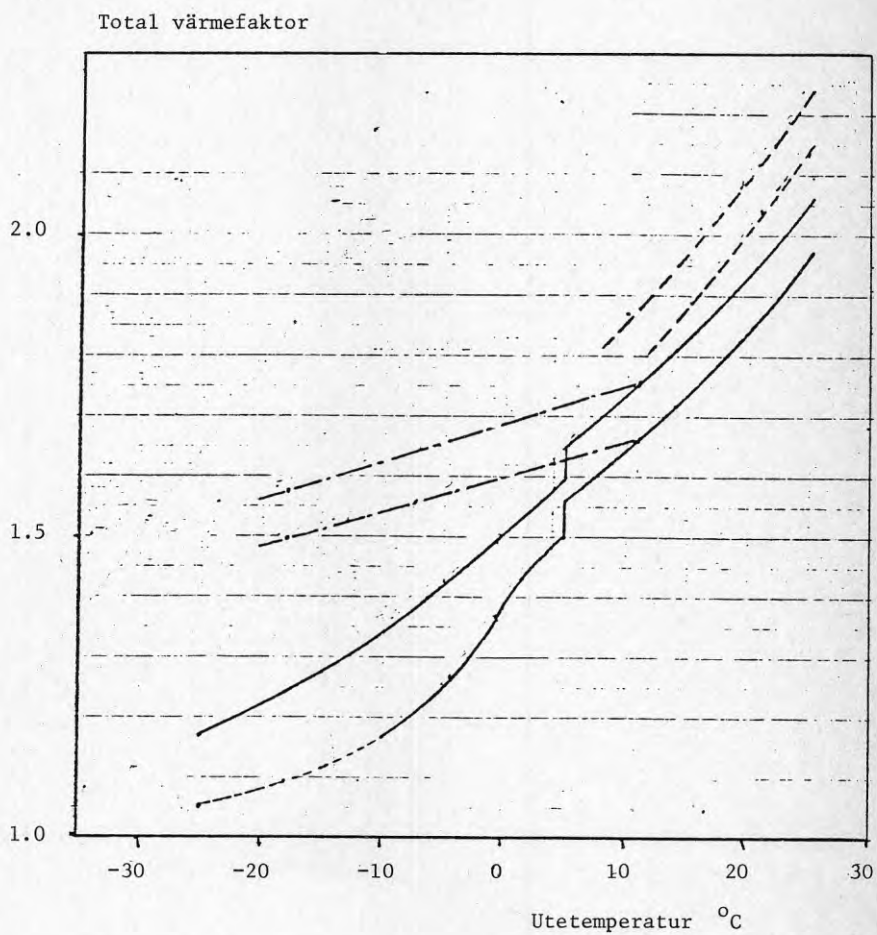


FIG.6. Dieselvärmepumpens totala värmefaktor

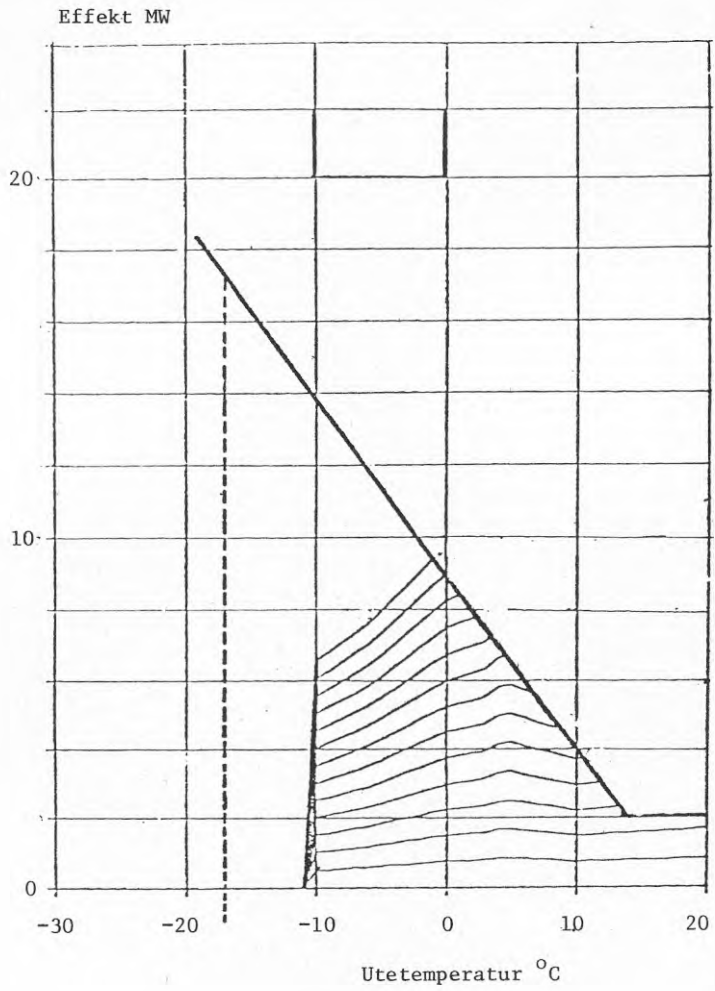


FIG.7. Täckning av effektbehovet Fall 1.



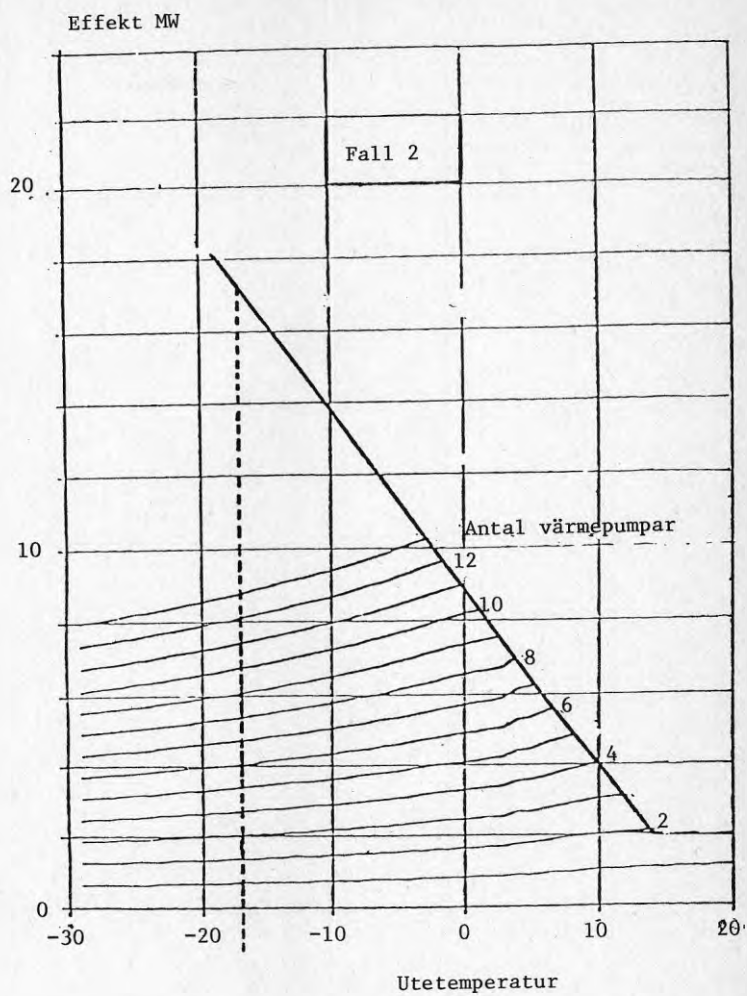


FIG.8. Täckning av effektbehovet Fall 2

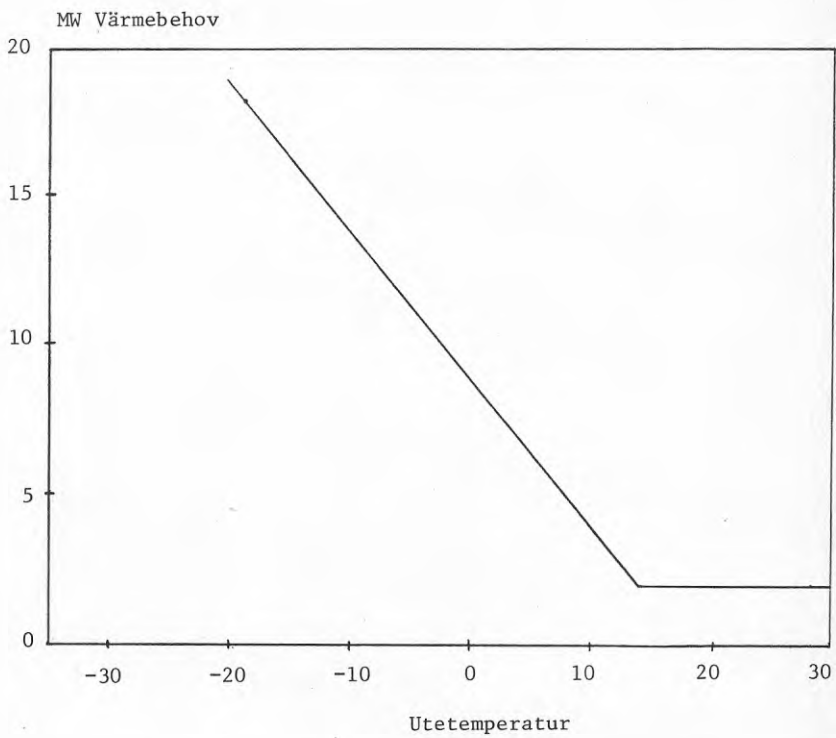


FIG.9. Totalt värmebehov vid olika utetemperaturer

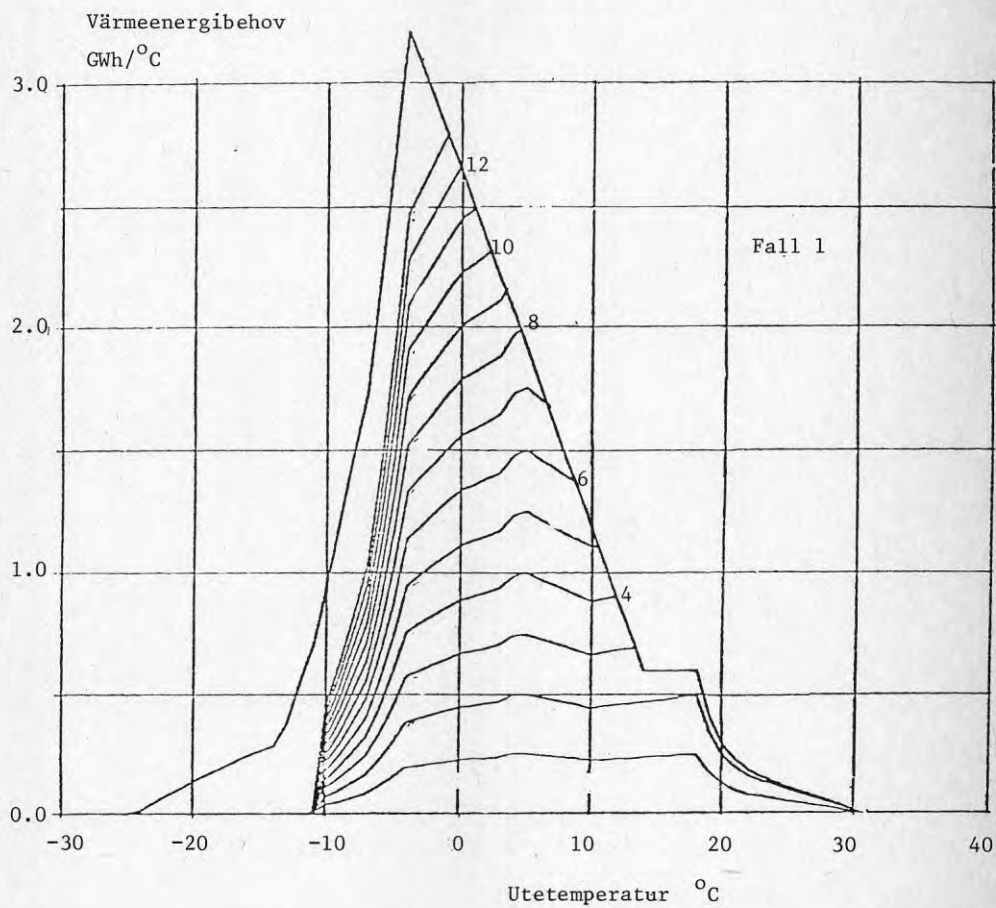


FIG.10. Täckning av det årliga värmeenergibehovet Fall 1.

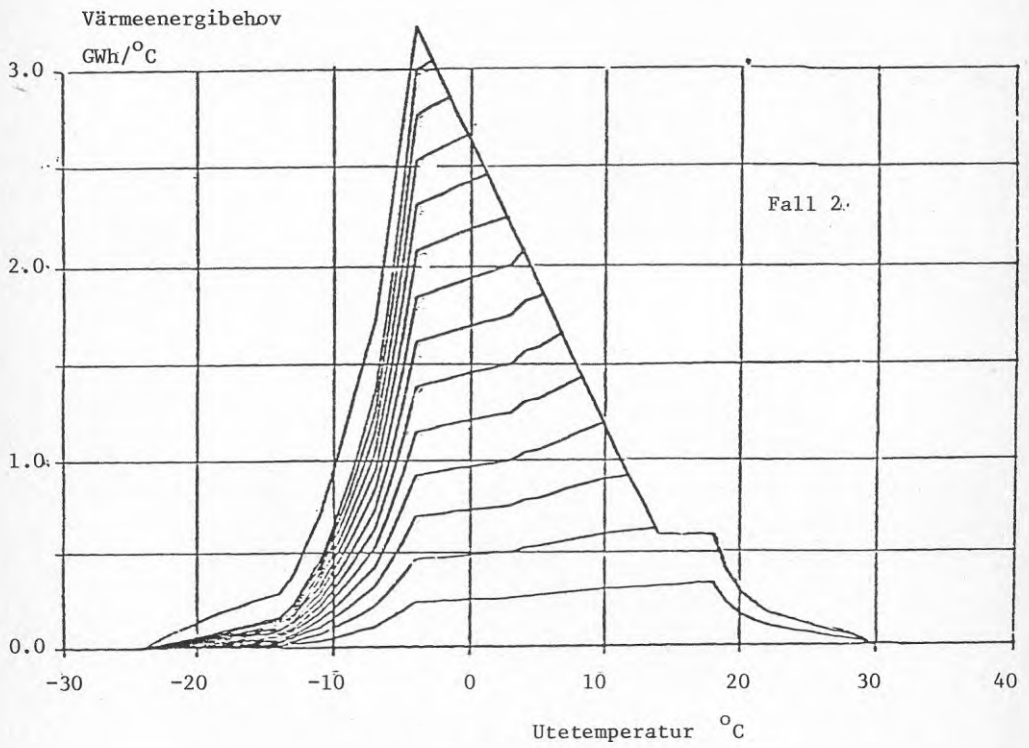


FIG.11. Täckning av det årliga värmeenergibehovet Fall 2

Fig 7 och 8). Man får:

$$\text{totalt årligt värmeenergibehov } E_{\text{år}} = \int_{t_u = -24^{\circ}\text{C}}^{t_u = 31^{\circ}\text{C}} f \times Q_{\text{BEHOV}} \quad (\text{MWh/år})$$

$$\text{totalt årligt oljeenergibehov för enbart värmepanna } E_p = \int_{t_u = -24^{\circ}\text{C}}^{t_u = 31^{\circ}\text{C}} \frac{f \times Q_{\text{BEHOV}}}{p} dt_u \quad (\text{MWh/år})$$

$$\text{motsvarande för enbart värmepump } E_{vp} = \int_{t_u = -24^{\circ}\text{C}}^{t_u = 31^{\circ}\text{C}} \frac{f \times Q_{\text{BEHOV}}}{vp} dt_u \quad (\text{MWh/år})$$

Integrering ger Fisksättras årliga värmeenergibehov:

$E_{\text{år}} = 54 \times 10^3$  MWh vilket motsvarar oljeenergibehovet för enbart värmepanna;  $E_p = 60 \times 10^3$  MWh och för enbart värmepump (fall 2);  $E_{vp} = 35 \times 10^3$  MWh.

Detta visar att det är teoretiskt möjligt att spara 42 % av oljebehovet i Fisksättraområdet om hela värmeenergibehovet tillgodoses med dieselvärmepumpar.

Att detta är ekonomiskt sett omöjligt framgår av kostnadsutredningen längre fram.

Oljeenergibehovet för kombinationen av värmepanna och dieselvärmepump blir:

fall 1:  $E_1 = E_{1p} + E_{1vp}$  där

$$\text{värmepannans oljeenergibehov } E_{1p} = \int_{t_u = -24^{\circ}\text{C}}^{t_u = -10^{\circ}\text{C}} \frac{f \times Q_{\text{BEHOV}}}{p} dt_u +$$

$$+ \int_{t_u = -10^{\circ}\text{C}}^{t_u = t_{\text{des}}} \frac{f \times (Q_{\text{BEHOV}} - n \times Q_{\text{vp}})}{vp} dt_u \quad (\text{MWh/år})$$

dieselvärme-  
pumparnas  
oljeenergibehov

$$E_{1vp} = \int_{t_u = -10^{\circ}\text{C}}^{t_u = t_{\text{des}}} \frac{f \times n \times Q_{\text{vp}}}{vp} dt_u +$$

$$+ \int_{t_u = t_{\text{des}}}^{t_u = 31^{\circ}\text{C}} \frac{f \times Q_{\text{BEHOV}}}{vp} dt_u \quad (\text{MWh/år})$$

fall 2:  $E_2 = E_{2p} + E_{2vp}$  där

värme pannans  
oljeenergibehov

$$E_{2p} = \int_{t_u = -24^{\circ}\text{C}}^{t_u = t_{\text{des}}} \frac{f \times (Q_{\text{BEHOV}} - n \times Q_{\text{vp}})}{p} dt_u$$

dieselvärme-  
pumparnas  
oljeenergibehov

$$E_{2vp} = \int_{t_u = -24^{\circ}\text{C}}^{t_u = t_{\text{des}}} \frac{f \times n \times Q_{\text{vp}}}{vp} dt_u +$$

$$\int_{t_u = t_{\text{des}}}^{t_u = 31^{\circ}\text{C}} \frac{f \times Q_{\text{BEHOV}}}{vp} dt_u \quad (\text{MWh/år})$$

Integrering ger  $E_1$  och  $E_2$  sfa antalet dieselvärme pumpar, se Fig 12.

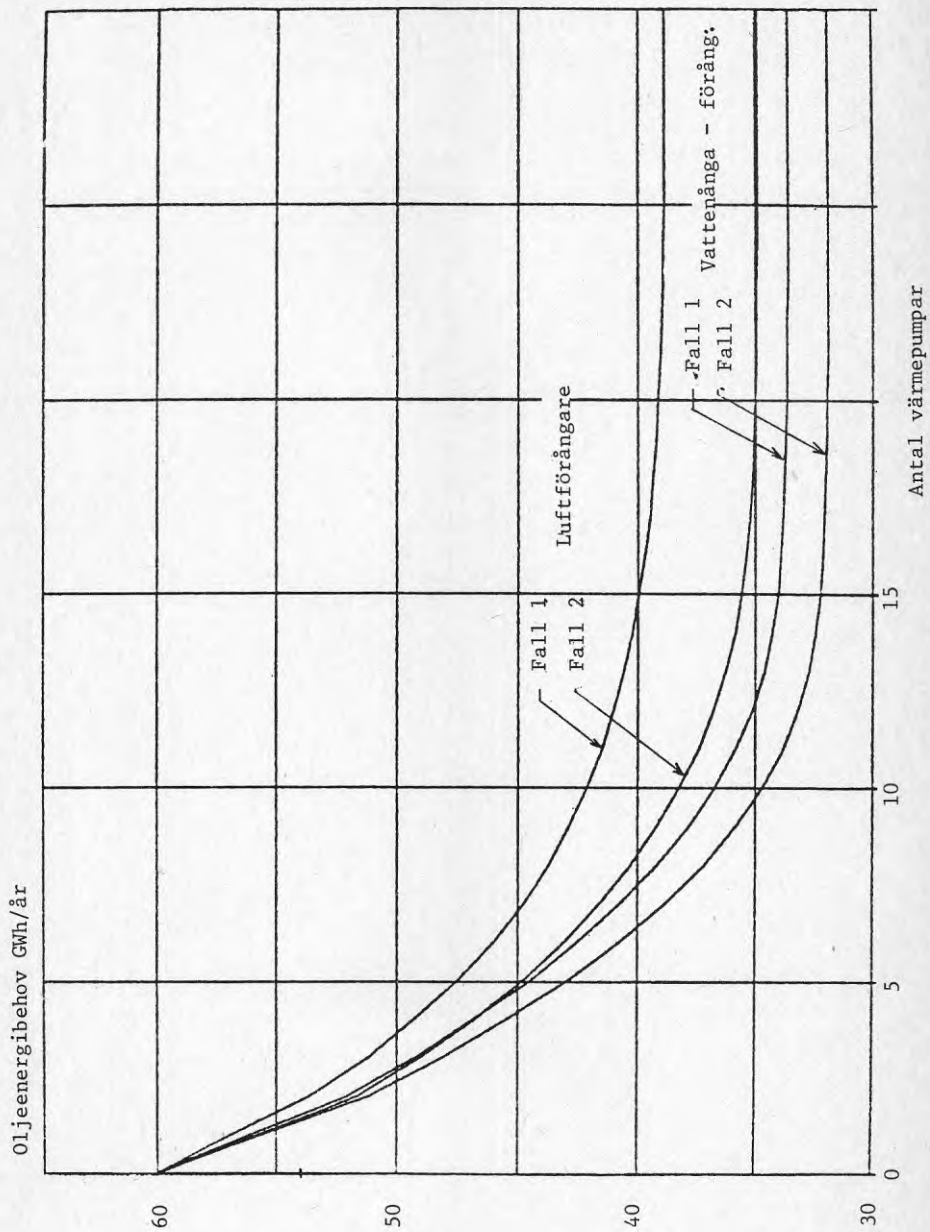


FIG.12. Oljeenergibehov för Fisksätra vid olika antal värmepumpar

## OLJA

I hetvattencentraler av Fisksättras storlek används företrädesvis lågsvavlig tjockolja, typ 4 (EO4LS). Dieselmotorn går på dieselolja.

De olika oljornas egenskaper och priser framgår av tabell 1 nedan (Hedéns, Lidköping jan 1979).

Tab 1 Olja

typ	densitet $\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	värmevärde H, kJ/kg	bruttopris jan 1979	
			P olja, kr/m <sup>3</sup>	kr/MWh
dieselolja	830	42600	716	73,0
eldn.olja 1 (EO1)	830	42600	691	70,4
eldn.olja 4 (EO4LS)	930	40500	568	54,3

Till bruttopriset kommer ortstillägg samt en viss rabatt så det slutgiltiga priset kan vara 10 % lägre. I oljekostnadsberäkningarna har dock oljepriset satts lika med januari månads bruttopris eftersom oljepriset stiger och 1979 års medelvärde troligtvis är ca 10 % högre än vad som angetts i tabell 1.

Årliga oljekostnader

De årliga oljekostnaderna fås ur ekv

$$K_{\text{olja}} = \frac{E \times P_{\text{olja}} \times 3600}{\rho \times H \times 10^6} \quad (\text{milj kr/år})$$

där E = årliga oljeenergibehovet i fallet "enbart panna", fall 1 och fall 2

( $E_p$ ,  $E_{1p}$ ,  $E_{1vp}$ ,  $E_{2p}$  och  $E_{2vp}$ , se tidigare)

med övriga parametrar enl tab 1 och med insatta värden erhålles:

$$\text{enbart} \quad K_{\text{olja}} = 54,3 \times 10^{-6} \times E_p \quad (\text{milj kr/år})$$

$$\text{fall 1} \quad K_{\text{olja}} = (54,3 \times 10^{-6} \times E_{1p}) + (73,0 \times 10^{-6} \times E_{1vp})$$

(milj kr/år)

$$\text{fall 2} \quad K_{\text{olja}} = (54,3 \times 10^{-6} \times E_{2p}) + (73,0 \times 10^{-6} \times E_{2vp})$$

(milj kr/år)

I Fig.13 kan man se oljekostnader sfa antalet dieselvärmepumpar.



## ÅRLIGA KOSTNADER

Med fasta kostnader menas här alla kostnader för en hetvatten-central utom oljekostnaderna.

Kostnader för hetvattencentral (värmepanna);  $k_{\text{panna}}$

Denna fasta kostnad inräknas i fall A där värmepannans storlek påverkar hetvattencentralens totala årskostnad.

Kostnader för nyinstallation av värmepanna tas från "Byggnad, byggnadsdelar och inre försörjningssystem" Folke Petersson, Byggeforskningen 1978.

$$\text{kapitalkostnad} = A \times B_k \times 0,67 \times Q_p^{0,65} \quad (\text{milj kr/år})$$

$$\text{underhållskostnad} = \frac{B_p + B_k}{2} \times 0,01 \times 0,67 \times Q_p^{0,65} \quad (\text{milj kr/år})$$

$$\text{personalkostnad} = B_p (0,045 + 0,03 \times \sqrt{Q_p}) \quad (\text{milj kr/år})$$

$$\text{driftskostnad} = \frac{B_p + B_k}{2} (0,01 + 0,00005 Q_p) \quad (\text{milj kr/år})$$

där  $A = 0,1$  = annuitet, medelvärde för panncentralen (8 % ränta samt livslängder mellan 15 och 50 år för olika delar)

$B_k = 1,31$  = uppskrivning av kostnader för hus, pannor, VVS etc 1976 - 1979 (extrapolerat industriprisindex)

$B_p = 1,33$  = uppskrivning av lönekostnader 1976 - 1979 (extrapolerat arbetskostnadsindex)

$Q_p$  = värmepannans maxeffekt (MW) enl avsnitt 6

Med insatta värden fås

$$k_{\text{panna}} = 0,0966 Q_p^{0,65} + 0,0399 \sqrt{Q_p} + 0,000066 Q_p + 0,0731$$

och med värden på  $Q_p$  enligt ovan

$$\text{fall 1: } k_{\text{panna}} = 0,8676 \quad (\text{milj kr/år})$$

$$\begin{aligned} \text{fall 2: } k_{\text{panna}} &= 0,0966 (17,7 - 0,668 \times n)^{0,65} + \\ &+ 0,0399 \sqrt{17,7 - 0,668 \times n} + \\ &+ 0,000066 (17,7 - 0,668 \times n) + \\ &+ 0,731 \quad (\text{milj kr/år}) \end{aligned}$$

Kostnader för dieselmotor,  $k_{\text{diesel}}$

Kostnader för underhåll och inköp av dieselmotor tas från Volvo Penta.

$$k_{\text{diesel}} = n \times (P_{\text{diesel}} + P_{\text{vv}}) \times A + P_{\text{underh}} \times 10^{-6} \quad (\text{milj kr/år})$$

där n = antal dieselvärmeappar

$$P_{\text{diesel}} = 60000 \text{ kr} = \text{inköpskostnad för TD120} \\ (1979, 56000 \text{ kr} + \text{diverse})$$

$$P_{\text{underh}} = 12000 \text{ kr/år} = \text{underhållskostnad. En dieselmotor går} \\ \text{ca 20000 tim (2,3 år) och renoveras sedan för} \\ 25000 \text{ kr (utbytesmotor). Den renoverade motorn för-} \\ \text{väntas gå lika länge som originalmotorn vilket ger} \\ \text{årskostnaden 11000 kr. För diverse underhåll (filter-} \\ \text{byte o d) tillkommer 1000 kr.}$$

$$P_{\text{vv}} = 15000 \text{ kr} = \text{inköpskostnad för avgas- och kylvatten-} \\ \text{värmeväxlare}$$

A = 0,1 = annuitet för grundinvesteringen

Med insatta värden fås

$$\text{fall 1, 2} \quad k_{\text{diesel}} = 0,0195 \times n \quad (\text{milj kr/år})$$

dieselmotorerna antas ha ungefär samma gångtid i fall 1 och 2.

Kostnader för värmepumpdel,  $k_{\text{vp}}$

$$k_{\text{vp}} = n \times B \times (P_{\text{vp}} \times A + P_{\text{underh vp}}) \times 10^{-6} \quad (\text{milj kr/år})$$

där  $P_{\text{vp}}$  = inköpskostnad, värmepumpdel

$P_{\text{underh vp}}$  = underhållskostnad, värmepumpdel

B = 1,19 = uppskrivning av kostnader, 1977 - 1979.  
Extrapolerat industripris- och arbets-  
kostnadsindex

A = 0,1 = annuitet för grundinvesteringen, lika för fall 1 och  
2. Skillnad i belastning, uttagbar gångtid o s v  
täcks av skillnad i underhållskostnad.

Kostnaderna för värmepumpdelen i Ref. 1 bör gälla även för fall 1  
i denna rapport (d v s enstegskompression). I fall 2 bör dock  
inköpskostnaden ökas med 50000 kr för en extra kompressor med reg-  
lerutrustning samt 10000 för de ökande värmeväxlarytor som den  
ökande uteffekten kräver. Detta ger i 1977 års priser:

$$\text{fall 1: } P_{\text{vp}} = 300000 \text{ kr}$$

$$\text{fall 2: } P_{\text{vp}} = 300000 + 50000 + 10000 = 360000 \text{ kr}$$

I fall 2 ökas underhållskostnaden av att man får en utökad, mera  
komplicerad anläggning och minskas av att kompressorerna arbetar  
under lindrigare förhållanden (lägre tryckrörstemp och lägre  
tryckförhållanden). Den sammanlagda effekten är troligtvis en  
liten ökning av underhållskostnaden. Detta ger i 1977 års priser:

$$\text{fall 1: } P_{\text{underh, vp}} = 50000 \text{ kr/år}$$

$$\text{fall 2: } P_{\text{underh, vp}} = 50000 + 5000 = 55000 \text{ kr/år}$$

Med insatta värden fås

$$\text{fall 1: } k_{\text{vp}} = 0,0952 \times n \quad (\text{milj kr/år})$$

$$\text{fall 2: } k_{\text{vp}} = 0,1083 \times n \quad (\text{milj kr/år})$$

Årliga totala kostnader vid nyinstallation av värmepanna + dieselvärmepumpar (fall A)

I det här fallet tänker vi oss att hetvattencentralen helt skall förnyas. Man kan då dra nytta av att dieselvärmepumpen i fall 2 fungerar vid alla utetemperaturer vilket medför att en mindre värmepanna kan väljas.

De fasta kostnaderna blir:

$$K_{\text{fk}} = k_{\text{panna}} + k_{\text{diesel}} + k_{\text{vp}}$$

och med insatta värden

$$\text{fall 1: } K_{\text{fk}} = 0,8676 + 0,0195 \times n + 0,0952 \times n \quad (\text{milj kr/år})$$

$$\begin{aligned} \text{fall 2: } K_{\text{fk}} &= 0,0966 (17,7 - 0,668 \times n)^{0,65} + \\ &+ 0,0399 \sqrt{17,7 - 0,668 \times n} + 66 \times 10^{-6} \times \\ &\times (17,7 - 0,668 \times n) + 0,0731 + 0,0195 \times n + \\ &+ 0,1083 \times n \quad (\text{milj kr/år}) \end{aligned}$$

Med oljekostnader enligt ovan fås totalt:

$$k_{\text{tot}} = K_{\text{olja}} + K_{\text{fk}} \quad (\text{milj kr/år})$$

Beräkning av ekv ovan visar att dieselvärmepumpar kostnadsmässigt endast kan ge mycket marginella vinster (se Fig. 13).

Vid nyinstallation av värmepanna + dieselvärmepumpar enl fall 1 blir den årliga totalkostnaden större än för enbart värmepanna. I fall 2 ger 2 dieselvärmepumpar 1,7 % minskad årlig totalkostnad medan 4 dieselvärmepumpar ger samma kostnad som för enbart värmepanna.

2 dieselvärmepumpar enl fall 2 minskar oljeenergibehovet med 14,0 % medan 4 stycken ger minskningen 22,1 %.

Årlig total kostnadsändring vid installation av dieselvärmepumpar i en fungerande hetvattencentral (fall B)

Här tänker vi oss att värmepannan inte behöver bytas ut. Dieselvärmepumparna skall då betala sig själva genom att en minskad oljekostnad täcker dieselvärmepumparnas fasta kostnader.

Ökningen av de årliga fasta kostnaderna blir då

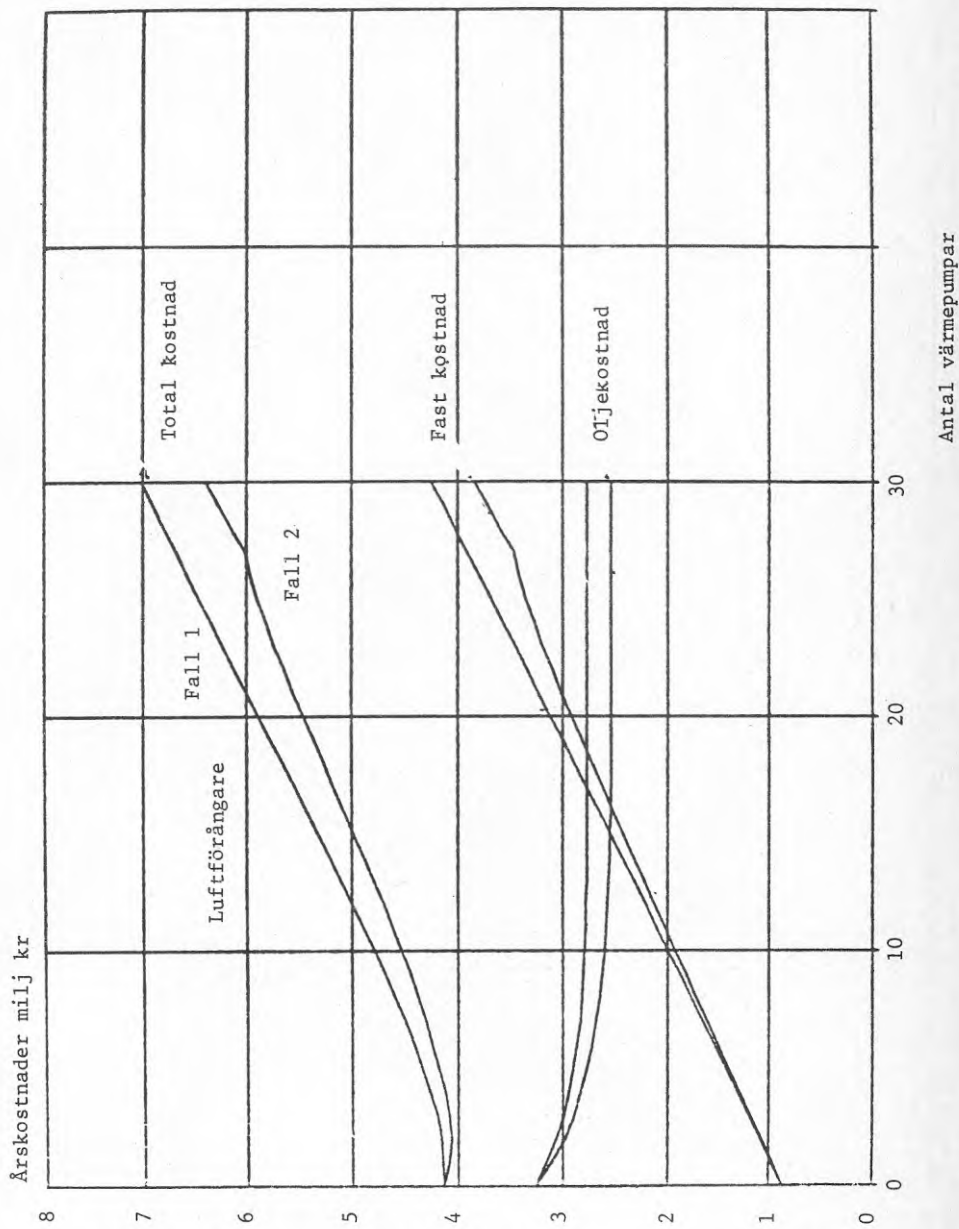


FIG.13. Årskostnader för Fisksätra vid olika antal värmepumpar

$$K_{fk} = k_{diesel} + k_{vp} = \begin{cases} 0,0195 \times n + 0,0952 \times n & \text{i fall 1} \\ 0,0195 \times n + 0,1083 \times n & \text{i fall 2} \end{cases}$$

och minskningen av oljekostnaderna

$$K_{olja} = \begin{cases} 54,3 \times 10^{-6} (E_{1p} - E_p) + 73,0 \times 10^{-6} \times E_{1vp} & \text{i fall 1} \\ 54,3 \times 10^{-6} (E_{2p} - E_p) + 73,0 \times 10^{-6} \times E_{2vp} & \text{i fall 2} \end{cases}$$

Den totala kostnadsändringen blir alltså

$$K_{tot} = K_{fk} + K_{olja}$$

Beräkningen av ekv ovan visar att installation av 2 dieselvärmpumpar enligt fall 2 ger den minsta årskostnaden  $d$  v s den mycket marginella vinsten 33000 kr/år (0,7 % av årskostnad för hetvattencentral med enbart värmepanna). Oljeenergibesparingen blir som förut 14 %.

4 dieselvärmpumpar ger förlusten 73600 kr/år (1,8 %) och oljeenergibesparingen 22,1 %.

#### Vattenånga - förångare

Här tänker vi oss att vattenånga ersätter luft som värmekälla i dieselvärmpumpens förångare enligt en idé av Tor Wadmark, Skånska Cement.

Med vattenånga som värmekälla kringgår man avfrostningsproblemet.

Vattenångan erhålles vid en process där vatten sprutas in i en "vakuumklocka" och där bildar vattenånga + is vid  $-3^{\circ}\text{C}$ . Denna vattenånga komprimeras till kondensationstemperaturen  $+3^{\circ}\text{C}$  och kondenseras i dieselvärmpumpens förångare. För att undgå isbildning krävs en förångartemperatur på ca  $+1^{\circ}\text{C}$ .

Kondensation av vattenånga ger betydligt bättre värmeövergångstal än nedkylning av luft men p g a den låga temperaturdifferensen ( $2^{\circ}\text{C}$ ) blir förångningsarean troligtvis betydligt större i vattenånga-fallet.

Förångningstemperaturen  $+1^{\circ}\text{C}$  motsvarar utetemperaturer  $+11^{\circ}\text{C}$  i luftfallet och kompressoreffekten (vattenånga) motsvarar fläkt-effekten (luft). Detta visar att dieselvärmpumpens uteffekt/värmefaktor i de båda fallen luft/vattenånga är lika vid utetemperaturer  $+11^{\circ}\text{C}$  (se Fig. 5 och 6).

Vid lägre utetemp minskar uteffekt och värmefaktor p g a ökad hetvattentemp men man får ändå betydligt bättre värden i vattenånga-fallet och dieselvärmpumpar med enstegskompression (fall 1) fungerar även vid de lägsta utemperaturerna.

Vid utetemperaturer  $\geq 11^{\circ}\text{C}$  kopplas förångaren över till luftdrift eftersom detta då ger en bättre uteffekt/värmefaktor.

Oljeenergibehovet beräknas på samma sätt som tidigare. Den förbättrade värmefaktorn ger ett minskat oljeenergibehov (se Fig.12) och det är tekniskt möjligt att spara 47 % ( $E_{vp} = 31,9 \times 10^3 \text{ MWh/år}$ ).

Kostnaderna för produktion av vattenånga beräknas inte i denna rapport men på grund av storleken av ingående komponenter (vakuumplocka, kompressor, pumpar etc) blir kostnaderna troligtvis ansevära.

För att få en uppfattning om utrymmet för dessa kostnader har totala, fasta och oljekostnader beräknats på samma sätt som i luftfallet dock med den skillnaden att dieselvärmpumpar enligt både fall 1 och 2 kan dra nytta av att en mindre värmeapparat kan väljas vid nyinstallation.

Vid nyinstallation (fall A) ger 2 resp 3 dieselvärmpumpar (fall 2) den lägsta totalkostnaden. Jämfört med totalkostnaden för en hetvattencentral med enbart värmeapparat är kostnadsutrymmet för en större förångare samt produktion av vattenånga 103000 kr/år. Oljeenergibehovet minskar 14,8 resp 19,2 %.

I fall B ( fungerande hetvattencentral) ger 2 dieselvärmpumpar enligt fall 2 den lägsta totalkostnaden. Ovan nämnda kostnadsutrymme är här 55000 kr/år och oljeenergibesparingen liksom tidigare 14,8 %.

#### SLUTSATSER

Resultatet av beräkningarna framgår av Fig.14.

Om man således behåller den ursprungliga värmeapparat och installerar dieselvärmpumpar, som får betala sig själva med minskande oljekostnader, ger 2 dieselvärmpumpar 0,7 % mindre total årskostnad för hetvattencentralen. Oljeenergibesparingen uppgår till 14 %.

Tio dieselvärmpumpar skulle i fallet ovan öka årskostnaden med 16 % vilket utslaget per hushåll blir 200 kr/år. Dessa 200 kr ger dock utdelning i form av att oljeenergibehovet minskar med 36 %.

För hetvattencentraler av storleksordningen 18 MW gäller tydligen, att man inte kan minska den årliga totalkostnaden mer än ett par procent om man installerar ett antal dieselvärmpumpar med luft som värmekälla och uteffekten 0.5 - 1.0 MW. Däremot kan stora vinster i oljeenergibehov göras.

Den avgörande faktorn är oljepriset. Dieselmotorer av storleksordningen 200 kW kräver dieselolja å 73 kr/MWh medan större värmeapparater nästan uteslutande använder eldningsolja 4LS å 54 kr/MWh.

Det kan nämnas, att om både dieselmotor och panna i Fisksätra körs på eldningsolja 1 så är den optimala lösningen fem värme-



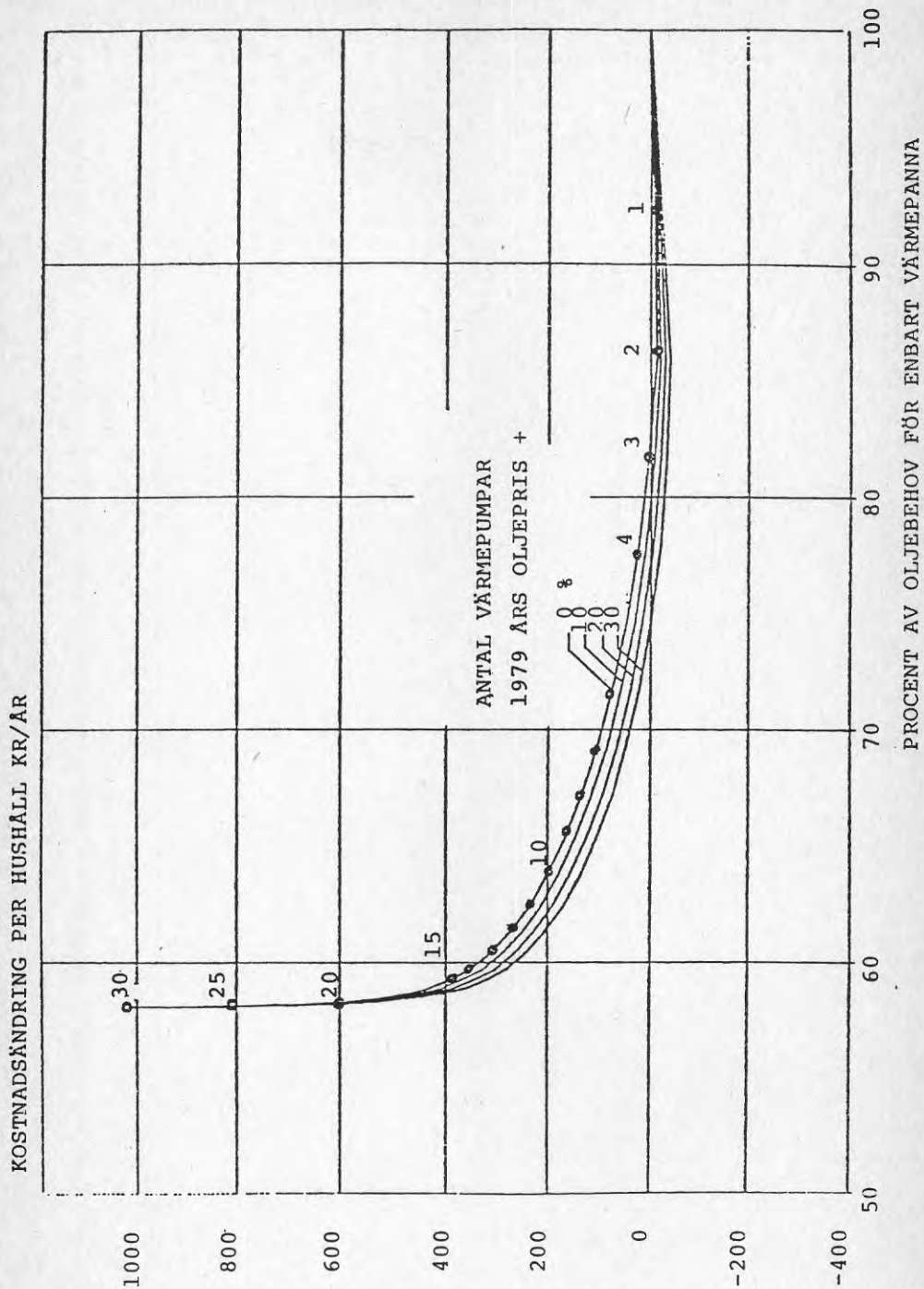


FIG.14. Kostnadsändring som funktion av oljebesparing

pumpar med tvåstegskompression. Oljeenergibehovet minskar då med 26 % jämfört med enbart värmepanna samtidigt som årskostnaderna totalt sett minskar med 9 %.

Vid nyinstallation av värmepanna + 2 dieselvärme-pumpar med tvåstegskompression och genombubblingsmellankylare minskar hetvattencentralens årskostnad med 1,7 % och oljeenergibehovet med 14 %. Ytterligare dieselvärme-pumpar ger en ökad årskostnad men också ökad oljeenergibesparing.

Dieselvärme-pumpar med enstegskompression, som måste stängas av vid utetemperaturer  $-10^{\circ}\text{C}$  är billigare i underhåll och inköp men har en sämre värmefaktor än dieselvärme-pumpar med tvåstegskompression. Enstegskompressionen ger en något högre total-kostnad.



## REGLERING

Utgångspunkt för regleringen är naturligtvis värmebehovet. Detta beror i första hand på utetemperatur. För att reglera uppvärmning är då utetemperatur en lämplig parameter att använda.

Yttertemperaturen har en årsvis variation där medeltemperaturen varierar ca 21 K i Stockholm. Denna variation sker ungefär som en trigonometrisk funktion. Överlagrat på detta ligger en stokastisk variation som kan uppskattas till 8-10 K. Variationen mellan två dagar kan uppgå till 3-4 K. Förutom variationen i medeltemperatur har vi en dygnsvis variation. Denna kan uppgå till ca 15 K vid dagar med klart väder. Normalt är variationen betydligt mindre och i medeltal 4 K under vintern och 8 K under sommaren.

Förutom yttertemperaturen beror också värmebehovet av vinden. Här finns det inte lika klara samband och vindens variation i tiden är inte heller lika känd.

Värmeförlusterna från bostäderna består till ca 3/4 av värmeledning medan 1/4 härrör från luftväxlingarna. Värmeledningen genom väggar har en tidsskala av 10-15 timmar.

Tiden för en luftväxling ligger mellan 1 och 2 timmar. Vid kraftig blåst ökar värmeförlusterna från luftväxlingen kraftigt.

Värmen transporteras till bostäderna med vatten. Vattenhastighet i rören hålls som regel under 1 m/s. Vid ett fjärrvärmenät blir då tidsfördröjningar på upp till en 1/2 timme mellan värmeanläggningen och bostäderna. På samma sätt blir fördröjningen 1/2 timme från det att värmeuttaget ökar tills inkommande vattentemperatur sjunker.

Tillsammans taget ger detta att om man reglerar värmegenereringen utgående från yttertemperaturen bör man få en stabil innetemperatur i bostäderna. Som en finjustering, för att mera exakt bestämma värmebehovet, skulle det vara möjligt att reglera på inkommande vattentemperaturen men då måste man vara medveten om att tidsfördröjningen är av storleksordningen 1 timme.

I fallet Fisksätra är värmebehovet maximalt ca 17,5 MW. Om vi först ansätter att den dygnsvisa regleringen är värst finner vi att under 1 dygn kan värmebehovet variera 8 MW och med en förändring av 1 MW/h.

Den värmepump som är aktuell här ger ca 0,8 MW vid 0°C utetemperatur. För att klara hela behovet skulle det då behövas 26 aggregat, medan det behövs 15 för att klara 90 % av hela värmebehovet. Går man ner till 10 klaras 70 % av behovet.

Vi antar nu grovt att värmefaktorn inte påverkas av värmeflöde, varvtal hos motor-kompressor etc, utan endast av utetemperatur. Motorn kan köras med god verkningsgrad inom varvtalsområdet 1000-2000 rpm och ger då effekter mellan 40 och 120 kW dvs en 3-faktors variation. Med bibehållen högsta verkningsgrad kan motorn ge mellan 56 och 120 kW dvs en 2-faktor.

Nedan skall vi utgå ifrån att 10 aggregat installeras. Maxeffekten

från värmepumparna blir då ca 8 MW. Reglermöjligheten med bästa verkningsgrad på motorn blir 4 MW. Detta räcker inte för de dagar som har störst variation i värmebehov. Den mer normala dygnsvariationen klarar dock värmepumparna. Vi skall också utgå ifrån att alla aggregat i första hand skall gå kontinuerligt men samtidigt skall naturligtvis bästa verkningsgrad eftersträvas.

Beroende på utetemperatur kan vi vid 10 värmepumpar särskilja 4 olika situationer.

$11^{\circ} < t_u$	endast tappvatten
$4^{\circ} < t_u < 11^{\circ}$	värmepumparna klarar hela effekten
$-10^{\circ} < t_u < 4^{\circ}$	tillsatsvärme från panna
$t_u < -10^{\circ}$	tillsatsvärme från värmepump

Det temperaturområde som förmodligen är lättast att reglera är det tredje. Här låter man alla värmepumparna gå så att de ger största värmefflöde vid bästa verkningsgrad utgående från det gällande temperatursprånget. Pannan regleras sedan så att hetvattentemperaturen hålls.

I område två bör det också vara möjligt att finna vilka driftområden för dieselmotorn och kompressorn som ger god verkningsgrad. Här tvingas man dock att låta några enheter gå intermittert men detta bör då ordnas så att det bara blir en uppstartning per dygn.

För de kallaste temperaturerna borde man enbart elda värmepannan. Men dessa temperaturer är så sällan förekommande att det förmodligen inte lönar sig att göra en speciell reglering som optimerar detta område. Är pannan tillräckligt stor kan man tänka sig att helt stänga av värmepumparna. Måste värmepumparna gå är det förmodligen ingen större förlust att låta dessa ge maximalt värme och sedan reglera värmebehovet med pannan precis som man gör vid de något högre temperaturerna.

För de högsta temperaturerna slutligen behövs det endast värme till tappvatten. Detta behov varierar kraftigt under dagen. Det troligaste är här att man tvingas köra en eller flera värmepumpar eller pannan intermittert.

Den enskilda värmepumpen skall regleras för att ge erforderlig värmemängd men dessutom måste processen regleras. De storheter som är möjliga att påverka är massflöde i strypventilen, kompressorns displacement och bränsleflödet till dieselmotorn.

För att reglera processen kommer strypventilen att användas. Denna regleras så att ångan ut från förångaren är överhettad någon grad. Detta ger då en lagom anpassning av temperaturnivån i förångaren så att allt kylmedium förångas. Skulle värmekällans temperatur öka föres mer värme över till kylmediet och överhettningen ökar. Strypventilen öppnar då så att mer medium kommer och tillståndet vid utloppet ur förångaren närmar sig gränskurvan. Detta ger en god reglering av förångar-temperaturen. Där- emot sker ingen egentlig reglering av värmefflödet.

Den totalt överförda värmemängden till hetvattnet beror framförallt av massflödet på kylmediet, och det flödet ges av kompressorn. Eftersom en deplacementskompressor skall användas blir massflödet proportionellt mot varvtal och densitet in till kompressorn. Densiteten bestäms helt av temperaturen i förångaren som i sin tur regleras av strypventilen för att ligga lagom under ytterluftens temperatur. Grovt kan vi säga att  $\rho \sim T_u^{-4}$ . Detta betyder att vid oförändrat varvtal minskar massflödet då utetemperaturen sjunker. Detta måste kompenseras med ökat varvtal. Men vid lägre utetemperatur krävs också mer värme och därmed högre massflöden. Vi kan helt schematiskt teckna

$$Q_1 = K_q (284 - T_u) = \dot{m}_F K_F$$

$$\dot{m}_F = n K_k T_u^4$$

som ger

$$\frac{n}{n(T_u=255)} = \frac{(284-T_u)}{(284-255)} \cdot \frac{(255)^4}{T_u^4}$$

Detta samband blir nästan linjärt i det aktuella varvtalsområdet. Erforderlig motoreffekt kan fås på liknande sätt och ger

$$L = Q_1 / \phi = K_q (284 - T_u) / K_\phi (T_u - B)$$

som också ger ett nästan linjärt samband.

Om vi bortser från det egentliga behovet kan vi i princip teckna värmeflödet  $s_f$  a  $T_u$  vid olika  $n$  och  $L$ . Vi har

$$Q_1 = K_F K_k n \cdot T_u^4 = L \cdot K_\phi (T_u - B)$$

som ger

$$\frac{L}{n} = \frac{K_F K_k}{K_\phi} \cdot \frac{T_u^4}{(T_u - B)}$$

Värmepumpen ger alltså en belastning på motorn som är linjär med varvtalet vid given utetemperatur. Med hänsyn till motorn kan detta också vara lämpligt. Då en värmepump skall svara för hela värmebehovet bör man alltså få ganska ideala förhållanden. Variationen i  $L/n$  är också liten för varierande  $T_u$ .

Om vi i stället för ett givet värmebehov vill köra motorn på max effekt måste massflödet i processen regleras på kompressorn. Detta sker antingen med en strypning eller en tillbakaföring av delvis komprimerat medium, varvid båda varianterna ger förlust. Kylmedieflödet ges ungefär av

$$\dot{m}_F = \frac{\dot{Q}_{\max}}{K_F} = \frac{L_{\max} K_\phi}{K_F} (T_u - B)$$

d v s det ökar med utetemperaturen. Men samtidigt ökar kompressorns kapacitet så att endast ca 10 % av flödet behöver strypas innan behovet av värme upphör.

### Sammanfattning

Värmebehovet i bostäderna bestäms av utetemperaturen och värmetransporten till bostäderna av hetvattentemperaturen. Därför bör hetvattentemperaturen regleras av utetemperaturen. En viss finjustering kan behövas om belastningen inte stämmer med utetemperaturen. Denna justering kan göras utgående från temperatur på ingående hetvatten, men tidsfördröjningen måste beaktas.

Värmeavgivningen från värmepumpen regleras i första hand genom varvtalet på motor-kompressor som ger kylmedieflödet. Skulle denna reglering inte räcka till kan kompressorns massflöde behöva strypas, men detta betraktas som en nödreglering. Bränsleflödet blir det som svarar för att rätt varvantal erhålles.

Processen regleras så att tillståndet in till kompressorn inte ligger i fuktiga området. Detta sker med strypventilen.

Då värmepumparna inte orkar ge tillräckligt med värme låter man dem gå på maxeffekt hela tiden och använder tillsatsvärme i panna för att nå hetvattentemperatur. Detta ger visserligen en liten förlust.

Alla värmepumparna får arbeta upp tills det att motorn inte längre orkar. Då kopplas de bort allt eftersom. Om värmebehovet ökar låtar man de som är igång arbeta tills man närmar sig deras maxeffekt. Då bör man klara de dagliga variationerna.

Eventuellt kan man tänka sig att bygga de olika värmepumparna för att bli optimala vid olika utetemperatur.

## AVFROSTNING

Vissa dimensioneringsberäkningar av förångardelen har utförts. Beräkningarna utgår från att flänsade rör av Integrans fabrikat användes med tre rör efter varandra i strömningsriktningen. Förångareffekten 235 kW vid  $-20^{\circ}\text{C}$  yttemperatur svarar mot den anläggning som skisserats i en tidigare rapport till BFR. [1].

För att uppnå förångareffekten 235 kW vid 0,5 mm frostbeläggning behövs en frontarea av  $36\text{ m}^2$ . Temperaturhöjningen i luften som strömmar genom förångaren blir då mycket nära  $5^{\circ}\text{C}$ . Den totala rörlängden blir 2664 m med en utvändig yta av  $1430\text{ m}^2$  och en invändig yta av  $121\text{ m}^2$ . Totala vikten av rörpaketet är 738 kg och volymen  $4\text{ m}^3$ . Vätskeledningen till strypventilen bör ha diametern 4 cm. Sugledningen mellan förångare och kompressor behöver ha diametern 22 cm och grenledningarna till vardera av de fyra kompressorerna 11 cm.

Det är en fördel om förångaren kan läggas horisontellt eftersom fri konvektion då kan utnyttjas för avisning. Fläktarbetet vid 1 mm frost blir ca 4 kW. Motorns luftfläkt ger nu 10 kW. Den behövs inte längre då motorn kyls med vattenvärmeväxlare. Motorn kan därför ändras så att fläktkylaren ersätts med en elgenerator för drift av förångarfläkt och andra hjälpapparater.

För avisning antas att man tar varm freon ur en dräneringsbehållare under kondensorn. I värsta driftsfall kan man behöva värma frosten från  $-30$  till  $+5^{\circ}\text{C}$ . Frostens täthet antas vara  $200\text{ kg/m}^3$ . Om förångarens yta är belagd med 1 mm frost kommer denna att väga 286 kg. För att avisa skulle det krävas 40 kWh. Om en sådan avisning göres under en timme per dygn motsvarar det ungefär 0,7 % av förångareffekten. Frosttillväxten 1 mm/dygn är realistisk vid  $-20^{\circ}\text{C}$  yttemperatur. Vid  $0^{\circ}\text{C}$  kan tillväxten emellertid bli 5 gånger så stor. I detta fall kan avisning kräva en betydande del av förångareffekten, med hänsyn till förluster kanske 5-10 %.

En idé, som framförts av Tor Wadmark SCG, är avsedd att kringgå avfrostningsproblemen för anläggningar där tillgång på vatten finnes. Arbetsprincip: Vatten (temperatur ca  $3^{\circ}\text{C}$ , mätn. tryck ca 750 Pa) strypes genom sprayning i "vacuumklocka" till temperatur och tryck (ca  $-3^{\circ}\text{C}$ , mätn. tryck ca 500 Pa) liggande under vattnets trippelpunkt, varvid vattnet övergår till fast + gasform (iskrystaller, isdämma + vattenånga). Det är alltså i stort sett isbildningsvärmets (= smältvärmets) som användes för värmeupptagningen. Vacuumklockan skall utformas så att fast och gasfas separeras. Gasfasen vattenånga komprimeras till den högre trycknivån (750 Pa) och avlämnar värme (kyles och kondenseras) till en freonkrets (freon-förångaren). Efter kondensering ( $3^{\circ}\text{C}$  750 Pa) återpumpas vattnet till "vacuumklockan" för strypning till ( $-3^{\circ}\text{C}$  500 Pa). Den i klockan bildade isen utmatas genom pump e dyl mot atmosfärstrycket och stackas utomhus.



Under den svåra klimat-perioden antages:

1. Värmecentral skall leverera vatten med temperatur  $100^{\circ}\text{C}$  och återpumpar samma vatten vid  $70^{\circ}\text{C}$ .
2. Värmebelastning 18 Mw (ca 3000 hushåll).
3. Tillgång till vattendrag (sjö) finnes med temperatur  $+3^{\circ}\text{C}$ .
4. Plats för isstack finnes med lämpliga dräneringssystem för senare smältning och återföring av isvattnet till vattendrag.
5. Tillförd energi: bränsle till dieselmotor(er) för drivning av kompressorer, pumpar och hjälpmaskiner.
6. Utnyttjad energi: dieselmotorernas kylvätskevärme och avgasvärme samt latent värme vid fasomvandling vatten ur sjö till is i isstack.

Energibalansen ger till resultat att man behöver en sammanlagd axeleffekt på motorerna av 4,83 Mw. Det innebär att man skulle behöva 24 dieselmotorer à 200 kw. Bränsleförbrukningen blir 1150 kg per timme.

Ångvolymflödet blir  $675 \text{ m}^3/\text{s}$ . Det kan vara problem att ta hand om sådana mängder i värmeväxlare för kondensering. Det isflöde som ska transporteras bort blir också mycket stort,  $18,7 \text{ kg/s}$  eller ca 12000 ton/vecka.

## KONSTRUKTION

Utgående från de framräknade dimensionerna har en översiktlig konstruktion av en försöksanläggning för Fisksätra utförts. Systemuppbyggnaden och de viktigaste data för de olika komponenterna framgår av Fig. 15.

Systemet består av följande komponenter.

Dieselmotor, Volvo Penta TD 120C

Skruvkompressor

Skruvkompressor, hjälpsystem

Värmeväxlare för kylvatten

Kondensator för freon

Förångare för freon

Avgaspanna

Tryckreduceringsventil-freonsystemet

Stativ - sammanbyggnadsdetaljer

Koppling - växelenhet

Freon - vätska

Mikrodator

Avfrostningsutrustning

Offerter på de olika komponenterna har infordrats. Den sammanräknade kostnaden uppgår till 485.000:-. Till detta kommer olika pålägg, montering, provning o s v.

Dieselmotorn är en Volvo Penta TD 1206 i marinutförande med koppling och instrumenttavla monterad på ram. Avgasslang och ljuddämpare är inkluderade.

I kompressorernas hjälpsystem ingår oljeavskiljare, oljepump, oljekylare och filter.

Beräknade dimensioner och egenskaper hos systemet framgår av nedanstående sammanställning. Beteckningarna hänför sig till Fig. 1. Systemet är dimensionerat för utgående temperatur 53°C och ingående 43°C. Värmepumpen får då en värmefaktor av 2.3 och det totala systemet av 1.45.



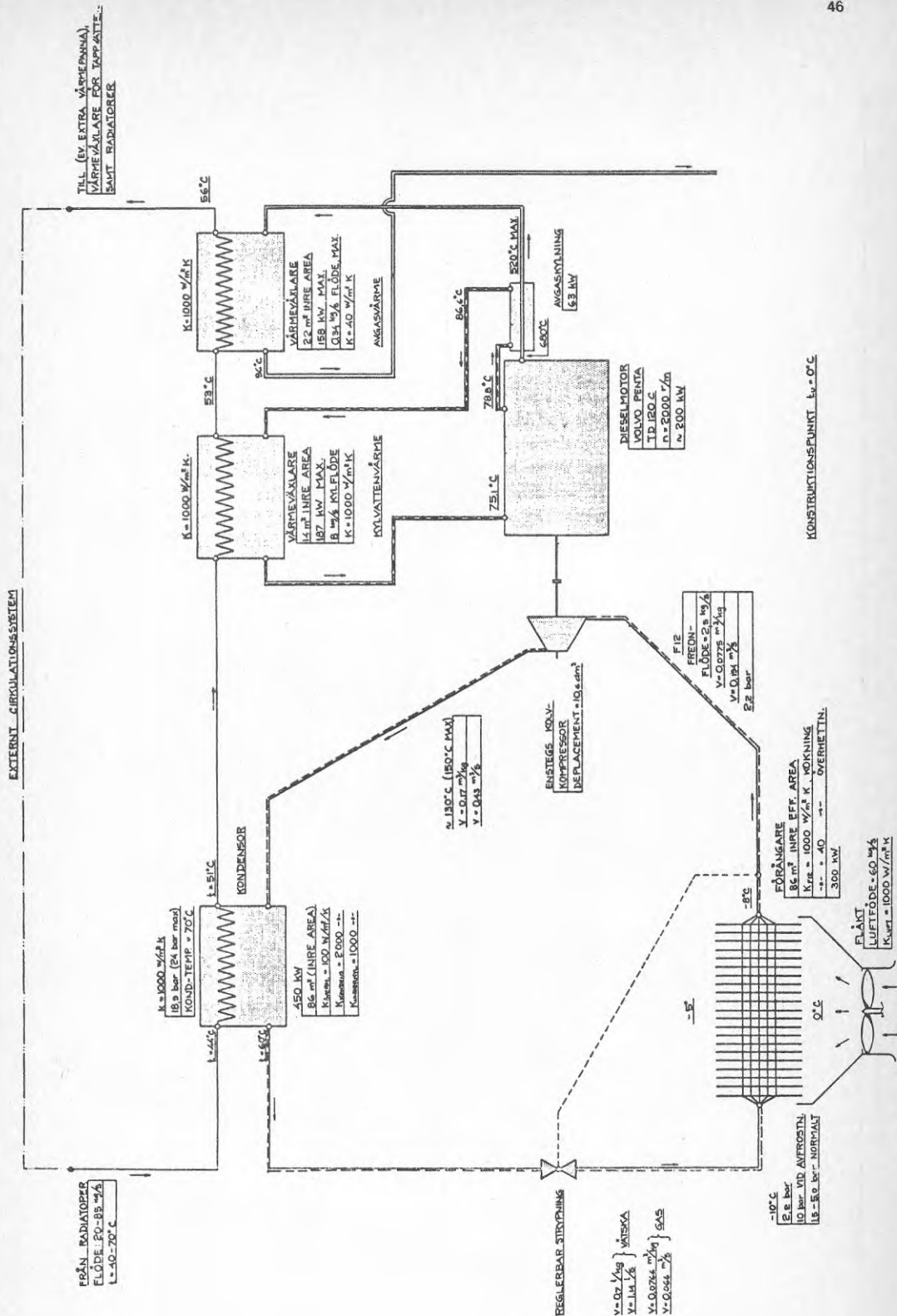


Fig. 15

TK133C KORD I #6700: 1979-08-17

DV80 EPSVP= 2.30

EPSTOT= 1.45

53./ 43.

59.0/-14.9

MOTOR		KOMPRESSOR		TEMPERATURER (CEL)		ENTALPIDIFF (KJ/KG)	
TD120	RPM	FD12	ETAIK	T1	T13	I12	15.6
N	2000.	ETAMK	0.668	T2	T14	I23	18.3
ETOT	KW	ETAMK	0.980	T3	TAVG	I34	113.1
EMOT	KW	P3	BAR	T5	T15	I45	3.2
EKYL	KW	P8	BAR	T6	T16	I56	29.5
EAVG	KW	FIIMB	5.600	T8	TKYL	I78	117.8
ESTR	KW	KAP	1.000	T9	T17	I89	1.2
MRV	KG/S	CD	.46E-02	OTS	T18	I91	29.5
MAVG	KG/S	KKOMP	.75E+00	TOIN			
TKYL	CEL	U	M/S	TOUT			
TAVG	CEL	ETAV	0.764	T11			
ETA				T12			
DAMK		MASSFLODEN					
UTVX		MRV	KG/S				
ETAVX		MOLJ	KG/S				
EOP	KW	MLU	KG/S				
EF	KW	M21	KG/S				
		MF	KG/S				
			2.88				
			20.0				
			3.7				
			0.950				
			2.81				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				
			20.0				
			0.950				
			3.7				

REFERENSFR

1. Olsson U, 1977, Dieselmotordriven värmepump för gruppbebyggelse och större fastigheter. Volvo Flygmotor Rapport 328-183.

**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 770008-9  
från Statens råd för byggnadsforskning till  
Volvo Flygmotor AB, Trollhättan.**

**R45:1980**

**ISBN 91-540-3226-1**

**Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**

**Art.nr 6700145**

**W. Installationer**

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

**Cirka pris: 20 kr exkl moms**