



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

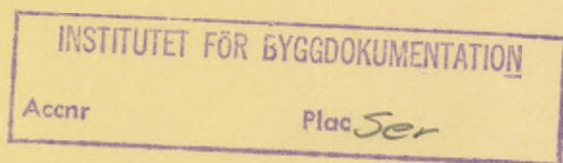
# R14:1984

## Mindre och medelstora värmecentraler

En studie över alternativa energiom-  
vandlingscentraler. Beräknings-  
exempel för värmepumpar.

Sander Faxvall

K  
Ant



# Byggeforskningsrådet

R14:1984

MINDRE OCH MEDELSTORA VÄRMECENTRALER

En studie över alternativa energiomv-  
andlingscentraler. Beräkningsexempel  
för värmepumpar.

Sander Faxvall

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 811541-4  
från Statens råd för byggnadsforskning till Stockholms  
Läns Landsting, Energisparkommittén samt anslag 821173-5  
till BSK BS Konsult AB.

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

R14:1984

ISBN 91-540-4078-7

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck Stockholm 1984



# I N N E H Å L L S F Ö R T E C K N I N G

	Sid	
0	SUMMERING	2
1	BAKGRUND	3
2	ENERGI- OCH EFFEKTBEHOV GENERELLT	5
2.1	Varaktighetsdiagram	5
2.2	Transmissionsförluster	6
2.2.1	Effekt- och energiberäkning	7
2.3	Luftbehandling	8
2.3.1	Effekt- och energiberäkning utan värmeåtervinning	8
2.3.2	Effekt- och energiberäkning med värmeåtervinning	9
2.4	Varmvatten	10
3	DIMENSIONERANDE EFFEKT. FAKTISKT ENERGIBEHOV	11
3.1	Exempel på effekt- och energibehovsberäkning	11
4	EKONOMISKA BERÄKNINGAR	15
4.1	Aterbetalningstid	15
4.2	Kapitalvärdeметoden	15
4.3	Besparingskostnad	15
5	BEFINTLIGA INSTALLATIONER	16
6	ALTERNATIVA OMVANDLINGSCENTRALER	19
6.1	Oljeeldade pannor	19
6.2	Fjärrvärme	19
6.3	Elvärme	20
6.4	Gaseldade pannor	21
6.5	Värmepumpar	22
6.5.1	Uteluft som värmekälla	23
6.5.2	Lagrad solenergi i vatten i naturen	24
6.5.3	Lagrad solenergi i berg och mark	24
6.5.4	Värmepump i fjärrvärmesystem	24
6.6	Inhemska fasta bränslen plus kol, koks, kol-suspension etc	25
7	AKTUELLA ALTERNATIVA OMVANDLINGSCENTRALER	26
7.1	Nya oljeeldade pannor	26
7.2	Inkoppling till fjärrvärme	28
7.3	Värmepumpinstallationer	29
7.3.1	Uteluft som värmekälla	30
7.3.2	Vatten i naturen som värmekälla	46
7.3.3	Ytjordvärme	49
8	ARBETSMETOD VID ÖVERSYN AV BEFINTLIG OMVANDLINGSCENTRAL	51
	LITTERATURFÖRTECKNING	53
	BILAGOR	54
	Bilaga 1 Central värmeförsörjning av flera byggnader med lokala varmvattenberedare	56
	Bilaga 2 Frånluftvärmepump	77
	Bilaga 3 Förenklad beräkning av energibesparing med värmepump. Slingor alternativt borrhål med återladdning som värmekälla jämförs med uteluft	84



## FÖRORD

Föreliggande skrift innefattar både grundläggande samband och mer komplicerade beräkningar.

Teoretisk beräkning av byggnaders energi- och effektbehov som behandlas i kapitel 2 och 3 är säkert flera läsare väl förtrogna med även om beräkningar i varaktighetsdiagram kanske inte är så vanligt förekommande. Övergång från teori till praktik ställer sig genast svårare och i bilaga 1 berörs svårigheten att skaffa sig kunskap om verkligt effekt- och energibehov i befintliga byggnader. Även kapitel 5 berör skillnaden mellan teori och praktik. I detta kapitel diskuteras värmebärartemperaturer i befintliga byggnader.

Alternativa värmeproduktionsanläggningar (omvandlingscentraler) enligt kapitel 6 torde liksom energiberäkningar heller inte vara okända begrepp för flertalet läsare. Möjligen är 6.5 Värmepumpar mindre känt.

För utvärdering av olika alternativ inom energiområdet rent generellt krävs förutom energi- och effektberäkningar bedömning av besparing kontra kostnad. Ytterst kortfattat berörs tre metoder för lönsamhetsberäkningar i kapitel 4. För närmare studier i detta ämne hänvisas till annan litteratur exempelvis VVS-special nr 1 1980.

De med hänsyn till känd och beprövad teknik realistiska alternativa omvandlingscentralerna behandlas i kapitel 7. Den speciellt värmepumpintresserade kan gå direkt till kapitel 7.3 som innehåller principiella uppgifter om värmefaktorer, kondenserings- och värmebärartemperaturer, förångningstemperaturer, dimensionerings- och beräkningsuppgifter etc för värmepumpar. Beräkning av energibesparing och -behov redovisas principiellt samt även energi och effekt för hjälpmaskin och för avfrostning.

Vissa uppgifter angående värmepumpar kan vara svårtillgängliga eller svåra att beräkna. Uppgifter om avgiven effekt från värmepump gäller kanske helt rena batterier eller förångare. Hur successiv påfrysning om sådan förekommer påverkar effekten än en typisk svårtillgänglig uppgift liksom avfrostningsenergi och minskning i avgiven energi på grund av avfrostningsperioder. Erfarenhetsåterföring från värmepumpar i drift i olika miljöer eftersträvas.

Kapitel 7 innehåller även en del kostnadsuppgifter.

Bilagorna 1-3 redovisar tre beräkningsexempel för värmepumpinstallationer. Det första exemplet är en relativt noggrann presentation av en ur beräkningssynpunkt komplicerad anläggning med uteluft som värmekälla. Exempel två är betydligt enklare och avser frånluft som värmekälla. I exemplet tre slutligen redovisas en förenklad beräkningsmodell där uteluft jämförs med slingor i vatten alternativt borrhål i berg med återladdning som förutsätts kunna utnyttjas hela året.

## ALTERNATIVA MINDRE OCH MEDELSTORA VÄRMECENTRALER

## 0 SUMMERING

Utredningen behandlar alternativa mindre och medelstora värmecentraler, vilka energiomvandlingscentraler som syns möjliga att överväga och vilka som med dagens kunskap torde kunna rekommenderas. Stor vikt har härvid lagts på känd och beprövad teknik samt de förutsättningar som i dag gäller för distribution och lagring av olika energiformer. Utredningen prioriterar därför alternativet oljeeldade pannor och fjärrvärme (eventuellt gas). Dessa omvandlingscentraler bör kombineras med värmepumpar där sådana installationer beräknas bli lönsamma. El-värme torde bäst kunna utnyttjas via el-motordrivna värmepumpar.

Generellt torde kunna sägas att installationer av värmepumpar nästan alltid måste ses som rena energibesparingsåtgärder. Storlek av värmepumpen kan därmed väljas tämligen fritt med hänsyn till tillgängliga värmekällor och tillverkarstandard. Man kan därvid anta att ett antal mindre standardstorlekar motsvarande en begränsad del av den dimensionerande effekten ger optimal lönsamhet. Det är denna optimala värmepumpinstallation som skall eftersträvas och inte energibesparing till varje pris. Man skulle t ex kunna förmoda att vid luftvattenvärmepump tillgängligt frånluftflöde kan dimensionera förångarstorlek och därmed hela värmepumpinstallationen. Tillgänglig el-effekt kan vara en annan dimensionerande faktor eller ytan av en parkeringsplats vid ytjordvärme etc.

Det övergripande målet är att utnyttja den el-effektreserv som beräknas finnas fram till ca år 2 000 för att minska vår oljeimport. Detta kan bäst genomföras med värmepumpinstallationer. Värmepumpar är således primärt en (tillfällig?) installation för besparing av oljeenergi och inte alternativ till andra energiomvandlingscentraler.

Observera att tillstånd för elmotordrivna värmepumpar krävs från berört energiverk. Finns fjärrvärme inom berört område eller planeras fjärrvärme till området kan respektive energiverk förvägra elvärme enligt en lag från 1977. Energiverket är heller ej skyldiga att tillhandahålla el för uppvärmning och kan därför förvägra elvärme därest elnätet kan bedömas bli överbelastat.

Enligt uttalande från SIND bedöms inte el till värmepumpar som el för uppvärmning varför värmepumpar ur den synpunkten skulle kunna installeras även i områden med fjärrvärme. Värmeverksföreningen har dock en annan uppfattning varför osäkerhet beträffande el till värmepumpar kvarstår.

## 1 BAKGRUND

Ett stort antal pannanläggningar bl a tillhörande Stockholms Läns Landsting närmar sig snabbt det stadium när frågan uppkommer om utbyte av pannor eller övergång till andra uppvärmningsalternativ.

De alternativ som idag närmast står till buds är:

1. Nya oljeeldade pannor
2. Fjärrvärme
3. Elvärme
4. Gaseldade pannor
5. Värmepump
6. Fastbränsleeldning

Det är idag inte självklart vilket alternativ som skall väljas. Olika utredningar och analyser har gjorts hos andra huvudmän som inte entydigt pekar mot något håll. Behovet av ett generellt underlag är därför av stort värde. En sådan generell analys bör i första hand anpassas till mindre och medelstora anläggningar. För de största anläggningarna måste särskilda utredningar göras i varje enskilt fall.

I vissa fall t ex vid pannhaveri är tiden för beslut extremt kort samtidigt som stora värden kan stå på spel. Detta belyser ytterligare behovet av en generell analys över vad som bör göras i enskilda fall. Föreliggande utredning avser visa alternativ till värmeförsörjning när befintlig panninstallation måste ses över. Utredningen belyser översiktligt konsekvenser avseende investeringskostnader, energikostnader och övriga driftkostnader. Utredningen har utformats så att generella analyser görs som kan kompletteras i enskilda fall med de då aktuella förutsättningarna.

Parallellt med en sådan generell utredning och som en del därav har genomförts en separat utredning över ett verkligt projekt. Detta projekt gäller en anläggning där fjärrvärme ej är aktuellt. (1). Denna utredning har genomförts parallellt med projektering för att möjliggöra en snabb tillämpning av vunna resultat. Utredningen innefattar dock inte den generella utredningsdelen som avsetts utgöra grunden för de projektknutna arbetena. Den projektunika utredningen hade avsetts utgöra samtidigt en tillämpning och prövning av den generella utredningen med fem olika normalt förekommande förutsättningar

- pannbyte (-haveri) i befintlig byggnad
- fjärrvärmeinkoppling i befintlig byggnad
- elvärme
- val av värmekälla vid nyprojektering (utan fjärrvärmealternativet)
- gaseldad panna

Tidsfaktorn har dock ej medgivit denna arbetsgång varför den projektunika utredningsdelen genomförts före föreliggande mer generella.



## 2 ENERGI- OCH EFFEKTBEHOV GENERELLT

Grundförutsättning för värmeanläggningar är att en verksamhet kräver en omgivning vars klimat avviker från uteklimatet. För att möjliggöra denna uteklimatavvikande miljö byggs ett skal runt verksamhetsplatsen, ett hus. Omslutningsarean görs tät mot ofrivillig ventilation och isoleras mot värmetransmission. Härtill kommer att verksamheten vanligtvis kräver ventilation som när det gäller sjukvårdsbyggnader oftast ej kan tillgodoses genom fönstervädring. Uteluften är starkt förorenad (luft, partiklar, ljud) eller också genereras föroreningar i verksamheten på sådant sätt och av sådan storleksordning att mekanisk ventilation med till- och frånluftfläktar måste installeras.

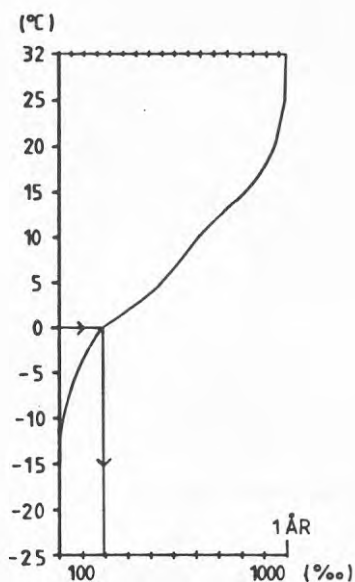
Verksamheten har normalt även behov av varmvatten.

En värmeanläggning har till uppgift att omvandla energi i någon form till värme för att kompensera de transmissionsförluster som trots isolering förekommer, för att värma upp det uteluftflöde som genom ofrivillig ventilation tillförs byggnaden, för att värma uteluftflödet vid den mekaniska ventilationen och för att bereda varmvatten.

Den effekt värmeanläggningen skall dimensioneras för beror av storleken på byggnadens omslutningsarea och dess värmemotstånd, byggnadens täthet, det mekaniska uteluftflödet, behovet av varmvatten samt utetemperatur. Härtill kommer möjligheten att återföra värme från de värmeflöden ut ur byggnaden som förekommer främst då frånluften och avloppsvattnet.

### 2.1 Varaktighetsdiagram

En väsentlig faktor vid dimensionering av värmeanläggningar utgör uteklimatet. Utetemperaturen varierar både geografiskt och med tiden. För att underlätta energi- och effektberäkningar kan man rita upp ett konsekutivt temperaturdiagram för den ort som är aktuell i det enskilda projektet. Vanligtvis använder man sig av uppgifter från Statens Meteorologiska och Hydrologiska Institut (SMHI) i Norrköping som kontinuerligt samlar in klimatdata från flera orter i landet. Varje enskild ort återfinns dock ej i SMHI:s material varför uppgifter ofta måste användas från närliggande platser med likartat klimat som den aktuella orten. I ett konsekutivt temperaturdiagram eller varaktighetsdiagram har utetemperaturen ordnats i en kontinuerligt stigande följd som funktion av tiden. Man kan således i ett sådant diagram utläsa hur ofta en viss utetemperatur underskrids. Se figur 2.1

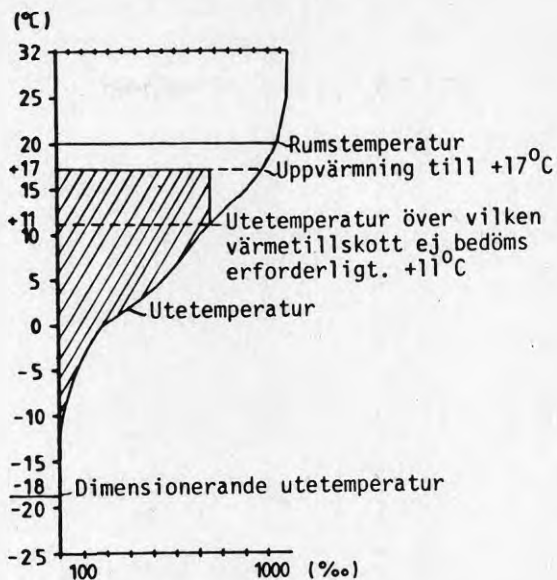


Figur 2.1 Exempel på varaktighetsdiagram. I exemplet visas hur stor del av året utetemperaturen  $0^{\circ}\text{C}$  underskrids.

## 2.2 Transmissionsförluster

Effekt- och energibehov för att kompensera för transmissionsförluster kan beräknas med hjälp av ett varaktighetsdiagram enligt exemplet nedan. Vissa generella begränsningar gäller dock gentemot diagrammet. Således är icke den största förekommande temperaturskillnaden mellan rum och uteklimat dimensionerande eftersom byggnaden har en viss värmetröghet. Man använder sig istället av en lägsta utetemperatur som förekommer fem dygn i följd. Värmeanläggningen behöver ej heller vara i drift ända tills utetemperaturen är lika med rumtemperaturen eftersom solenergi anses kunna lagras i byggnaden från dag till natt vid utetemperaturer över  $+11^{\circ}\text{C}$ . Den internt utvecklade värmen från belysning och personer bedöms dessutom kunna höja rumstemperaturen.

## 2.2.1 Effekt- och energiberäkning



Figur 2.2 Exempel på effekt- och energiberäkning

Den dimensionerade effekten kan skrivas

$$Q_{\text{Dim}} = K \times A \times \Delta t_{\text{Dim}}$$

där  $k$  är byggnadens värmegenomgångstal och  $A$  omslutningsarean. Den dimensionerade utetemperaturen är olika för olika orter och kan utläsas av figur 35:236 i Svensk Byggnorm -80 (SBN-80).

$K \times A$  kan anses konstanta och oberoende av utetemperaturen varför effekten är proportionell mot temperaturdifferensen i ett varaktighetsdiagram. Eftersom energi är lika med effekt gånger tid är energibehovet under året proportionellt mot ytan mellan rumstemperatur- och utetemperaturkurvorna i detta diagram. I figur 2.2 är således energibehovet proportionellt mot den skrafferade ytan eller  $Q = k \times A \times y_{\text{tan}}$ .

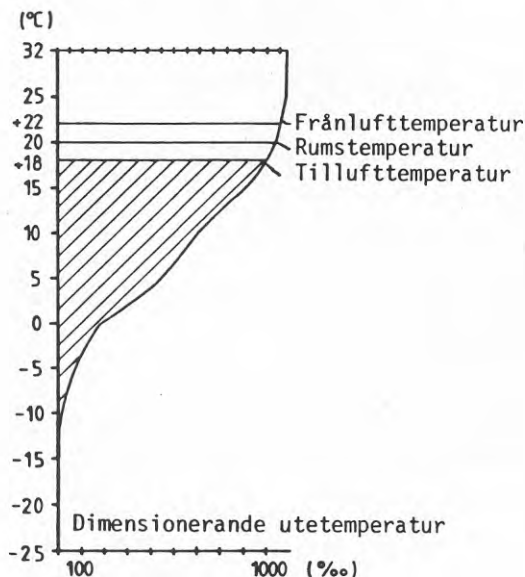
Värden för denna yta uttryckt i gradtimmar finns tabellerade i bl a VVS-handboken som funktion av uppvärmningstemperatur och årsmedeltemperatur för orten ifråga.

Vanligtvis överdimensioneras uppvärmnings- och värmedistributionsystem för att klara även den ofrivilliga ventilationen. Värden på 0,5-1 omsättning uteluft per timma är inte ovanliga i befintlig bebyggelse. Den dimensionerade effekten ökas då med effektbehovet för att uppvärma ett uteluftflöde på mellan hälften och hela byggnadens inneslutna volym.

## 2.3 Luftbehandling

För uppvärmning av luft gäller ej de begränsningar som nämnts i kapitel 2.2. Luften i sig har ingen värmetröghet och måste således hela tiden värmas från utetemperatur till önskad inblåsningstemperatur. Hänsyn till drifttid för luftbehandlingsanläggningen måste också tas. Återvinning av värme från frånluft till tilluft kan genomföras för att begränsa effekt- och energibehovet. Vid låga utetemperaturer kan dock påfrysning ske i frånluften speciellt om befuktning av luft förekommer antingen medvetet i tilluften (ex.vis för djurrum) eller genom tillskott från verksamheten (ex.vis från kök). En sådan påfrysning begränsar värmeåtervinningen vid låga utetemperaturer varför full effektbesparing ej kan påräknas i sådana fall. Ur energisynpunkt är denna begränsning vanligtvis försumbar.

### 2.3.1 Effekt- och energiberäkning utan värmeåtervinning



Figur 2.3 Exempel på effekt- och energiberäkning för anläggningar utan värmeåtervinning

Effektbehovet kan skrivas

$$Q_{\text{Dim}} = \dot{V} \times \rho \times c_p \times \Delta t_{\text{Dim}}$$

där  $\dot{V}$  är uteluftflödet

$\rho$  luftens täthet,  $c_p$  luftens specifika värme och  $\Delta t_{\text{Dim}}$  dimensionerande temperaturdifferensen enligt figur 2.3.

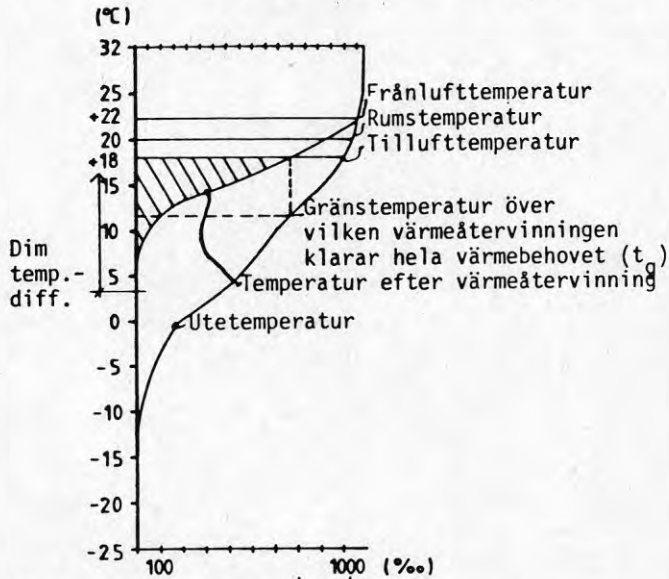
Luftflödet, luftens täthet och specifika värme kan anses vara oberoende av utetemperaturen varför effektbehovet är proportionellt mot en temperaturdifferens. Effekt gånger tid är även här lika med

energi varför energibehovet för uppvärmning av luft är proportionellt mot den skrafferade ytan i varaktighetsdiagrammet.

$$Q = \dot{V} \times \rho \times c_p \times y_{tan}$$

Ytan gånger specifika värdet (l kJ/kg x h/år) finns tabellerade som funktion av tillufttemperatur och årsmedeltemperatur i bl a VVS-handboken. Dimensionen är här kJ per kg gånger timmar per år.

### 2.3.2 Effekt- och energiberäkning med värmeåtervinning



$$t_g \text{ beräknas ur } \eta_t = \frac{t_2 - t_1}{t_f - t_1} \text{ där } \eta_t \text{ är anläggningens temperaturverkningsgrad.}$$

Figur 2.4 Exempel på effekt- och energiberäkning med värmeåtervinning

Den dimensionerade effekten blir här mindre än utan värmeåtervinning. Observera dock risken för påfrysning. Energiförbehovet är proportionellt mot den skrafferade ytan i figur 2.4.

Alternativt kan beräknas den utetemperatur då värmeåtervinningen täcker hela värmebehovet - gränstemperaturen  $t_g$ . Energiförbehovet blir då

$$Q = (1 - \eta_t) \times \dot{V} \times \rho \times \text{tabellvärden för } t_g \text{ (eller ytan mellan } t_g \text{ och utetemperaturen)}$$

d v s som om man förvärmde "uteluftdelen" av ventilationsluftflödet till gränstemperaturen. Med uteluftflöde avses här  $(1 - \eta_t)$  av totalluftflödet. (Jfr återluft där uteluftdelen verkligen kan förvärmas.

## 2.4 Varmvatten

Behovet av varmvatten varierar med verksamheten och med tiden. Energibehovet beror av totala varmvattenförbrukningen medan effektbehovet styrs av det momentana största varmvattenbehovet och eventuell varmvattenackumulering. Effekt- och energibehovet varierar således från objekt till objekt och är inte utetemperaturberoende.



### 3 DIMENSIONERANDE EFFEKT. FAKTISKT ENERGIBEHOV

Åtgärder bör övervägas för att reducera den dimensionerande effekten. Åtgärder som relativt enkelt kan genomföras till acceptabla kostnader och inom den tidplan som gäller eller kommer att gälla för respektive anläggning. Med acceptabla kostnader avses här kostnaden för en åtgärd som medför energi- (eller effekt-) besparing där åtgärden i sig är lönsam att genomföra.

Det torde exempelvis vara intressant att investera i värmeåtervinningsanläggningar för återföring av värme från frånluft till tilluft om sådana ej finns. Effektbehovet skulle härvid kunna reduceras avsevärt under förutsättning att risk för påfrysning i frånluftbatteriet inte i alltför hög grad drar ner temperaturverkningsgraden vid dimensionerande utetemperatur. Erfarenheter från flera sjukhus inom Stockholms Läns Landsting pekar på att så ej är fallet för normala luftbehandlingsinstallationer. Undantag utgör sådana med befuktning (installation för operationsrum ev) och sådana som försörjer lokaler med hög fuktgenerering (kök, diskrum etc).

Byggnadstekniska åtgärder torde knappast komma ifråga såvida ej speciella skäl föreligger såsom krav på ombyggnad i större omfattning e dyl.

Behov av central ånggenerering bedöms generellt ej finnas för mindre och medelstora anläggningar och ånganläggningar innefattas därför inte i föreliggande utredning.

Hettappvattensystem förekommer nästan alltid avsett för spoldesinfektorer, diskmaskiner etc. Stor besparingspotential ligger i att byta ut eller bygga om befintliga spoldesinfektorer till snålspolande med egen ånggenerering med elektricitet. Diskmaskiner och utrustning som behöver varmvatten av högre temperatur än ca 45-50°C kompletteras med lokala eleftervärmare för att möjliggöra slopande av hettappvattensystem.

Uppgifter från brukare angående panndrift och högsta framledningstemperatur i de olika värmesystemen bör om möjligt inhämtas. Den dimensionerande effekten är vanligtvis större än erforderlig speciellt i äldre byggnader. Förändringar kan även ha genomförts som förändrar effektbehovet. Vid bedömning av dimensionerande effekter skall även de befintliga värmepannornas verkningsgrad beaktas.

#### 3.1 Exempel på effekt- och energibehovsberäkning

För bedömning av effekt- och energibehov bör man generellt utgå från installerad effekt, panndrift och pannverkningsgrad samt oljeförbrukning. (Befintliga oljeeldade pannor förutsätts i denna utredning.) Uppgifter om framlednings- och returledningstemperaturer kan även ge information om eventuell överdimensionering av värmeeffektbehovet.

Effekt- och energibehov för uppvärmning av luft kan beräknas med en säkerhet som beror av den säkerhet varmed ventilationsluftflödena kan bestämmas.

Kontroll av effektbehovet för kompensering för transmissionsförluster och för beredning av tappvarmvatten bör om möjligt göras genom jämförelser mellan projekterad och faktisk framledningstemperatur (och returtemperatur) samt mellan projekterad och faktisk

varmvattenförbrukning. Ett alternativ är naturligtvis att genomföra en beräkning baserad på byggnadskonstruktion, tappställen och verksamhet på så sätt som vid nyprojektering. Osäkerheterna vid detta förfarande torde dock vara av sådan storleksordning att en beräkning endast är motiverad om projekterade data saknas.

Energibehovet för uppvärmning av luft kan som nämnts ovan beräknas med hjälp av uppgifter över luftflöden.

Energibehov för kompensering av transmissionsförluster kan om effekten är känd beräknas ur

$$Q = \frac{\dot{Q}_{Dim}}{\Delta t_{Dim}} \times \text{gradtimmar enligt tabeller}$$

En relativt stor osäkerhet föreligger dock beroende av svårbedömda dimensionerande effekter. Observera även att tabellvärden oftast gäller för ett normalår varför korrigering krävs till det år uppgifter av oljeförbrukning gäller. Även den dimensionerande utetemperaturen kan eventuellt behöva korrigeras i det fall den beräknade dimensionerande effekten ej gäller ett s k normalår.

Hänsyn skall naturligtvis tas till pannanläggningens verkningsgrad.

Nedan visas ett exempel på energi- och effektbehov för en byggnad.

Förutsättningar för exemplet.

Befintlig panninstallation: 2,4 MW  
 Dimensionerande radiatortemperatur: 80-60°C  
 Verklig radiatortemperatur: ca 70-50°C  
 Dimensionerande effekter för radiatorsystemet: 410 kW  
 Totalt luftflöde: 85.000 m<sup>3</sup>/h  
 Dimensionerande lufttemperaturdifferens: 45°C  
 Värmeåtervinning saknas.

Dimensionerande och verklig effekt för beredning av varmvatten: 200 kW

Total energiförbrukning: 470 m<sup>3</sup> olja

Verkligt energibehov med pannmedelverkningsgrad 0,7: ca 3.400 MWh

Energibehov för beredning av varmvatten (förbrukningen multiplicerad med temperaturhöjningen): 700 MWh

Överslagsberäkningar:

Transmission: Proportionering under framledningstemperatur +70°C motsvarande ca -12°C och 80°C motsvarande -18°C dimensionerande temperatur. (Hela radiatorsystemet förutsätts överdimensionerat.)

$$\frac{(17--12)}{(17--18)} \times 410 = 340 \text{ kW}$$

Energibehovet för radiatorsystemet

$$Q = \frac{340}{35} \times 91.600 = 890 \text{ MWh}$$

där 91.600 är antalet gradtimmar för Stockholm enligt tabell i bl a VVS-handboken.

Luftbehandling: Effektbehov utan värmeåtervinning

$$\frac{85.000}{3.600} \times 1,2 \times 45 = 1.275 \text{ kW}$$

Med värmeåtervinning med temperaturverkningsgrad  $\eta_t = 0,55$ .

Begränsning av temperaturverkningsgraden vid lägre utetemperaturer än  $-15^{\circ}\text{C}$

$$\frac{85.000}{3.600} \times 1,2 \times 26 = 735 \text{ kW}$$

Utan begränsning av temperaturverkningsgraden

$$\frac{85.000}{3.600} \times 1,2 \times 45 \times (1-0,55) = 575 \text{ kW}$$

Energibehov utan värmeåtervinning beräknades till 1.750 MWh med hänsyn tagen till olika drifttider för olika anläggningsdelar. Med värmeåtervinning reduceras energibehovet till 960 MWh.

Totalt: Effektbehov utan värmeåtervinning: 1.815 kW

Med värmeåtervinning och påfrysningbegränsning: 1.275 kW

Med värmeåtervinning utan påfrysningbegränsning: 1.115 kW

Energibehovet utan värmeåtervinning var 3.340 MWh vilket kan reduceras med värmeåtervinning till 2.550 MWh

Nyinstallation: För elvärme gäller siffrorna ovan.

Vid installation av nya oljeeldade pannor erfordras en effekt av utan värmeåtervinning: 2.140 kW (Dimensionerande oljeförbrukning.) (pannverkningsgraden satt till 85 %)

Med värmeåtervinning och med påfrysningbegränsning: 1.500 kW (Dimensionerande oljeförbrukning.)

Med värmeåtervinning utan påfrysningsskydd: 1.310 kW (Dimensionerande oljeförbrukning.)

Oljebehovet skulle bli ca:  $460 \text{ m}^3$

respektive ca:  $310 \text{ m}^3$   
(årsmedelverkningsgrad  
70 %)

Ovanstående exempel är konstruerat men verklighetsanknutet och siffrorna visar att genom komplettering med utrustning för värmeåtervinning kan effektbehovet reduceras avsevärt. Finns risk för påfrysning som i exemplet vid utetemperaturer under ca  $-15^{\circ}\text{C}$  (frånlufttemperaturen är då ca  $+2^{\circ}\text{C}$  och yttemperaturen på batteriet sannolikt nära  $0^{\circ}\text{C}$ ) kan dimensionerande effekten reduceras med upp till 30 %. Finns ingen risk för påfrysning blir reduktionen ännu större eller närmare 40 %.

#### 4 EKONOMISKA BERÄKNINGAR

Olika metoder används för lönsamhetsberäkningar. Här skall helt kort tre metoder nämnas.

##### 4.1 Återbetalningstid (Pay-off)

Metoden anger när investerat kapital börjar ge avkastning och kan utmärkt väl användas vid mycket korta återbetalningstider (under ett år). Vid längre tider förordas andra metoder.

##### 4.2 Kapitalvärdemetoden

Kan användas i alla sammanhang. Denna metod bygger på att med en åsatt kalkylränta överföra alla årliga in- och utbetalningar till nuläge och jämföra dessa med investeringen - nuvärdemetoden. Jämförelse mellan investering och besparing kan även göras genom att sprida ut alla kostnader till årligen lika stora annuiteter - annuitetsmetoden. Överstiger de årliga inbetalningarna investeringen är åtgärden lönsam.

Vid nuvärdemetoden multipliceras årliga inbetalningar med en nusummafaktor som beror av brukstid och åsatt ränta på investerat kapital. Vid annuitetsmetoden multipliceras investeringen med en annuitetsfaktor som är lika med det inverterade värdet av nusummafaktorn.

Nusummafaktorn och annuitetsfaktorn för dessa årliga in- eller utbetalningar finns i olika ekonomiska tabellverk. För enstaka belopp som faller ut finns även tabeller över nusummafaktorn och annuitetsfaktorn.

##### 4.3 Besparingskostnad

Denna metod används bl a av Byggnadsstyrelsen vid lönsamhetsbedömningar över åtgärder för energibesparing. Besparingskostnadsberäkning är en sk kvotmetod och skall inte användas för att rangordna olika åtgärder. Vid sådana frågeställningar förordas kapitalvärdemetoden.

Besparingskostnaden (Bk) definieras som

$$Bk = I + \frac{P_1 \times Uk + P_2 \times Dk}{P_3 \times Q}$$

där I är investeringen

Uk de ökade underhållskostnaderna

Dk de ökade driftkostnaderna (ej energi)

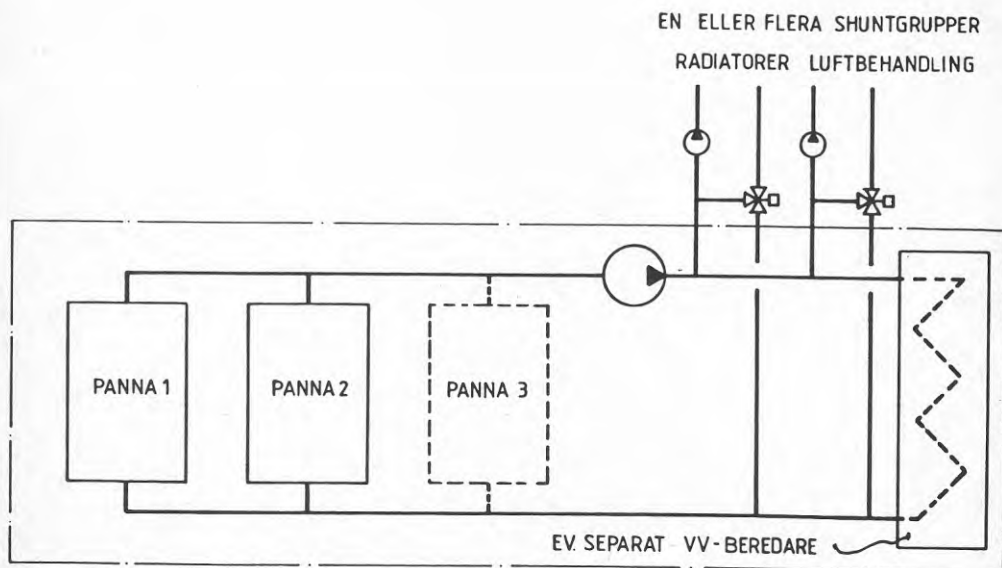
Q energibesparing i kWh

samt  $P_1$ ,  $P_2$  och  $P_3$  faktorer som beror av ränta och brukstid. Rekommenderade brukstider för olika åtgärder samt storlek av faktorerna återfinns i "Kalkylförutsättningar för energibesparande åtgärder" PM från energigruppen vid Byggnadsstyrelsen daterad 1981-07-28. (2).

## 5 BEFINTLIGA INSTALLATIONER

Föreliggande utredning avser ett generellt underlag över vilka energiomvandlingscentraler som kan och bör övervägas i det fall en befintlig panninstallation behöver bytas ut. Utredningen begränsas till mindre och medelstora värmecentraler vilket här förutsätts vara värmecentraler på mellan 100 kW och 5 MW installerad effekt.

Utredningen avser att vara generell, med vilket här förstås att projektunika installationer ej behandlas. Således förutsätts utredningen gälla en normal omvandlingscentral med en eller flera oljeeldade pannor, vattenburet värmesystem med separata shuntgrupper för radiatorvärmesystem och värmesystem för uppvärmning av luft samt tappvarmvattenberedning i separat beredare. Eventuell beredning av hettappvatten förutsätts ske medelst elektrisk eftervärmning av varmvatten antingen från normala ca 55°C eller från en högre temperaturnivå i varmvattenberedaren där i så fall varmvatten shuntas till ca 55°C före inkoppling till försörjningssystemet. Änga förutsätts ej erfordras för anläggningar försörjda från berörda omvandlingscentraler. Exempel på uppbyggnad av värmecentral visas i figur 5.1.



Figur 5.1 Exempel på nybyggnad av befintlig värmecentral med oljeeldade pannor.

I princip gäller utredningen den utrustning som återfinns inom det streckprickade området. Effektbesparingsåtgärder utanför detta område förutsätts vara utförda.

Radiatorsystemen i befintliga byggnader är vanligtvis överdimensionerade varför den verkliga dimensionerande framledningstemperaturen oftast ligger lägre än den projekterade.



Enligt Svenska Värmeverksföreningens rapport "Lågtempererad energi i fjärrvärmesystem" (3) är i regel både radiatorsystem och cirkulationsvattenflöden så överdimensionerade att framledningstemperaturer enligt tabell 5.1 erhålls för olika byggnader.

Hus byggda år	Verklig framlednings-/returtemperatur jämfört med nominell framledningstemperatur			
	Vanligtvis		Efter extrema <sup>1)</sup> besparingsåtgärder	
	80°C	90°C	80°C	90°C
1930 - 1950	65/56	70/60	55/40	60/49
1951 - 1965	65/56	70/60	55/43	
1966 - 1977	67/52 <sup>2)</sup>	72/55 <sup>3)</sup>	55/40 <sup>4)</sup>	
efter 1977	80/60			

- 1) Tilläggsisolering och byte till 3-glasfönster
- 2) Efter tätning och inreglering
- 3) Antaget värde
- 4) Efter ytförstoring av radiatorer

Tabell 5.1 Framlednings- och returtemperaturer för byggnader med olika byggnadsår.

Fram- och returledningstemperaturer är intressanta i de fall en låg temperaturnivå är att föredra från energiomvandlingscentralens synpunkt. En omvandlingscentral med egen panna (olja, el, gas) kan utan svårighet innehålla såväl höga som låga framledningstemperaturer. Temperaturnivån bestäms här helt av radiatorsystemets dimensionering. En värmepump däremot har normalt en övre temperaturgräns vid 60-70°C och kan i så fall inte producera varmare vatten. Den ekologiska optimala temperaturen ligger dessutom lägre säg vid 40-50°C beroende på värmekälla och köldmedium. Vid fjärrvärmeanslutning dimensioneras i dag värmesystemet för 80/60 med fjärrvärmetemperaturerna 120/70 (primärvärme). Enligt (3) kan man anta att i framtiden en betydligt lägre temperaturnivå eftersträvas på primärsidan (95/45) som förutsätter att åtgärder vidtagits i anslutna byggnader för att tillåta fram- och returledningstemperaturer i värmesystemet på 55/40°C. (Motsvarande för luftvärmare skulle vara 60/35 och för varmvattenberedning 5/47 vid 65/25 över beredaren.)

Oavsett vilken typ av omvandlingscentral som väljs bör således en lägsta möjliga framledningstemperatur väljas. Normalt är temperaturnivån låst i befintliga byggnader. Vid större ombyggnader bör man dock överväga åtgärder för att sänka temperaturnivån. Tilläggsisolering kan kanske ställas mot byte av radiatorer för att erhålla ett lågtemperatursystem. Detta skulle i sin tur kanske kunna medge

val av energiomvandlingscentral med lägre drifttemperatur. Härvid kan man tänka sig värmepump eller eventuellt inkoppling på fjärrvärmenätets returledning kanske med inshuntat framledningsvatten så att värmväxlare dimensioneras för 95/45. Speciella avtal måste sannolikt tecknas med berörda energileverantörer.

Används värmepumpar eller på något sätt lagrad energi kommer omvandlingssystemens effektivitet att variera med värmesystemets framledningstemperaturer och värmekällans temperaturvariation under året. Vid högre utetemperaturer styr då varmvattentemperaturen behovet av temperaturnivå. Dimensionerande effekt, totalt energibehov och värmesystemets framledningstemperatur respektive tappvarmvattentemperaturen är väsentliga för dimensionering och beräkning av sådana system.

Radiatorvärmesystemets effektbehov och dess temperaturnivå kan ur dimensioneringssynpunkt oftast sättas lika under hela dygnet även i system med nattemperatursänkning. Finns stora skillnader i effektbehov mellan dag och natt respektive arbetsdagar och helger kan man naturligtvis ta hänsyn härtill.

Temperaturnivån för uppvärmning av luft varierar endast med utetemperaturen såvida ej ventilationsanläggningen helt stoppas nattetid.

Beredning av varmvatten kräver en lägsta temperaturnivå oberoende av tiden vilket kommer att styra kravet på temperaturnivå från energiomvandlingscentralen sommartid.

## 6 ALTERNATIVA OMVANDLINGSCENTRALER

Vid utbyte av befintliga panncentraler kan flera alternativa energiomvandlingsanläggningar för olika energislag diskuteras. Gemensamt för alla är den befintliga värmemottagaren, byggnad(-erna), med dess förutsättningar och begränsningar. Olika omvandlingsanläggningar kan dock ställa krav på förändringar i byggnadens eller dess installationssystem. Nedan diskuteras möjliga omvandlingscentraler samt för- och nackdelar.

### 6.1 Oljeeldade pannor

Nya oljeeldade pannor kan naturligtvis installeras. Sannolikt kan man härvid tillgodoräkna sig en verkningsgradsförbättring av storleksordningen 5 %. Fördelen med nya pannor är i första hand att värmesystemet i övrigt inte påverkas alls samt att alla rutiner för drift och underhåll bibehålls. Nackdelen är som alltid vid egna pannanläggningar oljeberoendet samt problem med smuts och ljud. SBN -80 föreskriver att pannanläggningar "skall kunna ställas om till eldning med ett inhemskt fast bränsle utan omfattande ombyggnadsarbeten" (SBN 45:81). Denna föreskrift kan medföra krav på stora förändringar men oftast är pannrum och rökkanaler så dimensionerade att eldning med fasta bränslen kan genomföras under förutsättning att installerad panna tillåter detta. Obs! dock krav på skorsten.

Investeringskostnaderna för en ny panninstallation blir i regel relativt måttliga såvida ej omfattande byggnadstekniska åtgärder behöver vidtas för att möjliggöra fastbränsleeldning.

Oljepriset i Stockholm ligger på ca 2.070 kr för Eo 1 och 1.720 kr för Eo 4 (lågsvavlig 1.790 kr) (febr 1982). Detta motsvarar ett energipris av ca 27 öre/kWh respektive 22 öre/kWh (23 öre/kWh) vid en genomsnittlig pannverkningsgrad av 75 %. Man torde inte kunna kalkylera med någon oljeprissänkning. Eventuella prissäbningar på den internationella marknaden kan mycket väl komma att motverkas av höjda energiskatter.

Vid pannhaveri kan tillfälliga lösningar erfordras typ mobila panncentraler, inhyrda eller inköpta.

### 6.2 Fjärrvärme

Finns fjärrvärme tillgängligt torde man svårligen kunna välja något annat alternativ. Ofta är man tvingad att ansluta sig till fjärrvärmenätet när den befintliga värmecentralens brukstid är slut. Finns valmöjlighet blir det ofta ekonomiskt fördelaktigt att gå över till fjärrvärme.

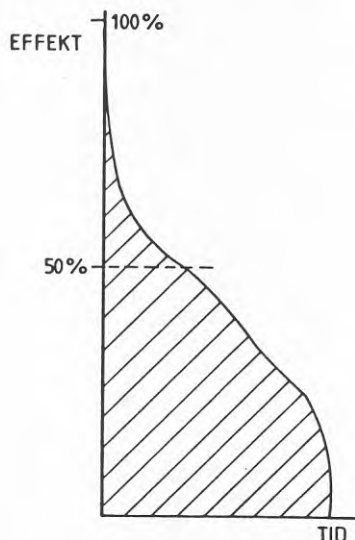
Fördelarna med fjärrvärme är flera. En av de väsentligare är att drift- och underhållsarbetet minskas. Installationerna är enkla och personalen är knappast skeptiskt inställd till fjärrvärmeinkoppling - snarare tvärt om. I samband med att pannan rivs ut friställs även delar av panncentralen för alternativt utnyttjande. Krav på möjligheten till fastbränsleeldning överförs dessutom till fjärrvärmeverket.

Fjärrvärmesystemet baseras på energiförbrukning och för Stockholm primärvattenflöde samt en fast effektberoende årsavgift (förutom eventuell anslutningsavgift). För Stockholm gäller under 1982 energipriset ca 182:30 kr/MWh, primärvattenpriset 1:10 kr/m<sup>3</sup> plus index ca 40 % samt effektavgiften 21 kr/kWh plus index ca 40 %. Fjärrvärmesystemet motsvarar ca 23 öre/kWh.

### 6.3 Elvärme

Byte till indirekt elvärme där de oljeeldade pannorna ersätts med en central elvärmevattenberedning är tekniskt sett en enkel installation under förutsättning att erforderlig eleffekt enkelt kan tillhandahållas. Vanligtvis krävs dock omfattande kompletteringar om över huvud taget erforderlig effekt kan tillhandahållas med hänsyn till det lokala el-nätet. Notabelt är även att finns fjärrvärme eller planer för fjärrvärme inom berört område kommer sannolikt inte el-värme att tillåtas. Berört energiverk kan ge upplysningar över tillstånd och möjligheter till energiförsörjning.

För närvarande (1982) bedöms tillgången på eleffekt och elenergi god för hela landet och elenergi produceras nästan helt utan fossila bränslen. Det centrala högspänningsnätet har kapacitet för att tillgodose en utbyggnad av elutnyttjandet med undantag för Stockholmsregionen. De lokala distributionsnäten har däremot inte motsvarande överkapacitet varför en viss försiktighet bör tillrådas vid övervägande av elvärme. Tillstånd krävs dessutom av de lokala energiverken. I figur 6.1 illustreras effektbehovet för klimatisering av en byggnad som funktion av utetemperatur. Av figuren framgår klart att den dimensionerande effekten blir mycket stor om hela värmebehovet skall täckas med elvärme jämfört med energibesparingen.



Figur 6.1 Principfigur över effektbehovet för klimatisering av en byggnad som funktion av tiden. Den skrafferade ytan i figuren är proportionell mot energibesparingen.

Utnyttjas det lokala eldistributionsnätet för att täcka hela värmebehovet tas en mycket stor del av nätets effektreserv i anspråk, (eventuellt hela) och en viss mängd olja ersätts med elenergi. Det är mer samhällsekonomiskt att maximera effektuttaget såg för enkelhetens skull till 50 % av den dimensionerande effekten. Det lokala eldistributionsnätet skulle härmed medge att två lika stora anläggningar kunde utnyttja el till 50 % av de dimensionerande effekterna. Följden härav blir att betydligt större volym olja sparas totalt för de båda anläggningarna. Exemplet förutsätter givetvis att resterande effektbehov tillgodoses på annat sätt än genom elvärme.

Före val av elvärme bör alltid alternativ med eldriven värmepump övervägas. Beroende av yttre värmekälla kan för en värmepump en genomsnittlig årsvärmefaktor på mellan 2 och 3 erhållas. D v s el-energibehovet minskar till hälften å en tredjedel. Även effektbehovet kan reduceras sannolikt dock ej lika mycket.

Elvärmen ger generellt förenklad drift och underhåll och medför dessutom en renare och tystare energiomvandlingscentral. Kan delar av effektbehovet täckas med befintlig eller ny panninstallation erhålls inte dessa fördelar. Med en sådan alternativ energiförsörjning kan dock el respektive olja väljas så att lägsta energikostnaden erhålls exempelvis el nattetid och olja dagtid samt el för varmvattenberedning sommartid.

Ur eldistributionssynpunkt är det gynnsamt med en utjämning av effektuttaget över hela året. Även en utjämning under dygnet eftersträvas. Eltaxan kommer därför att differentieras för olika perioder under året och dygnet i avsikt att minska effektbehovet vintertid och öka effektuttaget sommartid.

Energiverket i Stockholm avser tillämpa i tabell 6.1 presenterade energipriser och effektavgifter för högspänning. För lågspänning kan man anta en liknande prissättning.

Period	öre/kWh		För 11kV spänning gäller
	Dag	Natt	
Nov - Mars	31	13	- Fast avgift 4.200:-
April, Sept, Okt	15	11	- Abonnemangsavgift 36:-/kW
Maj - Aug	13	9	- Effektavgift 16:-/kW och vintermånad (nov-mars)

Tabell 6.1 Elenergi och -effektavgift för högspänd el i Stockholm (1982) exklusive energiskatt.

Leveranstider för elvärmepannor är f n relativt lång, ca 1 år.

Det är väsentligt att framhålla att utnyttjande av el och då speciellt eldrivna värmepumpar huvudsakligen motiveras av den billiga elenergin. Enerkipriset i sin tur kan hållas nere på grund av den överkapacitet som f n finns i produktionsleden. Denna överkapacitet bedöms ej kvarstå efter ca år 2000. Därefter krävs en elproduktionsutbyggnad som oavsett energislag (vatten, kärnkraft, kol, ved etc) medför så stora kapitalkostnader att priset på elenergi kan befaras öka tämligen dramatiskt. En investering i elvärme eller för värmepanninstallationer bör därför vara avskriven till ca år 2000.

#### 6.4 Gaseldade pannor

Distributionsnätet för stadsgas är i stort begränsat till huvudstaden Stockholm. Politiska beslut och ställningstagande till en mer utbredd satsning på naturgas i Sverige saknas. Den gas som i dag



produceras i Stockholm utvinnes ur bensin varför priset blir relativt högt 93 öre/m<sup>3</sup> (1982) vilket motsvarar ca 26 öre/kWh i en omvandlingscentral med ca 80 % verkningsgrad. Den fasta årsavgiften är dock måttlig - 648 kronor (1982).

Förbränningsgaserna från en gaseldad panna består huvudsakligen av kväveoxider, koldioxid och vattenånga. Inga korrosiva eller miljöfarliga ämnen förekommer i förbränningsgaserna. Ur miljösynpunkt är det således gynnsamt att utnyttja stadsgas (eller naturgas), speciellt i storstadsregionen. Innehållet i förbränningsgaserna medger också installationer för återvinning av värme. Man kan således utnyttja förbränningsgasernas värmeinnehåll till radiatorvärmesystem och för tappvarmvattenberedning ända ner till temperaturer där vattenånga kondenserar. Teoretiskt kan man därvid uppnå en total verkningsgrad för omvandlingscentralen som ligger vid 100 % vilket skulle pressa ner energipriset till under 20 öre/kWh.

Kommer man i en framtid att satsa på naturgas finns det att anledning att utveckla system för återvinning av värme ur förbränningsgaserna. I dag tvingas man nog konstatera att kunskapen om sådana installationer mer ligger på det teoretiska planet än på det praktiska. Detta gäller hela system med förbränning och värmväxling till olika värmebärarsystem eller/och till beredning av tappvarmvatten. Sådana ej utprovade system kan knappast rekommenderas som underlag för en ekonomisk utvärdering.

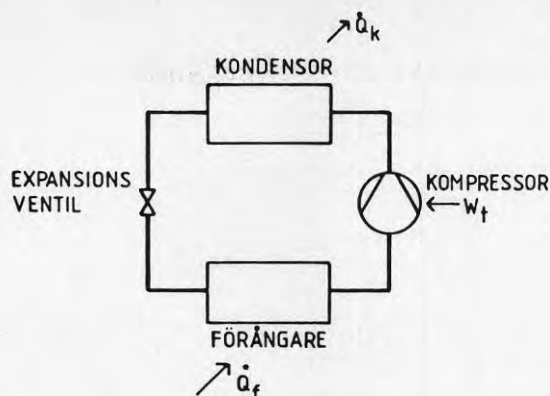
Med hänsyn till osäkerhet i framtida tillgång till gas och även till det relativt höga energipriset är alternativet gaseldade pannor ytterst tveksamt. Vid ett politiskt ställningstagande för naturgas i Sverige måste naturligtvis denna avrådan omprövas.

## 6.5 Värmepumpar

Flera olika typer och storlekar av värmepumpar finns i dag i drift eller planeras. Drifterfarenheter för åtminstone större värmepumpar sträcker sig dock ej särskilt långt bakåt i tiden varför viss försiktighet kan tillrådas vid val av värmepump för en energiomvandlingscentral. Värmepumpstekniken är dock såpass väl etablerad att man generellt torde kunna rekommendera en värmepumpinstallation som energibesparande åtgärd i de fall värmepumpen kompletterar eller kompletteras med en alternativ energiomvandlingsenhet som både utgör reserv och effekttillskott vid låga utetemperaturer. Ofta är den värmekälla som avses utnyttjas för värmepumpen så utetemperaturberoende att en alternativ effektreserv måste finnas av det skälet, vilket automatiskt gör själva värmepumpinstallationen till en ren energibesparingsåtgärd.

En värmepump byggs upp av förångade kondenser, kompressor och expansionsventil, se figur 6.2.





Figur 6.2 Principiell uppbyggnad av en värmepump

I rörsystemet mellan kondensator och förångare finns ett köldmedium som efter kompression vid ett högt tryck, kondenserar till vätska under avgivande av ångbildningsvärme. Vid expansion till ett lägre tryck efter expansionsventilen övergår köldmediet till ångfas i förångaren under upptagande av ångbildningsvärme. Kondensatorvärmets tillgodogörs för uppvärmning och utgör i princip summan av av förångaren upptagen energi och till kompressorn fördd energi. En värmefaktor definieras som kvoten mellan kondensoreffekt och till kompressor fördd effekt.

Man inser att en värmekälla måste finnas ur vilken förångaren upp-tar värme. Värmepumpen förutsätts här vara eldriven eftersom el till största delen produceras av vatten och kärnkraft d v s ej är beroende av fossila bränslen. Ett alternativ med dieselmotordriven värmepump med vattenkyllning och avgaspanna skulle kunna jämföras med mottrycksproducerad el bara i mindre skala och med sämre verkningsgrad.

Flera olika värmepumpalternativ kan vara intressanta beroende av vilka yttre förutsättningar som gäller för respektive objekt. Tänkbara värmekällor kan vara luft, vatten och mark eventuellt i kombination med värmelager.

Generellt för värmepumpinstallationer gäller att varje alternativ till tekniskt enklaste tänkbara värmekälla (vanligtvis uteluft) skall ställas i relation till denna enklaste värmekälla. Den ökade energibesparingen vid övergång för denna enklaste värmekälla till någon som kräver en mer komplicerad teknisk installation skall ju betala hela merkostnaden.

#### 6.5.1 Uteluft som värmekälla

Detta alternativ kan alltid komma ifråga och eftersom en sänkning av lufttemperaturen knappast ger några ekologiska bieffekter torde uteluft som värmekälla vara tilltalande. Full effektreserv erfordras. Frånluft från byggnader kan utnyttjas i största möjliga mån. Vanligtvis kan dock värmeåtervinning från frånluft till tilluft

installeras med större lönsamhet än värmepumpar varvid frånluftens temperaturnivå sänks. Ventilationsanläggningar stoppas dessutom ofta nattetid vilket medför att värmepumpar knappast kontinuerligt kan ta värme ur frånluften. Det totala luftflödesbehovet till värmepumpens kondensor kan ofta vara större än tillgängligt frånluftflöde.

#### 6.5.2 Lagrad solenergi i vatten i naturen

Uttag av värme från sjöar, rinnande vatten eller grundvatten är i dag möjligt. Direkta lagar som reglerar sådana värmeuttag finns ännu ej men en reglering av maximalt energiuttag ur naturen (eventuellt med undantag av luft) baserad på praxis (vattenrätt?) och/eller lagar-förordningar måste med all säkerhet genomföras. Eftersom tillgången till värme och dess temperaturnivå trots allt är begränsad blir förutsättningarna för en lönsam värmepump allt ogynnsammare ju fler baserade på samma värmekälla som finns i området. Varje värmeuttag speciellt vid temperaturnivåer under 0°C kommer dessutom att påverka naturen och livsbetingelserna i och i omgivningen kring värmeuttaget. Se "Undermarkens roll i Sveriges framtida energiförsörjning" IVA Rapport 209 (4) och "Miljökonsekvenser vid värmeutvinning och värmelagring i mark och vatten" BFR T 23:1981 (5). Förutsättningar och eventuellt tillstånd borde när det gäller värmeuttag från vatten i naturen därför ges från en central myndighet med total överblick exempelvis Statens naturvårdsverk.

#### 6.5.3 Lagrad solenergi i berg och mark

Horisontellt eller vertikalt förlagda rörslingor för ytjordvärme som värmekälla eventuellt i kombination med någon mekanism för uppladdning av värmekällan sommartid är teoretiskt möjligt. Verkningsgraden och funktionen hos större ytjordvärmekällor är knappast tillräckligt utrett och praktiskt utvärderat. Erfarenheter från fler utvecklingsprojekt bör därför ligga till grund för kommande utnyttjande av värmelager i mark (se 4 och 5). Erfarenheter från flera mindre projekt finns.

Djupjordvärme torde kunna betraktas som forskningsprojekt och ej kommersiellt tillgänglig alternativ värmekälla.

#### 6.5.4 Värmepump i fjärrvärmesystem

Fjärrvärme som värmekälla till en värmepump medför inte någon energibesparing eftersom den energi som utnyttjas är lika med summan av från fjärrvärmenätet uttagen energi plus elenergi för kompressor minskat med förluster i motor och kompressor.

Ett motiv till värmepumpar kopplade till fjärrvärmenätets returledning skulle vara att returtemperaturen blir lägre. En sänkning av returtemperaturen hos någon enstaka abonnent torde dock inte bli märkbar ur energiproduktionssynpunkt även om en sådan sänkning teoretiskt skulle vara gynnsam i det fall fjärrvärme produceras i en mottrycksanläggning. En lägre temperaturnivå medger en större kraftproduktion vilket skulle vara motivet till en eventuell värmepump med fjärrvärme som värmekälla. Detta motiv torde dock vara högst tveksamt eftersom merproduktionen el ej kan vara större än värmepumpens elenergibehov.

Ett annat motiv till värmepumpinstallation kan vara att eftersträva ett helt separat fjärrvärmenät med låg temperaturnivå för att kunna minska värmeförlusterna. Alternativt kan värmepumpar utnyttjas för

inkoppling till ett fullt ut utnyttjat fjärrvärmesystem där en utbyggnad inte på annat sätt är möjlig eller ekonomiskt försvarbar.

Man bör vara mycket restriktiv vid diskussioner över värmepumpanläggningar där fjärrvärmen används som värmekälla. Det är en helt annan sak att med hjälp av värmepumpar tillföra energi till fjärrvärme-systemet.

Gjorda investeringar i fjärrvärmesystem måste utnyttjas för att inte medföra kapitalförstöring. Man kan därför skönja ett visst motarbete hos fjärrvärmeleverantörer beträffande både energibesparing och installation av värmepumpar.

#### 6.6 Inhemska fasta bränslen inklusive kol, koks, kolsuspension etc

Under denna rubrik samlas alternativ såsom ved, flis, torv, kolja etc. Omvandlingscentraler för dessa energiformer kan inte i dag generellt rekommenderas av huvudsakligen tre skäl.

För det första kan hanteringen med hänsyn till automatisk drift ej betraktas som känd och beprövad. Kunskap finns förvisso beträffande kol, koks och ved men hanteringen med lagring, interntransport, matning, askhantering etc måste här betraktas som icke känd och beprövad. Utbildning och kunskap hos befintlig driftpersonal innefattas i denna bedömning. Några anläggningar finns i drift varför detta skäl bör vara föremål för återkommande värderingar.

För det andra finns i dag inget utbyggt distributionsnät utan varje anläggning eller huvudman måste själv handla upp och (låta) transportera respektive energiform. Detta ställer krav på både energiproduktionssidan och brukarsidan som i dag inte kan uppfyllas. Möjligen kan kol och koks undantas men dessa energiformer torde för det tredje inte tillåtas i lokala omvandlingscentraler. Innehållet i förbränningsgaserna - även efter en kostbar rening - talar mot lokala kol- och kokseldade värmeanläggningar.

## 7 AKTUELLA ALTERNATIVA OMVANDLINGSCENTRALER

Ur kapitel 6 framgår att av de möjliga alternativa omvandlingscentralerna är flera av sådan art eller i sådan utvecklingsfas att de ej syns möjliga att generellt rekommendera.

Vad som här kan kallas känd och beprövad teknik är egentligen endast tre alternativ, oljeeldade pannor, fjärrvärme och elvärme indirekt eller med värmepump. Härtill kan även räknas gaseldade pannor men eftersom officiell ställning till gas i Sverige ännu ej tagits utelämnas omvandlingscentraler för gas i denna utredning - de får betraktas som projektunika. Finns gas tillgängligt kan relativt enkelt i alternativet för oljeeldade pannor dessa bytas ut mot gaseldade och energikostnaderna jämföras. Möjligheter till återvinning av värme ur förbränningsgaserna bör naturligtvis beaktas.

Elvärmestaxan för Stockholmsregionen prioriterar starkt natt-el eftersom Stockholm i dag knappast har någon effektreserv. Man torde kunna förutsätta att mindre och medelstora omvandlingscentraler - här valt från ca 100 kW till 5 MW - knappast kan tillåtas utnyttja elvärme. Det torde heller inte vara ekonomiskt förmånligt att vintertid (under dagen) lägga hela den dimensionerande effekten på el.

Av ovan sagda och med hänsyn till att Stockholms Läns Landsting bör ha ett visst samhällsansvar torde heltäckande elvärme komma ifråga endast i mycket speciella fall. Oljebesparing genom utnyttjande av elenergi är däremot både motiverat och önskvärt. Således kan elenergi användas under hela eller delar av året med en begränsning i effekt som ger en stor oljebesparing utan att kräva täckning med el för hela den dimensionerande effekten. Någon alternativ energiform måste då finnas för topplasteffekt.

Så snart elvärme övervägs måste möjligheten till installation av eldrivna värmepumpar utredas. Elenergin utnyttjas i sådana installationer på ett effektivare sätt.

Vid nedanstående bedömning av installationer, kostnader, energi- och effektåtgång, besparingar etc förutsätts att de tidigare i kapitel 3 angivna förberedande undersökningarna är genomförda och att erforderliga uppgifter över effekt- och energibehov föreligger.

### 7.1 Nya oljeeldade pannor

I den befintliga panncentralen enligt kapitel 5 skall de befintliga oljeeldade pannorna bytas. Vi förutsätter att oljesystemen och oljebrännarna kan användas för de nya pannorna och att rökkanaler och skorsten är intakta. I själva pannbytet innefattas utrustning för rökgasrening samt att pannor väljs som kan eldast med inhemskt fast bränsle.

Beräkningarna genomförs för 5 olika dimensionerande effekter under antagnade av att proportionalitet gäller mellan energibehov och dimensionerande effekt. Som utgångspunkt har använts effekt- och energiuppgifter ur (1).

Dimensionerande effekt	Pannstorlek	Energi-behov	Beräknat <sup>1)</sup> oljebehov	Energi-kostnad <sup>2)</sup>	Bedömd investerings-kostnad <sup>3)</sup>
MW	MW	MWh	m <sup>3</sup>	Tkr	Tkr
0,1	0,07+0,05	195	26	49,4	90
0,5	0,35+0,25	975	126	239,4	225
1	0,5+0,5+0,3	1.950	250	475	410
2	1,0+1,0+0,5	3.900	500	950	585
5	2,5+2,5+1,0	9.760	1.260	2.394	1.010

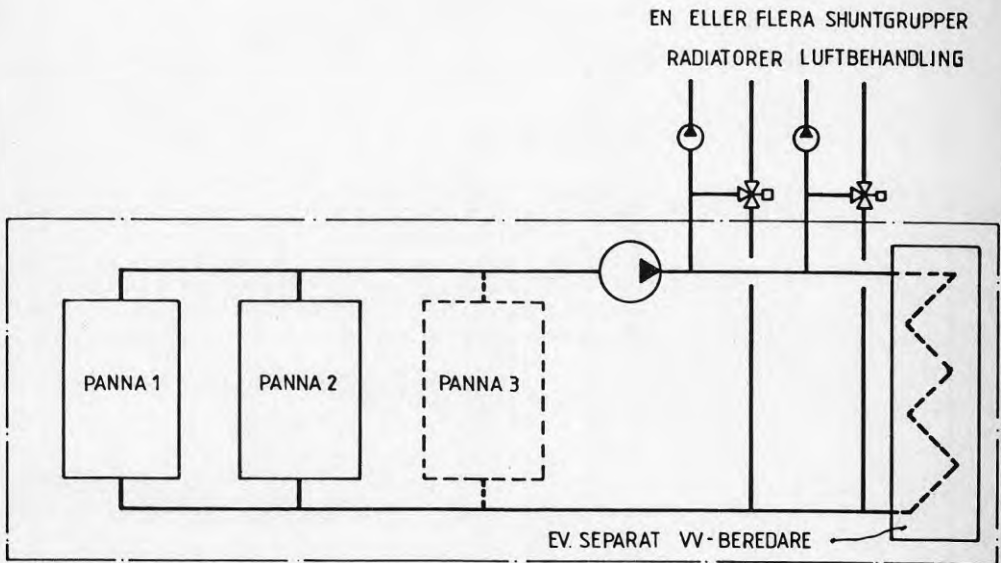
1) Den genomsnittliga pannverkningsgraden har här satts till 0,75

2) Energikostnaden baserad på 1.900:-/m<sup>3</sup> olja.

3) Kostnadsläge 1982. Kostnaden inkluderar 50 % pålägg för projektering, administration och mervärdeskatt

Tabell 7.1 Pannstorlekar och oljebehov samt bedömda investeringskostnader vid olika dimensionerande effekter.

Inkoppling av pannor visas i principschema enligt figur 7.1 (lika figur 5.1).



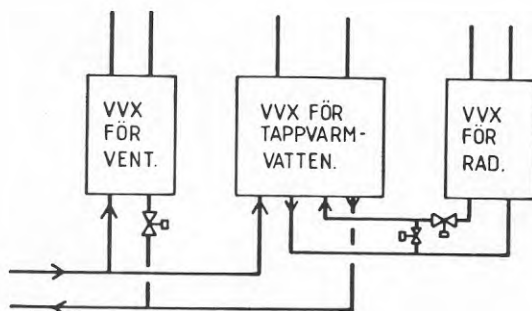
Figur 7.1 Principkoppling av oljeeldade pannor i en omvandlingscentral.

I kostnaden enligt tabell 7.1 ingår demontering av de befintliga pannorna men ej åtgärder beträffande hettappvattenberedning. Här

förutsätts således att hettappvattensystem av energibesparingskäl ersätts av lokala el-beredare eller el-ånggeneratorer.

## 7.2 Inkoppling till fjärrvärme

Vid fjärrvärmeinkoppling ersätts panncentralen av en undercentral med värmeväxlare - en för uppvärmning av luft, en för radiatorvärmvatten och en för beredning av tappvarmvatten. Se figur 7.2.



Figur 7.2 Exempel på fjärrvärmeinkoppling

Någon dubblering av värmeväxlarna förutsätts ej krävas.

Värmesystemens temperaturnivå kan diskuteras i de fall förberedelser för en sänkning av fjärrvärmenätets temperatur kan vara aktuell. I dag gäller för radiatorvärme 120-70 på primärsidan och 80-60 på sekundärsidan, för luftvärmare gäller 120-50 respektive 80-40. Tappvarmvattenvärme dimensioneras för 75-30 primärt och 55-40 sekundärt. (Enligt (3).) Vid nybyggnad dimensioneras dock sekundärsidan för 55-40°C.



Dim effekter totalt	VVX rad	VVX luft	VVX vatten	Energi- behov totalt	Fasta <sup>1)</sup> årsavgifter	Energi- <sup>2)</sup> kostnad	Bedömd <sup>3)</sup> investeringskostn
MW	MW	MW	MW	MWh	Tkr	Tkr	Tkr
0,1	0,027	0,057	0,016	195	10,78	41	235
0,5	0,13	0,29	0,08	975	53,9	205	340
1	0,27	0,57	0,16	1.950	63,7	410	490
2	0,54	1,15	0,32	3.900	127,4	820	710
5	1,3	2,9	0,8	9.760	200,9	2.051	1.070

- 1) Med fasta årsavgifter avses (3.500:- plus 42:-) x 1,4/kW för effekter under 1 MW  
Mellan 1-3 MW gäller (17.500:- plus 28:-) x 1,4/kW och för effekter över 3 MW (38.500:- plus 21:-) x 1,4/kW (gäller för 1982)
- 2) Rörlig kostnad ca 21 öre/kWh (1982)
- 3) Inklusiv 50 % pålägg för projektering, administration och mervärdeskatt.

Tabell 7.2 Effekt- och energiuppgifter samt beräknat investeringsbehov vid inkoppling av fjärrvärme

Uppgifter i tabell 7.2 utgör exempel på olika effekt- och energibehov samt kostnader. Respektive uppgift måste naturligtvis kontrolleras och uppdateras för varje verklig anläggning. Anslutningsavgifter redovisas ej men måste naturligtvis ingå i en slutlig lönsamhetsbedömning.

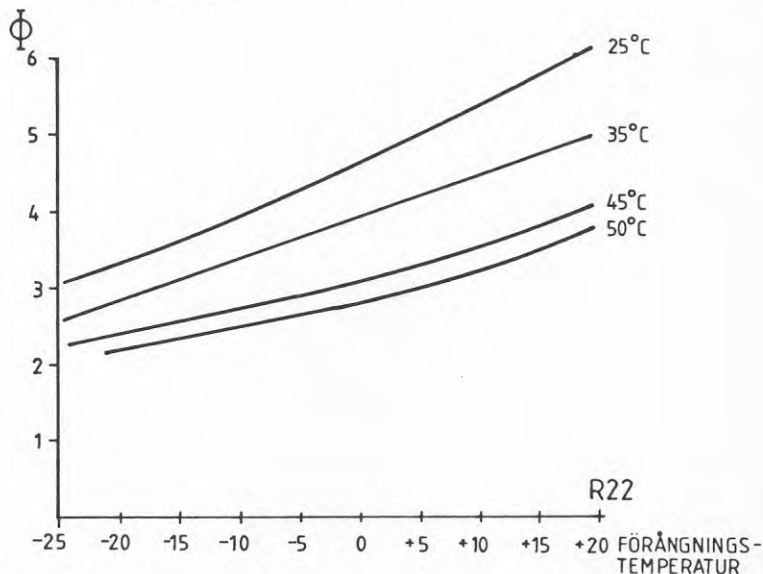
### 7.3 Värmepumpinstallationer

Vid lönsamhetsberäkningar över installationer med värmepump skall alltid jämförelse ske mot den enklaste alternativa värmepumpen. Således bör i varje verkligt fall undersökas hur mycket energi som sparas och till vilka kostnader i ett alternativ med uteluften som värmekälla. Andra värmekällor kan ge en ökad energibesparing men oftast till en ökad investeringskostnad. Det är härvid den ökade besparingen som skall finansiera den större investeringskostnaden. Hän-syn måste således tas både till den totala lönsamheten och till huruvida det är lönsamt att utnyttja en värmekälla som kanske kräver en mer sofistikerad teknisk lösning.

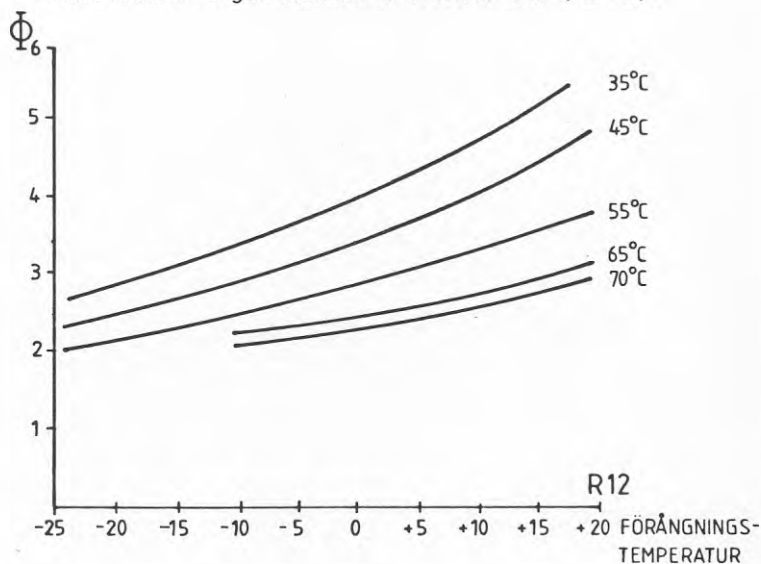
Nedan behandlas tre olika värmekällor nämligen uteluft, vatten i naturen och ytjordvärme. Fler värmekällor kan finnas exempelvis avloppsvatten, spillvärme eller isbildningsvärme, solvärme etc. Värmepump kan även kombineras med någon form av lagring. I det här sammanhanget har dock valts att lägga huvudvikten vid icke projektunika tekniska lösningar samt lösningar som är att betrakta som i dag kända och beprövade. Kunskaper om anläggningar i drift ökar dock kontinuerligt varför flera eller färre värmekällor kan bli aktuella i en framtida värmepumpstudering. Observera dock vad som nämnts i kapitel 6 angående tillgång till el. - Värmepumpar bör göras el-motordrivna och vara avskrivna till början av 2000-talet.

## 7.3.1 Uteluft som värmekälla (Beräkningsexempel redovisas i bilaga 1)

Anläggningens värmefaktor kan beräknas som funktion av förångningstemperatur och med värmebärartemperatur (och köldmedium) som parameter(-rar). Grundläggande uppgifter skall kunna införskaffas från värmepumptillverkare men ungefärlig storlek av värmefaktor kan hämtas ur figurerna 7.3 och 7.4.



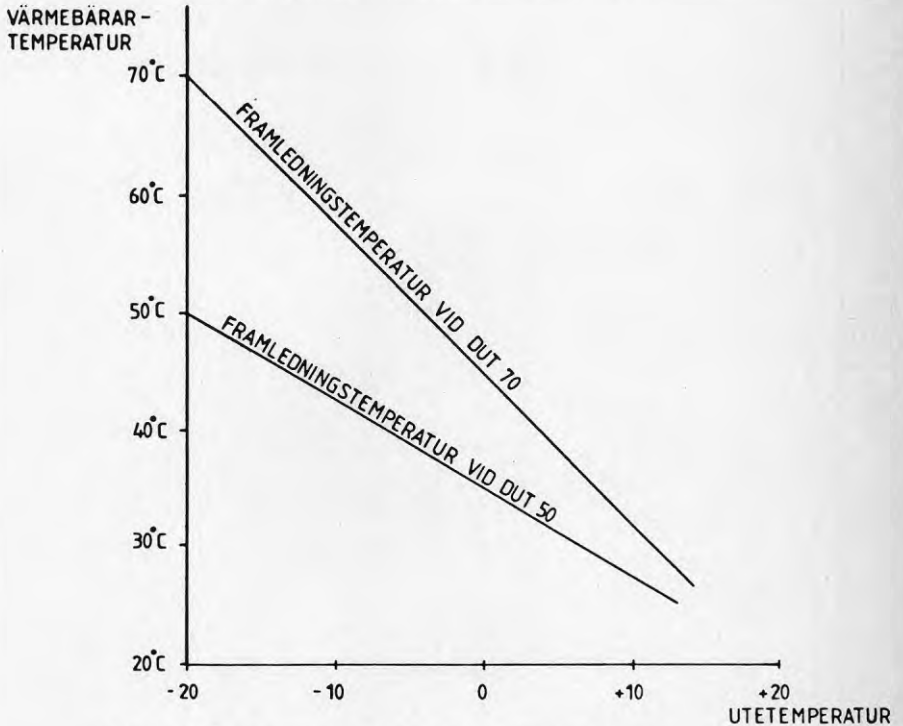
Figur 7.3 Värmefaktorn som funktion av förångningstemperaturen för olika värmebärartemperaturer. Köldmedium R22. Värmefaktorn anges exklusive fläktar etc (enl 6).



Figur 7.4 Värmefaktorn som funktion av förångningstemperaturen för olika värmebärartemperaturer. Köldmedium R12. Värmefaktorn anges exklusive fläktar etc (enl 6).

Framlednings-  
temperatur

Värmebärarsystemets temperaturer som funktion av utetemperaturen illustreras i figur 7.5. I det fall värmepumpen skall utnyttjas för beredning av tappvarmvatten sommartid kommer vid en viss utetemperatur varmvattnets temperaturnivå att vara styrande för kondenseringstemperaturen.



Figur 7.5 Exempel på värmebärartemperaturer

Utnyttjas en hetgaskylare för eftervärmning av varmvattnet kommer varmvattenbehovet att styra kondenseringstemperaturen när effektbehovet för tappvarmvattenberedning är ungefär lika stort som effektbehovet för uppvärmning. Enligt (6) kan sambandet mellan kondenseringstemperatur och effektförhållande värme-varmvatten skrivas

$$t_k = t_{H_2O} - \alpha \times \left(1 - \frac{\dot{Q}_{\text{värme}}}{\dot{Q}_{H_2O}}\right) \times \Delta t_{H_2O} + 5$$

där

$t_k$  = kondenseringstemperaturen

$t_{H_2O}$  = dimensionerande tappvarmvattentemperatur

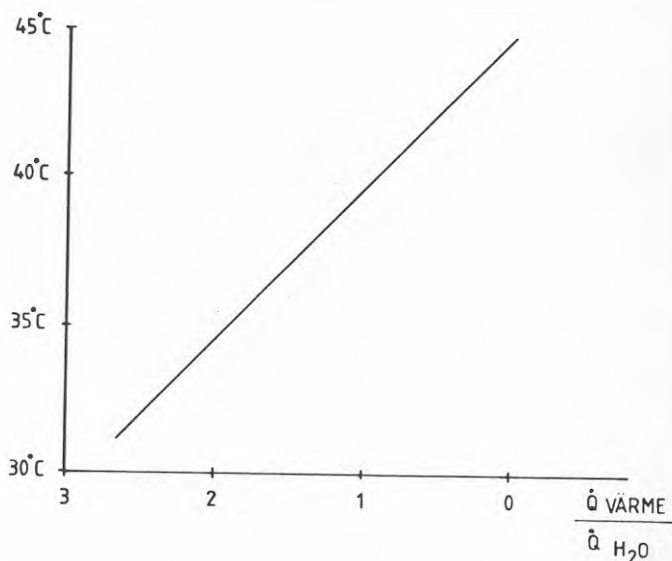
$\alpha$  = den del av kondensorvärmes som kan tas ut i en hetgaskylare (0,10 - 0,15 av totala kondensorvärmes)

$\frac{\dot{Q}_{\text{värme}}}{\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}}}$  = förhållandet mellan effekterna för uppvärmning och för tappvarmvattenberedning samt

$\Delta t_{\text{H}_2\text{O}}$  = temperaturhöjning hos tappvarmvatten

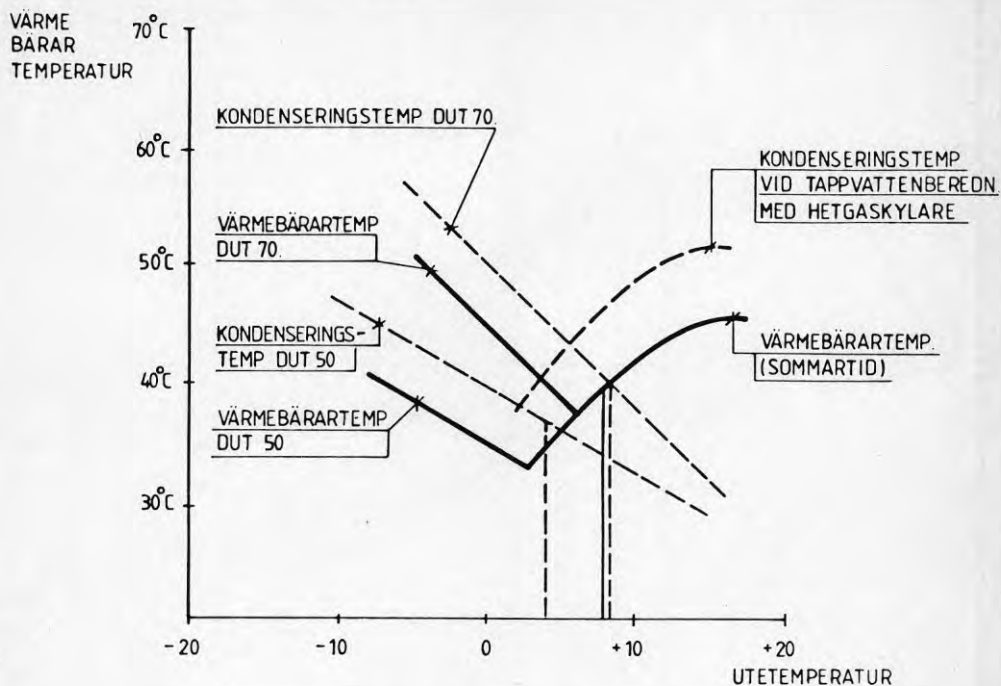
Siffrorna 5 anger vattentemperatur under kondensorvattentemperatur.

#### KONDENSORVATTEN- TEMPERATUR



Figur 7.6 Kondensorvattentemperatur vid varmvattenberedning med värmepump och hetgaskylare som funktion av förhållandet mellan värme- och tappvarmvatteneffekterna. Tappvarmvattentemperaturen +45°C har här förutsatts.

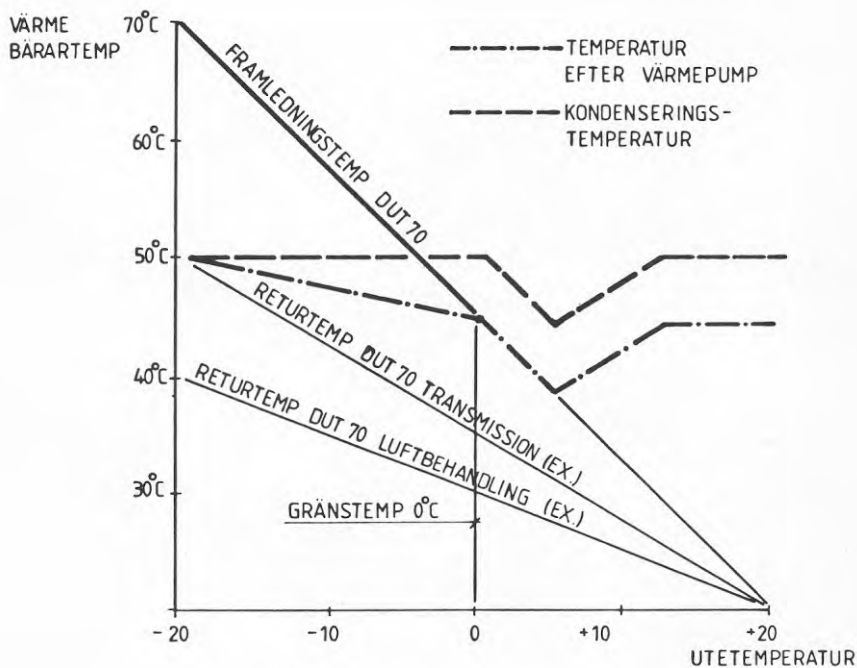
Figur 7.6 illustrerar behovet av kondensorvattentemperaturer enligt uttrycket ovan. Figurerna 7.5 och 7.6 kan kombineras för den berörda anläggningen varvid erhålls exempelvis kurvor enligt figur 7.7.



Figur 7.7 Exempel på erforderlig kondenseringstemperatur vid värmepump med hetgaskylare för tappvarmvattenberedning. Kurvorna förutsätter att kondenseringstemperaturen ligger ca 5<sup>o</sup> över värmebärartemperaturen. I exemplet har förutsatts att värmeeffekt och effekt för tappvarmvattenberedning är lika stora vid +8<sup>o</sup>C och dubbelt så stor vid 0<sup>o</sup>C. Den del av kondensoreffekten som kan tillgodogöras i hetgaskylaren har här satts till 0,15 av totala kondensoreffekten.

Värmebärar-  
temperatur

Värmebärarsystemets temperaturkurvor kan uppritas och med ledning av uppgifter av figurerna 7.5 och 7.7. Se figur 7.8.



Figur 7.8 Exempel på värmebärartemperatur i system där tappvarmvatten bereds medelst eftervärmning i hetgaskylare. I exemplet har inritats en gränstemperatur definierad som den utetemperatur över vilken värmepumpen täcker hela värmebehovet för transmission.

Gränstemperatur

I figur 7.8 har markerats gränstemperaturen  $0^{\circ}\text{C}$  d v s en gränstemperatur över vilken värmepumpen täcker hela värmebehovet för transmission. Valet av gränstemperatur beror av anläggningens dimensionerande värmebärartemperaturer och styr valet av köldmedium. Maximalvärmebärartemperaturen kan sättas till högst

- +70 $^{\circ}\text{C}$  för R12
- +60 $^{\circ}\text{C}$  för R500
- +50 $^{\circ}\text{C}$  för R22

och bör kanske ligga ytterligare några grader lägre. I system med hög värmebärartemperatur kan det tyckas att R12 bör väljas men detta medför krav på större värmepumpar varför valet inte alls är givet.

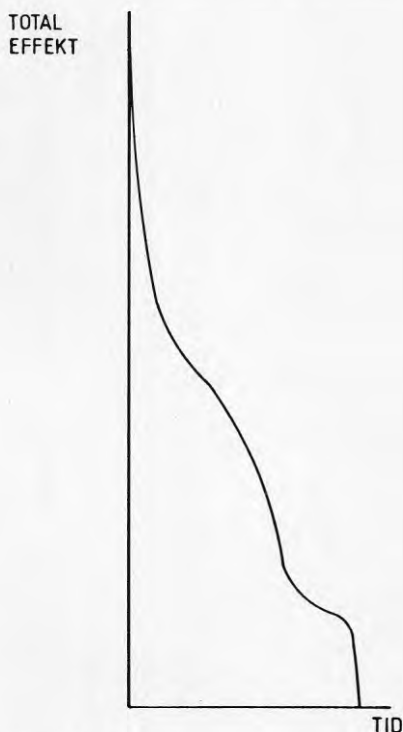
Värmepumpen kan knappast arbeta vid lägre utetemperaturer än  $-10$  ä  $-15^{\circ}\text{C}$  med hänsyn till avfrostningsproblem. Här sätts  $-10^{\circ}\text{C}$  som lägsta utetemperatur för värmepumpdrift.



I exemplet i figur 7.8 har gränstemperaturen  $0^{\circ}\text{C}$  inritats och högsta värmebärandetemperatur från kondensorn  $+45^{\circ}\text{C}$ . Vid temperaturer under  $0^{\circ}\text{C}$  kommer således endast delar av värmeeffektbehovet att kunna täckas och vid ca  $-13,5^{\circ}\text{C}$  (teoretiskt  $-20^{\circ}\text{C}$ ) ges inte något värmetillskott alls från värmepumpen då returtemperaturen överstiger temperaturen ut ur värmepumpen. Eventuellt kan ytterligare sänkning av returvattentemperaturen erhållas genom förvärmning av tappvarmvatten. Ur energisynpunkt torde detta dock sakna betydelse med hänsyn till den låga värmefaktor (netto) som erhålls vid  $-10^{\circ}$  ä  $-15^{\circ}\text{C}$  utetemperatur ( $-20^{\circ}$  ä  $-25^{\circ}\text{C}$  förångning).

#### Effektbehov

Vi förutsätter att effektbehovet för den berörda anläggningen är känt och kan uppritas i ett varaktighetsdiagram d v s som funktion av tiden. Ett exempel på effektbehov visas i figur 7.9.



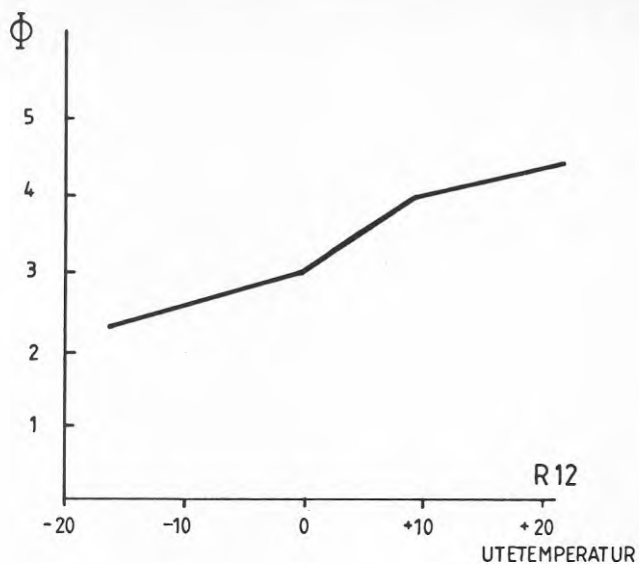
Figur 7.9 Exempel på effektbehov som funktion av tiden.

Eftersom effekt gånger tid är lika med energi är ytan i ett varaktighetsdiagram proportionell mot energibehovet.

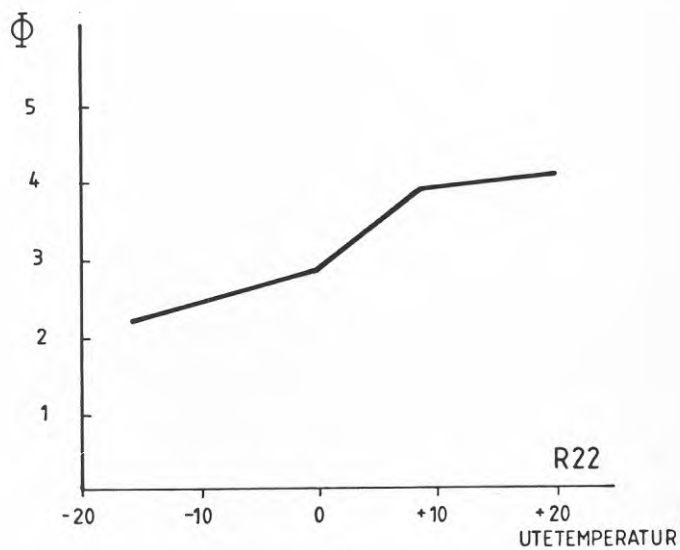
#### Värmefaktor

Med hjälp av figur 7.3 eller 7.4 och figur 7.8 kan värmepumpens värmefaktor uppritas som funktion av utetemperaturen. Förångningstemperaturen förutsätts här ligga ca  $10^{\circ}\text{C}$  lägre än omgivningstemperaturen (se figur 7.10 och 7.11).

I realiteten medför en viss utetemperatursänkning inte en lika stor sänkning av förångningstemperaturen.



Figur 7.10 Värmefaktor som funktion av utetemperatur och därmed med olika framledningstemperaturer. Köldmedium R12.



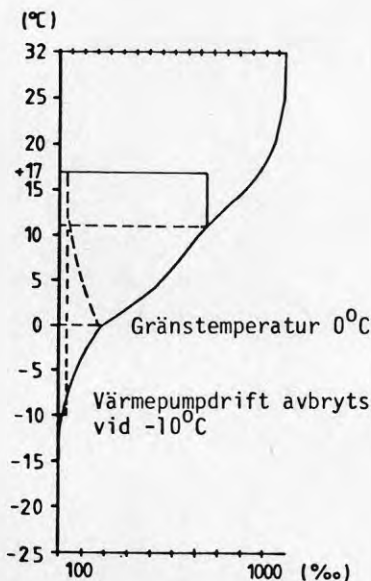
Figur 7.11 Värmefaktor som funktion av utetemperatur och därmed med olika framledningstemperaturer. Köldmedium R22.

## Energibesparing

Effektbehovet i figur 7.9 utgör summan av erforderlig effekt för kompensering av transmissionsförluster, för uppvärmning av luft och för tappvarmvattenberedning. De båda först nämnda effekterna är utetemperaturberoende medan tappvarmvatten förutsätts kräva lika stor effekt oavsett utetemperatur.

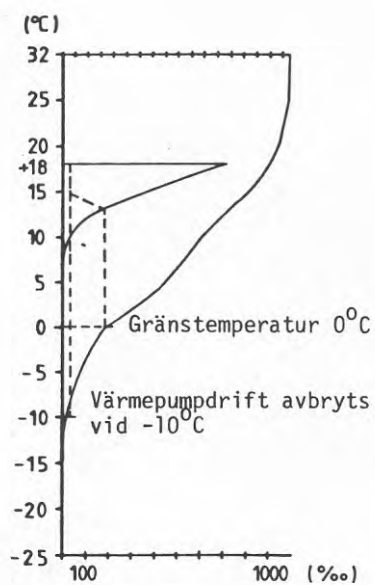
Varaktighetsdiagram och därmed effekt- och energibehov för transmissionsförluster och för uppvärmning av luft kan upprättas i enlighet med uppgifter i kapitel 2.

Ur figur 7.8 utläses gränstemperatur och värmetillskott från värmepumpen vid utetemperaturer under gränstemperaturen (mellan  $0^{\circ}\text{C}$  och  $-20^{\circ}\text{C}$ ). Dessa uppgifter kan inritas i ett varaktighetsdiagram med de aktuella rumstemperaturerna, lufttemperaturerna etc markerade. Figur 7.12 visar ett exempel gällande transmissionsförluster. Figur 7.13 visar ett exempel gällande luftbehandling. Köldmedium är i båda fallen R22. Temperaturuppgifter är lika de i figur 2.2 respektive 2.4. Värmepumpdrift avbryts här vid  $-10^{\circ}\text{C}$  utetemperatur.



I varaktighetsdiagrammet är ytan proportionell mot energibehov. Energibesparingen genomförs genom att berörda ytor räknas fram. (Räkna rutor)

Figur 7.12 Exempel på konstruktion av temperaturnivåer och beräkning av energibesparing i radiatorsystem med värmepump.



Figur 7.13 Exempel på konstruktion av temperaturnivåer och beräkning av energibesparing i uppvärmningssystem för luft med värmepump.

Medelst ytberäkning i figurerna 7.12 och 7.13 erhålls energibesparingarna här angivna som del av totala energibehovet för respektive anläggningsdel.

	Transmission	Luftbehandling
Erforderlig tillsatseffekt	100 %	100 %
Erforderlig tillsatsenergi (ca)	25 %	25 %
Brutto energibesparing (ca)	75 %	75 %

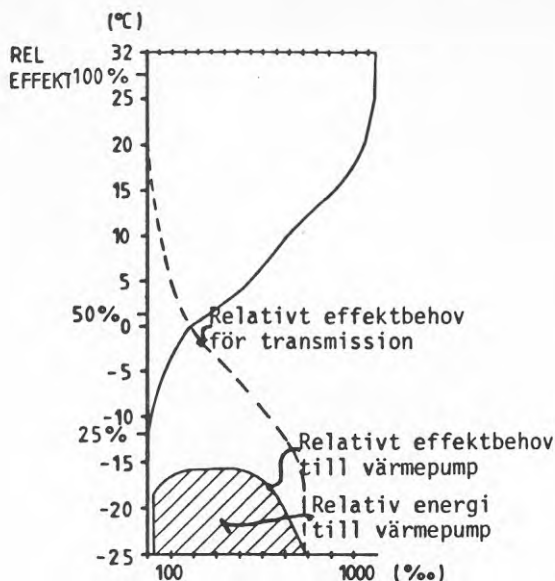
Tabell 7.3 Exempel på tabell över uppgifter ur figurerna 7.12 och 7.13

#### Olika gränstemperaturer

Värmepumpsystem är till sin uppbyggnad lågtemperatursystem. Värmefaktorn förbättras och större energibesparing erhålls vid system med låga värmebärartemperaturer. Sannolikt är 50°C eller däromkring en temperaturnivå som skall eftersträvas vid värmepumpsystem. I befintlig bebyggelse låter detta sig ofta inte genomföras utan att hela värmesystemet skulle behöva bytas ut till allt för höga kostnader. Valet av gränstemperatur blir i flertalet fall därigenom inte så entydigt lätt. För reella anläggningar bör därför i utredningsfasen några olika alternativa gränstemperaturer användas för att möjliggöra en bedömning av vilken gränstemperatur som bör väljas.

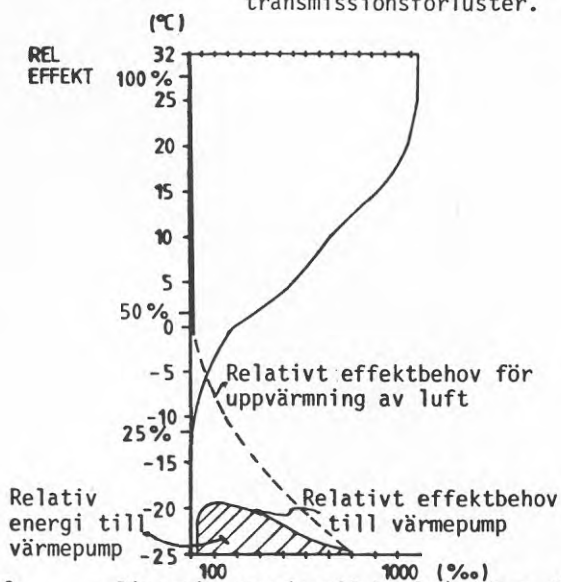
#### Värmepumpens effekt- och energibehov

Värmefaktorn som funktion av utetemperaturen framgår av figurerna 7.10 och 7.11 och med hjälp av effekt från värmepumpen enl figurerna 7.12 och 7.13 eller figur 7.8 kan värmepumpens effektbehov vid olika utetemperaturer beräknas. Se figurerna 7.14 och 7.15. Härtill kommer effekt för beredning av tappvarmvatten. Dimensionerande effekt för tappvarmvattenberedning dividerad med värmefaktorn för olika utetemperaturer skall således adderas till de i figurerna 7.14 och 7.15 angivna effektbehov. (Figur 7.16.)



- Dimensionerande effekt från VP ca 48 % av dimensionerande effekt för transmissionsförluster
- Dimensionerande effekt till VP ca 17 %.
- Energi till VP ca 25 % av energi för uppvärmning.

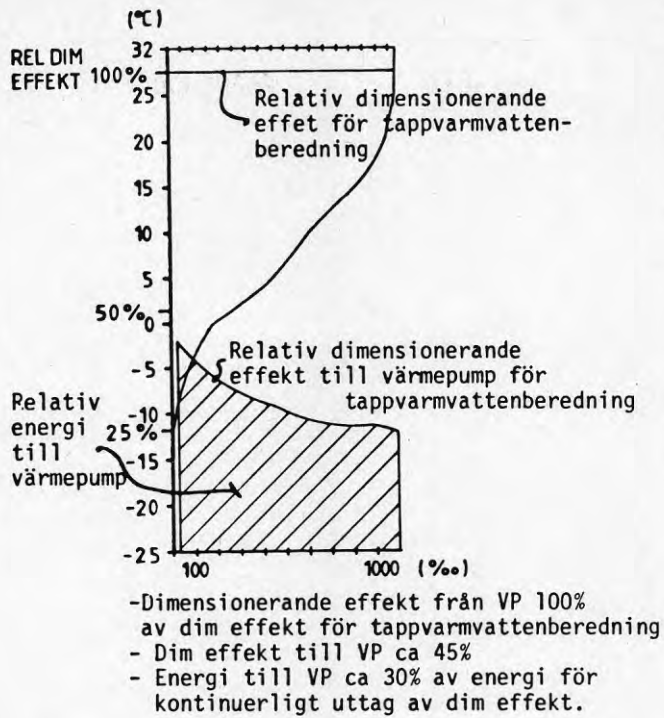
Figur 7.14 Effektbehov till värmepump för kompensering av transmissionsförluster.



- Dimensionerande effekt från VP ca 27 % av dimensionerande effekt för uppvärmning av luft
- Dimensionerande effekt till VP ca 10 %.
- Energi till VP ca 25 % av energi för uppvärmning av luft.

Figur 7.15 Effektbehov till värmepump för uppvärmning av luft





Figur 7:16 Effektbehov för tappvarmvattenberedning

Energibehovet till värmepumpar beräknas medelst relativ yträkning i figurerna 7.14, 7.15 och 7.16. Värmepumpens relativa effekt- och energibehov utgör summan i dessa figurer angivna relativa tal.

#### Hjälpmaskiner

För att driva värmepumpar krävs oftast s k hjälpmaskiner - pumpar eller fläktar. Effekt- och energibehov för att driva dessa är vanligtvis ej försumbart. Luft-vattenvärmepumpar av här behandlad storleksordning kräver förångare med påtrycket strömning d v s fläktar för att transportera det stora luftflöde som erfordras till förångaren. Luftflödet dimensioneras för 4-6°C temperatursänkning och fläktarnas tryckuppsättning med hänsyn till tryckfall över förångaren samt till de ljuddämpande åtgärder som erfordras för att ej störa omgivningen. Vid transport av så stora luftflöden som här krävs genereras nästan alltid buller - icke önskvärt ljud.

Antag att förångarfläktarna dimensioneras för 350 Pa och värmefaktorn 2,5 samt att reducering av luftflödet sker vid 70 % effektbehov och mindre. Med en genomsnittlig fläktverkningsgrad av 0,8 blir då effekt- och energibehovet för vårt exempel per kW dimensionerande effekt till värmepumpen av storleksordningen enligt tabell 7.4.

Energibehov (kW/kW till värmepump (dim)) ca 10 %

Effektbehov (kWh/kWh bruttoenergibesparing) ca 8-10 %

Tabell 7.4 Effekt- och energibehov för förångningsfläktar i vårt exempel.

Finns speciella pumpar för värmepumpsystemet skall effekt- och energibehov för dessa adderas till uppgifterna i tabell 7.4 för att erhålla totala driftuppgifter för värmepumpens hjälpmaskiner.

#### Avfrostning

Vid lägre temperaturer än ca +5°C krävs speciell avfrostning av de utomhus placerade förångarna. Vanligtvis reverseras köldmediecykeln och energibehov för avfrostning kan därför sättas som en procentsats av värmepumpens energibehov. I föreliggande utredning tillåts detta energibehov sättas till 2 % av värmepumpsenergin generellt även om energibehovet ökar ju lägre gränstemperatur som väljs. Vid mycket låga utomhustemperaturer blir dock avfrostningsbehovet begränsat eftersom vatteninnehållet i luften minskar.

Observera att vid frekvent förekommande avfrostningsperioder minskar värmepumpens drifttid vilket medför en minskad energibesparing. Hur stor minskningen blir måste bedömas från fall till fall beroende av värmepumpens konstruktion och styrning av avfrostningsautomatiken.

#### Frånluft

Kan frånluft från den berörda byggnaden utnyttjas för påblåsning av förångaren förbättras anläggningens totalt "verkningsgrad". Erforderligt förångarluftflöde bör härvid ställas i relation till tillgängligt frånluftflöde och en korrigering av lufttemperaturen vid förångaren beräknas.

Eventuellt kan temperatursänkningen över förångaren ökas och kanske kan frånluftfläktarna dimensioneras för även tryckfallet över förångaren.

Hjälpmaskinernas energibehov och energi för avfrostning kan minska och även anläggningens investeringskostnader kan minska i det fall frånluft helt eller till relativt stor del kan utnyttjas för påblåsning av förångaren. Värmepumpens värmefaktor ökar även med förhöjd förångningstemperatur. Man bör således i varje enskilt fall genomföra en beräkning av vilken effekt påblåsning av förångare med frånluft får för projektet och korrigera de ingående värdena med hänsyn härtill. Man bör dock inte överbetona möjligheterna till förbättrade driftdata eftersom frånluftens energiinnehåll bör utnyttjas för värmeåtervinning till tilluften. En sådan åtgärd är vanligtvis mer lönsam än värmepumpinstallationer. Stora effektbehov föreligger dessutom för kompensering av transmissionsförluster och uppvärmning av tappvarmvatten varför erforderligt luftflöde över förångaren ofta är större än tillgängligt frånluftflöde. Placering av frånluftfläktar respektive värmepump kan även försvåra eller omöjliggöra en lösning med frånluftpåblåst förångare. Helt klart bör dock hänsyn tas till frånluftens eventuella gynnsamma inverkan på värmepumpens driftförhållanden.

#### Investeringskostnader

Investeringskostnader är ofta när det gäller värmepumpar av någorlunda storlek svåra att uppskatta med mindre än att tillverkande företag bereds tillfälle att utarbeta en bindande offert för föreslagen värmepumpinstallation. Eftersom en anläggning knappast i och med en utredning kan anses projekterad måste nog ett anbudsunderlag baserat på utredningen betraktas som mycket översiktligt. Det finns därför kanske anledning att redan i ett tidigt stadium av utredningsarbetet kontakta någon eller några tillverkare för att underlätta förfarandet vid beräkning av investeringskostnaderna. Storlek av värmepump och antal aggregat kan därvid påverkas mot mer standardbetonade aggregat och systemlösningar.

Till själva värmepumparna med sin automatik kommer flera kringkostnader såsom utrymmebehov för kompressor-kondensor och förångare. Kanaldragningar, rör, fläktar, pumpar etc samt icke minst el-matning eftersom erforderlig effekt för värmepumpdrift knappast finns lätt tillgänglig som reserv. Diskussioner kan även genomföras över eventuell värmelagring från natt till dag i det fall differentierade elpriser tillämpas under dygnet.

Krävs nya radiatorer för en lägre värmebärartemperatur skall kostnaden härför läggas på värmepumpinstallationen.

Administration, projektering och mervärdeskatt skall inkluderas i investeringskostnaden. Härför väljs ett generellt pålägg av, exempelvis 50 %.

En mycket viktig fråga är även vilken energikälla som skall användas vid låga utomhustemperaturer. Hela den dimensionerande effekten skall ju täckas i någon annan energiomvandlingscentral än värmepumpen. Värmepumpen blir här ett rent energibesparingsalternativ och inte någon alternativ total värmeförsörjning.

#### Sammanställning

Samtliga vitala data bör sammanställas i tabellform för att ge en ökad överblickbarhet oavsett om flera alternativ föreligger eller ej.

I denna kostnadssammanställning skall även de ökade drift- och underhållskostnaderna som värmepumpinstallationen medför beaktas. Kunskaper om sådana kostnader är mycket osäker varför här kan antas en procentsats av värmepumpens investeringskostnad säg 1 %.

Alternativet med luft-vattenvärmepump har här behandlats tämligen ingående eftersom luft som värmekälla är generellt tillgänglig. Därvid följer att de installationer som krävs på förångarsidan kan betraktas som enkla relativt sett och sannolikt även ej alltför kostnadskrävande. Varje annan värmekälla än luft bör därför både ur besparings- och investeringssynpunkt jämföras med uteluftalternativet. I några fall kan kanske denna jämförelse göras ytterligare vid tillgång på spillvärme under större delen av året. I andra fall såsom jordvärme, sjövärme kan krävas mer ingående analyser. Varje fördyring av förångarsidan jämfört med det minst kostnadskrävande alternativet skall ju betalas av den merbesparing som kan uppnås med dessa alternativa förångare.

I bilaga 1 redovisas beräkningsexempel där arbetsgången mer anpassats till praktisk hantering av uppgifter i de här presenterade olika diagrammen.

	A l t e r n a t i v		
Dimensionerande effekt	1.000 kW		
Värmebärar-temperatur (vid DUT)	70 °C		
Effekt från VP vid/gränstemperatur	436 kW/0°C		
Bruttoenergi-besparing	1500 MWh		
Erforderlig effekt för drift av värmepump inkl hjälp-maskiner	160 kW		
Erforderlig energi för drift av värmepump inkl avfrostningsenergi och energi till hjälp-maskiner	620 MWh		
Nettobesparing i MWh/år	880 MWh		
Nettobesparing <sup>1)</sup> i Tkr/år	220 Tkr		
Erforderlig tillsatseffekt	1.000 kW		
Erforderlig tillsatsenergi	500 MWh		
Uppskattad investeringskostnad <sup>2)</sup>	2.385 Tkr		
Ökade drift- och underhållskostnader 1 % av värmepump-kostnad	20 Tkr		
Lönsamhets-kriterier <sup>3)</sup>	Jä med högst 5,5% kalkylränta	0,19 kr/kWh	(ca 12 år)

1) Med energipris 0,25 kr/kWh

2) Exkl ny elservis men inkl lågspänningsställeverk för VP

3) Kapitalvärdemetod, besparingskostnadsberäkning eller återbetalningstid

Tabell 7.5 Sammanställning över effekt- och energibehov, värmebärar-temperatur, gränstemperaturer, besparing och kostnader samt lönsamhet för olika alternativ. Exemplet i tabellen baseras på en dimensionerande effekt av 1000 kW uppdelat med 60 % för luft 25 för trans. och 15 för varmvatten. Energit behovet antas vara 2.000 MWh fördelat med 40 % för luft, 40 % för trans och 20 % för varmvattenberedning.

Värmepumpen måste uteslutande ses som en installation för energibesparing och inte som en alternativ energikälla för klimathållning av en byggnad såvida ej värmekällan finns tillgänglig och användbar under hela året. Möjligheter att spara olja med värmepumpinstallationer är stor. Lönsamhetskriteriet är den stora stötestenen.

Installation av el-motordriven värmepump är en form av elvärme varför tillstånd från respektive energiverk erfordras före installation vilket bör beaktas kanske till och med innan några större resurser läggs ner i utredningsarbetet.

### 7.3.2 Vatten i naturen som värmekälla

Värmeenergi från vatten i naturen kan upptas huvudsakligen med någon av nedanstående utrustning.

- Pumpning av vatten till en tubpanneförångare (ev med värmväxling)
- Pumpning till en strilförångare (ev med värmväxling)
- (Rör-)värmväxlare i sjöar eller vattendrag
- Rörslangor på botten eller i bottensediment
- Ismaskin

Ismaskiner och värmväxlare i vatten bedöms här som ej känd teknik och dessa typer av värmeupptagning torde med dagens kunskap ej kunna rekommenderas för allmänt bruk.

Rörslangor på botten

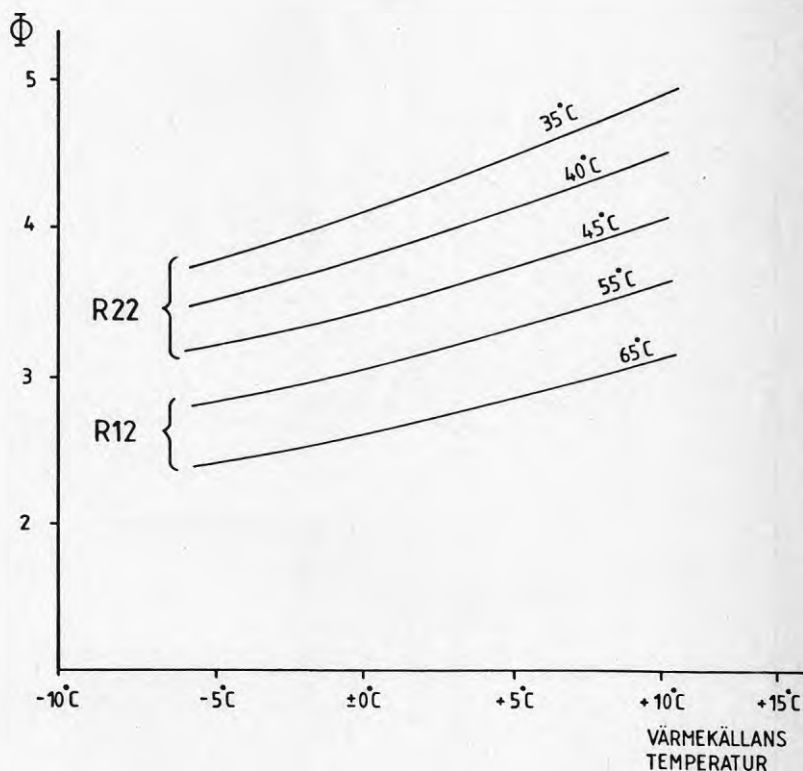
Rörslangor på botten (eller i bottensediment) är däremot mer känd teknik. Maximalt uttagen effekt per meter slang kan sättas till 20 W dimensionerat för drift hela året med påfrysning runt slangen vintertid. Slangkopplingsdetaljer kan knappast tillåtas varför minsta avstånd mellan slangarna bör sättas till 0,5 m. Per 100 kW dimensionerande effekt erfordras ca 3.300 m slang vid en genomsnittlig värmefaktor av 3. Vid kvadratisk förläggning täcker detta en yta av ca 1.650 m<sup>2</sup>.

Placering av slangar på botten av en sjö medför en nedkylning av bottenregionen (och ett vattenutbyte mellan botten och ytan). Hur detta påverkar djur och växtlighet är knappast känt och en viss försiktighet kan tillrådas. Förläggs slangen i bottensedimentet torde nedkylningen i högre grad påverka förhållandena och således medföra större ekologiska förändringar. Sjöförlagda slangar är känsliga för yttre påverkan såsom ankring, fiske etc och torde kräva någon form av restriktioner för verksamheten i sjön. I mindre sjöar är därför denna form av värmeuttag tveksam.

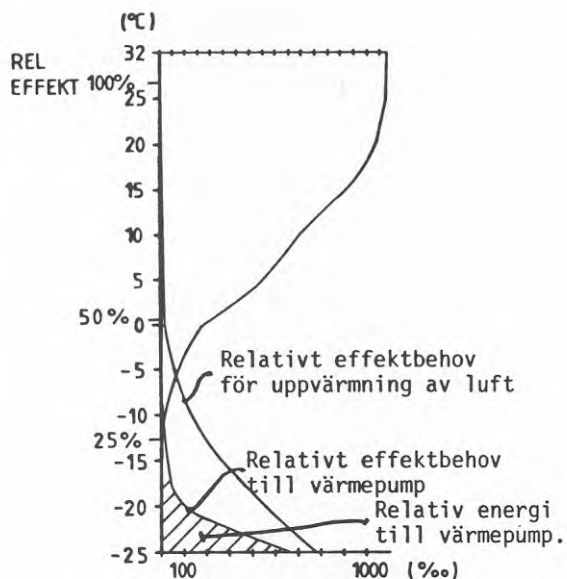
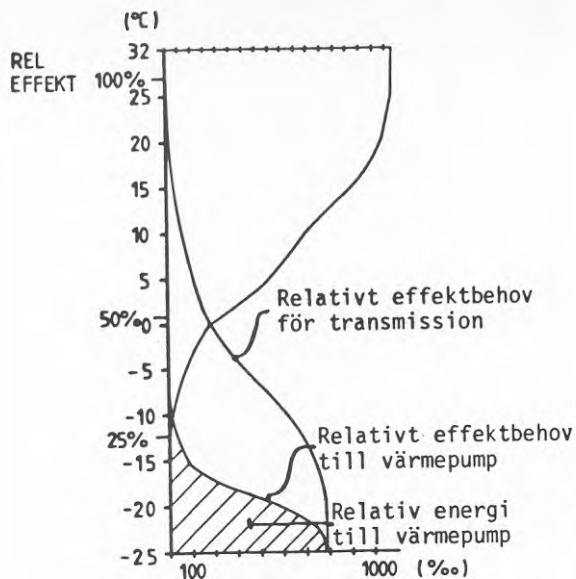
Finns lämpliga ytor tillgängliga kan till och med hela den dimensionerande effekten täckas med värmepump och sjöförlagda slangar. Effekt- och energibehov för värmepumpen kan beräknas på sätt som för luft-vattenpumpar. Värmefaktorn varierar med förångningstemperaturen och värmebärartemperaturen. Se figur 7.17. Temperaturen på vätska i slangorna ligger ca 3-4 grader under omgivande vattentemperatur. Antas här dock för enkelhetens skull att bottenvattnet har en relativt konstant temperatur året om (eftersom påfrysning tillåts) och att värmebärartemperaturen är



ca 60°C bör värmefaktorn ligga vid ca 3. Effekt- och energi-  
behov vid sådant driftförhållande illustreras i figur 7.18.  
Är värmebärartemperaturen så hög att detta medför en be-  
gränsning av värmepumpens utnyttjningstid lika som för luft-  
vattenvärmepumpen erfordras tillsatsvärme. Den ökade netto-  
besparingen ställs i relation till den ökade investeringen  
i en lönsamhetsberäkning. Hänsyn skall härvid naturligtvis  
tas till hjälpmaskiner samt drift- och underhållskostnader.  
Vid beräkningen används lämpligen tabell 7.5 ånyo.



Figur 7.17 Värmefaktor som funktion av värmekällans tem-  
peratur och med värmebärartemperaturer som para-  
metrar enligt (7). (Exkl hjälpapparater)



• Figur 7.18 Effekt- och energibehov för värmepump med genomsnittlig värmefaktor av 3 hela året. Hela effektbehovet täcks av värmepumpen. Effekt- och energibehov för uppvärmning av tappvarmvatten tillkommer.

Pumpning av vatten till förångare

Pumpning av vatten till förångare medför att man slipper den extra cirkulationskrets och den extra värmväxling som erfordras vid alternativet slang på botten. Härvid erhålls mindre temperaturförluster och en något högre värmefaktor. Vid pumpning av vatten till förångaren krävs normalt en vattentemperatur av lägst ca 4°C beroende av temperatursänkningen ca 2°C i förångaren och frysrisk. Detta gäller vid tubpanneförångare och kanske kan något lägre temperatur tillåtas vid strilförångare. Här antas dock tubpanneförångaren utgöra det naturliga valet. Vattentemperaturen är således avgörande för värmepumpens drifttid. I stora djupa insjöar och i havet torde bottenvattnets temperatur hålla sig kring 4°C även vid (måttliga) värmeuttag medan i mindre sjöar och strömmande vatten temperaturen redan vid 0°C lufttemperatur kan befaras sjunka under +4°C (vid värmeuttag). Värmepumpar med tubpanneförångare värmd av pumpat vatten torde således i dessa fall ej kunna utnyttjas vid utemperaturer under noll grader. Drifttiden blir således kortare än för luft-vattenvärmepumpar.

Kostnader för förångarsidan och för transport av vatten kan dock vara lägre än för luftvärmda förångare med fläktar och ljuddämpande åtgärder varför en lönsamhetsberäkning kan vara motiverad. Avgörande för lönsamhet är sannolikt tillgången på och avståndet till vatten. Andra skäl exempelvis befintlig bebyggelse kan tala för (eller emot) vatten-vattenalternativet.

Grundvatten

Finns grundvatten tillgängligt i tillräckligt stor omfattning kan detta utnyttjas som värmekälla hela året och eventuellt för hela det dimensionerande effektbehovet. En viss försiktighet bör dock tillrättas härvid eftersom grundvattennivån kan påverkas och/eller grundvattentemperaturen beroende på hur vattenupptag och -återförande löses.

Möjligheten för att utnyttja vatten i naturen är starkt beroende av de förutsättningar som gäller för varje enskilt objekt och kan därmed inte generaliseras i alltför stor omfattning. Drifterfarenheter från projekt i drift eller under uppförande kommer att öka kunskaperna om vatten som värmekälla generellt varför en uppdatering och komplettering av kunskaperna bör genomföras för varje projekt.

### 7.3.3 Ytjordvärme

Horisontellt förlagda rör för utnyttjande av solvärme lagrad i mark torde i flertalet fall kräva alltför stora ytor om hela det dimensionerande effektbehovet skall täckas. Sannolikt kan därför horisontell ytjordvärme endast utnyttjas för del av effektbehovet. Värmepumpar med mark som värmekälla kan därför liksom för luft (och vatten) endast betraktas som en energibesparingsinstallation. Valet av storlek på en eventuell ytjordvärmepump beror av tillgången på lämplig mark och kostnader för olika alternativ.

Värmeuttag från mark medför en sänkning av marktemperaturen som kommer att påverka villkoren för både växtlighet på marken och livsformerna, microorganismer, maskar etc, i marken. Vid mindre anläggningar blir påverkan lokal och kanske helt acceptabel men då större ytor tas i anspråk kan denna påverkan knappast negligeras såvida ej endast hårdgjord yta utnyttjas (ex vis parkeringsplatser etc). Generellt sett bör därför ytjordvärme med horisontellt förlagda rör begränsas tills drifterfarenheter och ökad kunskap om dess påverkan på marken erhållits. Risk för läckage av antifrysbehandlad vätska i rörslingorna och dess inverkan i naturen talar även för en viss återhållsamhet. (Se även (5).)

Markförlagda rör bör kunna uppta storleksordningen 20 W/m kontinuerlig värmeeffekt  $d v s$  ungefär lika mycket som rörslingor i vatten. Ytbehovet blir då ungefär lika stort vid horisontell markförläggning som vid förläggning i sjöar eller vattendrag. Man kan förmoda att en viss långsiktig nedkylning av marken kan ske med åtföljande minskning av möjligt uttagbar värmeeffekt och försämring av värmefaktorn åtminstone i de fall stora ytor utnyttjas med åtföljande begränsat värmetillskott från periferin. Någon form av uppladdning av marken kan komma att erfordras. Ytjordvärme-värmepumpar kommer i så fall att i viss utsträckning aktivt utnyttja marken som värmelager.

Beräkning av energibesparing och eventuell lönsamhet kan genomföras på sätt som för luft-vattenvärmepump med sammanställning enligt tabell 7.5. Järförelse bör också göras med luft-vattenvärmepump.

Vertikal utjordvärme kräver mindre yta och kan kanske mer utnyttja grundvattnets värmeinnehåll. Inverkan i naturen kan bedömas mindre än vid horisontell ytjordvärme eftersom redan vid måttliga markdjup biologiska processer torde saknas.

Det kan finnas anledning att icke vara alltför optimistisk när det gäller uttag av värme ur naturen med hjälp av rörsystem förlagda i mark eller vatten. Icke helt osannolikt är att dessa former av värmeuttag bör begränsas i storlek och därvid i förlängningen övergå till aktiva värmelager som måste uppladdas medelst sol- eller luftvärme sommartid. Väljs mark eller vatten som värmekälla bör därför komplettering av installationerna med utrustning för uppladdning sommartid ej omöjliggöras.

Någon direkt myndighetsstyrning eller -kontroll över mark och vatten som värmekälla finns knappast men kommer sannolikt att erfordras i en nära framtid. Anmälan bör därför göras till och eventuellt tillstånd inhämtas från t ex Statens naturvårdsverk före installation av värmepump med mark eller vatten som värmekälla.

## 8 ARBETSMETOD VID ÖVERSYN AV BEFINTLIG OMVANDLINGSCENTRAL

Vid översyn av befintliga omvandlingscentraler oavsett orsaken härför föreslås nedanstående arbetsmetod för att i möjligaste mån belysa de olika alternativ som kan övervägas. Syftet med den föreslagna arbetsmetodiken är att kartlägga vilka alternativa omvandlingscentraler som är aktuella samt energi- och investeringskostnaderna för de olika alternativen.

Kontrollera den dimensionerande effekten.

Utred möjligheter att minska den dimensionerande effekten.

Beräkna den dimensionerande effekten uppdelad på luftbehandlingsanläggning, radiatorvärmeanläggning och tappvarmvatten.

Beräkna energibehovet uppdelat på luftbehandlingsanläggningen, radiatorvärmeanläggningen och tappvarmvatten.

Upprita effektbehovs- och energikurvor för olika driftfall som funktion av tiden.

Beräkna värmeanläggningens temperaturnivåer.

För alternativet nya oljeeldade pannor:

- välj antal pannor och pannstorlekar

För alternativet fjärrvärme:

- välj värmeväxlartyp (plattvärmväxlare, vattenrörsvärmväxlare) och storlek.
- Genomför de förändringar i befintliga värmebärarsystem som respektive energiverk kräver eller rekommenderar (tvåvägsventiler i stället för trevägs i shuntgrupper t ex).

För alternativet elvärme:

- Undersök huruvida elvärme får användas.
- Utred alternativ med värmepump.
- Undersök tillgänglig eleffekt inom objektet.
- Utred möjlig effektökning om behov härav föreligger samt ange erforderliga åtgärder för komplettering.

För alternativet gaseldade pannor:

- Överväg om gas kan vara en intressant energiform med hänsyn till bl a politiska beslut.

För alternativet värmepump:

- Undersök förutsättningar för olika värmekällor. Finns vatten tillgängligt i naturen?
- Antag värmefaktor som funktion av utetemperaturen.
- Bestäm gränstemperatur(-er).
- Välj effektereserv när så erfordras. Ange krav på förändringar i värmeöverföringssystemet (ev byte av radiatorstorlekar).
- Beräkna energibehov till värmepump.
- Beräkna energibehov för eventuell avfrostning.

- Beräkna energibehov för hjälpmaskiner.
- Beräkna dimensionerande eleffektbehov.
- Kontrollera tillgänglig eleffekt.
- Utred eventuell möjlighet till ökning av anslutningseffekten om så erfordras.
- Beräkna värmefaktor och netto sparad energi jämfört med de andra alternativen enligt ovan.
  
- Beräkna investeringskostnader inklusive mervärdeskatt, administration och projektering. Genomför en lönsamhetsberäkning för olika värmepumpalternativ.

För samtliga möjliga alternativ:

- Beräkna energibehov samt energi- och effektkostnader.
- Upprätta principsystemlösningar och bedöm investeringsbehoven.
- Genomför lönsamhetsberäkningar för alternativen exempelvis jämfört med byte till nya oljeeldade pannor.

Observera att för olika alternativa värmekällor för en värmepump gäller att merkostnaden jämfört med den enklaste och billigaste värmekällan helt skall betalas av den merenergibesparing som erhålls vid övergång från den enklaste till en mer tekniskt komplicerad lösning.



## LITTERATURFÖRTECKNING

1. Högdalens Sjukhus. Utredning över installation av värmepump. 1981-09-30. Ej publicerad rapport utförd på uppdrag av Stockholms Läns Landsting. (Sander Faxvall)
2. Kalkylförutsättningar för energibesparande åtgärder. PM från energigruppen vid Byggnadsstyrelsen daterad 1981-07-28.
3. Lågtempererad energi i fjärrvärmesystem. Delrapport nr 1. Svenska Värmeverksföreningen.
4. Undermarkens roll i Sveriges framtida energiförsörjning. Referat från arbetsseminarium i Älvkarleby 5-6 mars 1981. Rapport 209 IVA.
5. Miljökonsekvenser vid värmeutvinning och värmelagring i mark och vatten. Statens naturvårdsverk på uppdrag av Byggforskningsrådet T 23:1981.
6. Värmepumpsystem för flerbostadshus med befintlig panncentral. Danielsson, Jansson, Strindehag. BFR R 70:1980.
7. Studie av förutsättningar för värmepumpdrift vid Slottet i Stockholm. Granryd, Johansson. Rapport 78/81. Ej publicerad rapport utförd på uppdrag av Byggnadsstyrelsen.

Bilaga 1 - 3

Ofta kan energiberäkningar genomföras mer summariskt än vad som anges i efterföljande exempel. Antagen eller angiven årsmedelvärmefaktor inklusive eller exklusive hjälpmaskiner kan användas. De behandlade exempel avser i första hand illustrera hur energiberäkningar i samband med värmepumpar har beräknats och ge läsaren en uppfattning om problematiken bakom beräkningarna.

I bilagorna behandlade exempel är verklighetsanknutna beträffande huvuddata såsom värmesystem, temperaturnivåer, effekt- och energibehov. Förslag till energisparåtgärder före installation av värmepumpar är dock konstruerade i avsikt att ge en mer generell arbetsmodell för dimensionering och lönsamhetskalkylering av värmepumpinstallationer.

Olika finansieringsformer har ej beaktats utan de erforderliga investeringskostnader som anges avser kalkylerade kostnader utan hänsyn till eventuella förmånliga lån eller bidrag.

En modell för hantering av differentierade energipriser under de fyra årstiderna och för olika dag- och nattaxor presenteras.

Rubriker i bilagorna hänför sig i stort till de nämnda i kapitel 8 "Arbetsmetoder vid översyn av befintlig omvandlingscentral". Beräkningsexemplen avser dock endast alternativ med värmepumpinstallation.

## BILAGA 1 Central värmeförsörjning av flera byggnader med lokala varmvattenberedare

### Värmepump med uteluft som värmekälla. Beräkningsexempel

#### 1 FÖRUTSÄTTNINGAR

Beräkningsexempel 1 behandlar en värmecentral avsedd för flera byggnader. I värmecentralen finns två pannor för 550 respektive 400 kW. Pannorna eldas med eldningsolja nr 4. 230 m<sup>3</sup> olja förbrukades under ett år.

Från panncentralen leds oshuntat pannvatten i ett kulvert nät till berörda byggnader där lokala shuntgrupper och varmvattenberedare finns. Se figur 1.

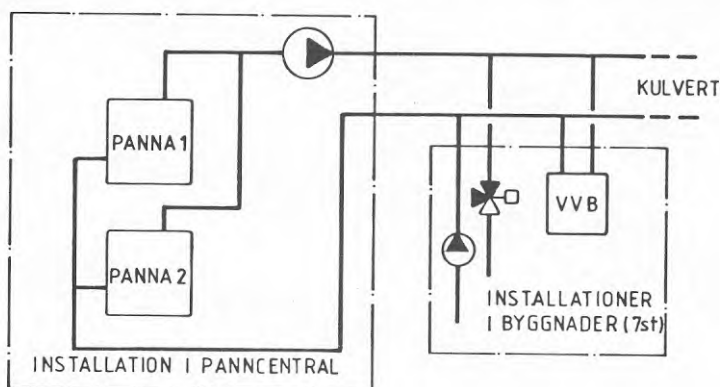
Total uppvärmd yta ca 5.500 m<sup>2</sup> eller ca 15.000 m<sup>3</sup> byggnadsvolym. Mekanisk ventilation totalt ca 15.000 m<sup>3</sup>/h försedd med utrustning för återvinning av ca 50 % av frånluftens energiinnehåll. Drifttid för ventilationsanläggningen 08-18.

Tekniska beräkningar och driftinstruktioner saknas. Befintligt ritningsunderlag är bristfälligt och ofullständigt.

Värmeåtervinning från frånluft till tilluft har installerats och tätningslister runt fönster monterats. Några andra energibesparande insatser har ej genomförts.

En viktig förutsättning är att befintliga oljeeldade pannor kan utnyttjas. Om så ej vore fallet måste en eller båda bytas.

I detta exempel förutsätts att en uteluftvärmepump skall installeras vilket förutsätter att hela erforderliga effekten vintertid skall kunna täckas av annan värmekälla. Eventuellt byte av oljepanna(-or) påverkar därför inte de beräkningar som gäller värmepumpen. Åtgärder för begränsning av dimensionerande effekt kan dock påverka pannstorlek vid eventuellt byte.



Figur 1.1 Värmesystemet för beräkningsexempel 1 i princip.

## 2 KONTROLLERA DEN DIMENSIONERANDE EFFEKTEN

Under denna rubrik innefattas en mycket väsentlig del av beräkningsarbetet nämligen anknytningen till verkligheten. Det kan inte nog betonas vikten av att koppla samman teoretiska beräkningar till verkliga förhållanden. En inventering är därför den naturliga starten i värmepumpprojektet liksom i alla projekt som berör befintlig bebyggelse och befintliga installationer.

Inventeringsarbetet har även en annan uppgift den att utgöra underlag för bedömning av vilka åtgärder som måste vidtas och vilka som bör vidtas i samband med installation av värmepump. Exempel på tvingade åtgärder kan vara utbyte av varmvattenberedare av genomströmningstyp som kräver hög värmebärartemperatur året om till förrådsberedare med krav på lägre temperaturnivå. Andra åtgärder som bör vidtas är energibesparingsåtgärder som i sig är lönsamma. Efter installation av värmepump blir ju sådana åtgärder mindre intressanta.

## 3 MÖJLIGHETER ATT MINSKA DEN DIMENSIONERANDE EFFEKTEN

För exemplet 1 har en inventering givit till resultat ett antal åtgärds punkter.

1. Två stycken varmvattenberedare måste bytas ut.
2. Shuntgrupperna (7 st) byts från trevägs- till tvåvägsventiler för att inte returtemperaturen skall bli onödigt hög.
3. Separat pannkrets tillkommer.
4. Två av byggnaderna måste tätas väsentligt. Den ofrivilliga ventilationen kan därmed minskas med motsvarande ca 1,5 omsättningar per timme. Med byggnadsvolymen ca 4.400 m<sup>3</sup> motsvarar detta en effektreducering med ca 100 kW. Tätningen utförs eventuellt som tilläggsisolering varvid värmeeffekten reduceras med ytterligare ca 50 kW (k-värdesreducering med ca 1 W/m<sup>2</sup> x °C och omslutningsytan totalt ca 1.400 m<sup>2</sup>). Hälften av denna tilläggsisolering som utgör isolering av vindsbjälklag beräknas vara lönsam och genomförs. Den resterande delen kan vara lönsam beroende på finansiering. Här förutsätts att energisparlån kan erhållas varför även tilläggsisolering av fasader genomförs.

Effektuttaget kan därvid reduceras med ca 150 kW vid dimensionerande utetemperatur.

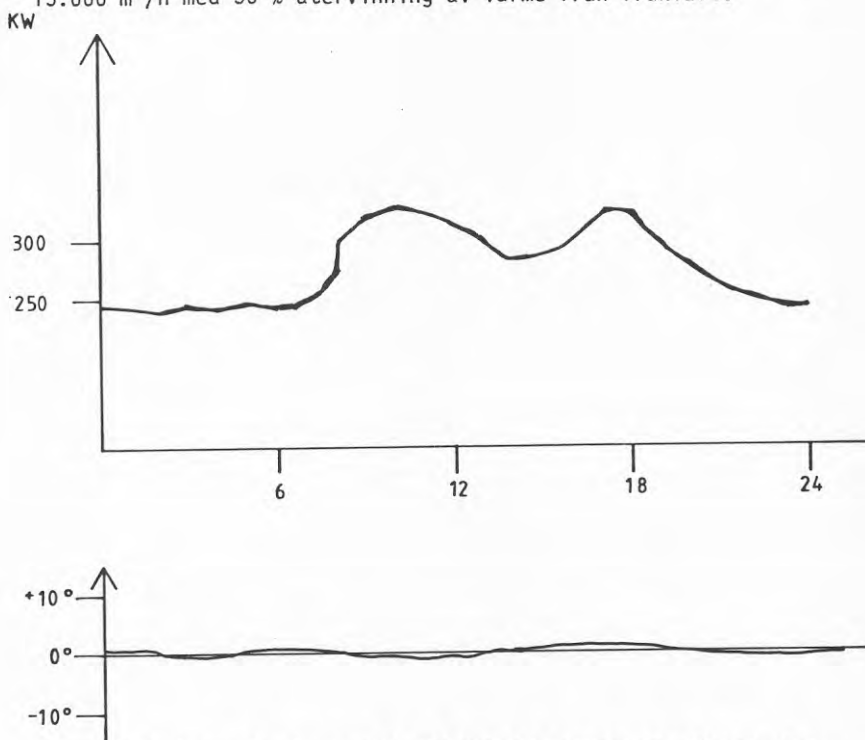
## 4 DIMENSIONERANDE EFFEKT. ENERGIBEHOV

Den verkliga dimensionerande effekten måste också kontrolleras. Detta låter sig inte så lätt genomföras eftersom anläggningen saknar flödesmätuttag för värmebärare. Tryckuppsättning över pumpar kan visserligen mätas men driftpersonalen är tveksamma till vilken pumpkurva som gäller - eventuellt har pumphjulet bytts ut någon gång.

Vad man kan göra i en sådan situation är förutom att montera in mätton är att mäta oljeförbrukningen under en driftperiod med låga utomhustemperaturer.

Här väljer vi att koppla in en "händelse"-skrivare som registrerar när pannorna är i drift på hel- respektive halvfart samtidigt som utetemperaturen mäts. Med kännedom om munstycksdata och pannverkningsgrad kan därefter avgiven effekt till värmesystemet beräknas vid rådande utetemperatur. För att ge ett någorlunda tillförlitligt resultat bör mätperiodens längd ej understiga ett dygn och helst sträcka sig över en hel vecka.

Med hjälp av mätdata kan man ungefärligen bestämma effektbehov för tappvarmvattenberedning (morgon och kväll företrädesvis) och för uppvärmning (natt och dag). Finns nattsänkingsautomatik och mekanisk ventilation som drifttidsstyrs måste korrigerings härför göras. I vårt exempel finns ej nattsänkingsautomatik och de fläktar som stoppas nattetid beräknas kräva ca 50 kW dagtid vid  $0^{\circ}\text{C}$  utetemperatur. Berört mekaniskt tilluftflöde är  $15.000\text{ m}^3/\text{h}$  med 50 % återvinning av värme från frånluft.



Figur 4.1 Exempel på uppmätt effektbehov under ett dygn med ca  $0^{\circ}\text{C}$  utetemperatur. Uppvärmning av luft dagtid beräknas kräva ca 45 kW varför man ur exemplet kan utläsa att tappvarmvatten kräver ca 100 kW och att effektbehovet för uppvärmning (radiatorvärme) är knappt 250 kW vid  $0^{\circ}\text{C}$ .

För uppvärmning av lokaler och av luftflöden är effektbehovet proportionellt mot temperaturdifferenser varför dimensionerande effekter är

för radiatorvärmesystem	500 kW
för luftbehandling	110 kW
och för tappvarmvattenberedning	100 kW
Summa	710 kW



Efter tätning och tilläggsisolering

radiatorvärmesystem	350 kW
luftbehandling	110 kW
tappvarmvattenberedning	100 kW
Summa	560 kW

Det ursprungliga energibehovet beräknas för kontroll.

Radiatorvärmesystemet:

$$Q = \frac{\dot{Q}_{DIM}}{\Delta t_{dim}} \cdot \text{h (enl tabell)}$$

$$Q = \frac{500}{38} \cdot 94 \cdot 100 = 1.240 \text{ MWh/år}$$

Luftbehandling:

$$0,5 \cdot 15.000/36.000 \cdot 1,2 \cdot 49.600 \cdot \frac{10}{12} = 100 \text{ MWh/år}$$

enligt

$$Q = (1 - \eta_t) \cdot \dot{V} \cdot \rho \cdot \text{tabellvärde för } t_g \cdot \text{drifttid.}$$

Formel se kapitel 2.3.2  
Tillufttemperatur +20°C  
Frånlufttemperatur +22°C

Tappvarmvatten:

Beräkning av energibehov för beredning av tappvarmvatten är mycket vanskelig utan kunskap om faktisk vattenförbrukning. Antag därför förbrukningen av varmvatten till 100 liter per kubikmeter byggnadsvolym och år (jfr landsingens totala vattenförbrukning ca 500 l/m<sup>3</sup> . år). Denna förbrukning skulle motsvara ca 80 MWh/år. Med effekten 100 kW avsatt för tappvarmvattenberedning skulle 876 MWh kunna utnyttjas årligen.

Utnyttjandefaktor definierad som kvoten mellan verklig uttagen energi och största möjliga energiuttag blir då endast ca 9 %. Under förutsättning att dessa siffror är

korrekta torde effekten för tappvarmvattenberedning kunna minskas. Det tidigare nämnda bytet av två genomströmningsberedare till förrådsberedare pekar också åt samma håll. Halvera effektbehovet.

Totalt ursprungligt energibehov blir då ca 1.410 MWh/år eller 200 m<sup>3</sup> olja med en genomsnittlig pannverkningsgrad av 0,7. Beräknad oljeförbrukning blir då ca 30 m<sup>3</sup> för litet.

Osäkerheten är störst för ofrivillig ventilation och tappvarmvatten. Eftersom rumstemperaturen dessutom i medeltal ligger åtminstone 1°C över "idealvärdet" kan effektkorrigerig göras för radiatorsystemet.

Beräknat effektbehov blir då med ca 200 MWh/år ( $30\text{m}^3$  olja vid  $\eta_p = 0,7$ <sup>1)</sup>) större energiförbrukning för radiatorvärme.

Radiator	$(1240 + 200) \text{ MWh} \cdot \frac{38}{94.100} = 580 \text{ kW}$
Luftbehandling	110 kW
Varmvatten	50 kW
Summa	740 kW

Efter tilläggsisolering och tätning

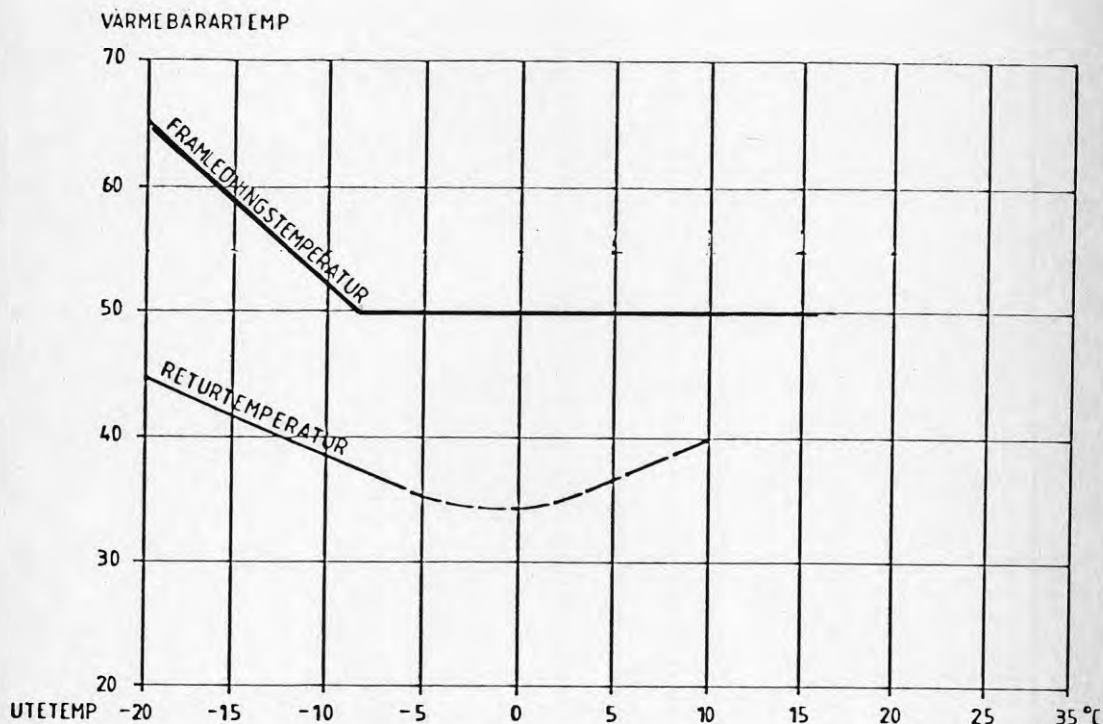
Radiator	430 kW
Luftbehandling	110 kW
Varmvatten	50 kW
Summa	590 kW

Energibehovet efter tilläggsisolering blir då 1.245 MWh eller ca  $180 \text{ m}^3$  olja.

1) Medelpannverkningsgraden kan vara större. Om så är fallet blir korrigeringen större. Här antas värdena  $\eta_p = 0,7$ .

## 5 TEMPERATURNIVAER

Faktiska temperaturer har mätts i fram- och returledning efter shuntning för de sju byggnaderna. Resultaten visar som väntat att temperaturnivån för de två dåligt isolerade och otäta byggnaderna ligger högre, ca  $10^{\circ}\text{C}$  vid  $0^{\circ}\text{C}$  utetemperatur, än för övriga byggnader. Tilläggsisolering förväntas sänka erforderlig temperatur till en nivå jämförlig med den för övriga byggnader. Se figur 5.1. Temperaturnivån  $50^{\circ}\text{C}$  kan inte underskridas i kullvertsytetemet med hänsyn till tappvarmvattenberedning.

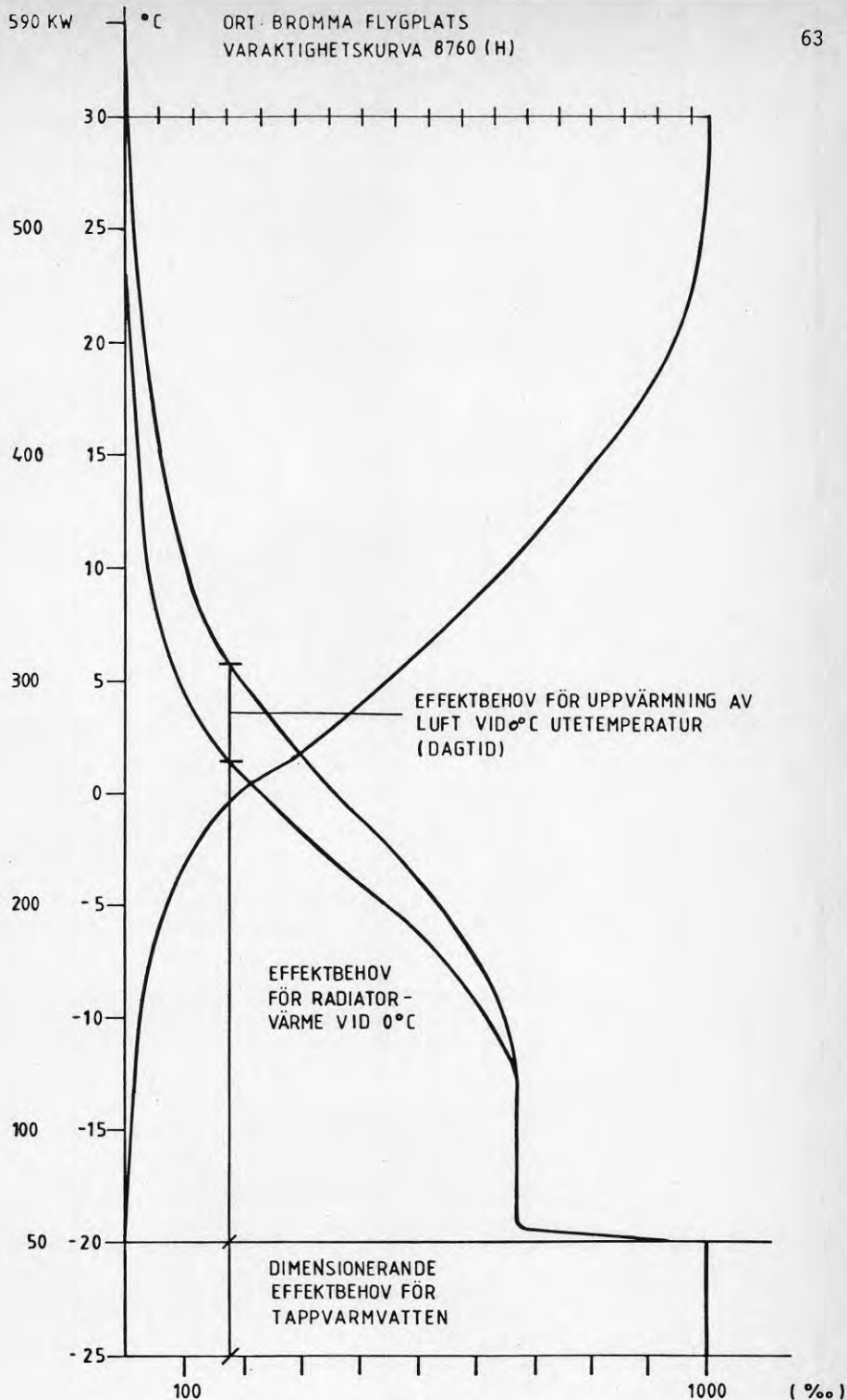


Figur 5.1 Fram- och returledningstemperaturer i värmesystemet.

## 6 VARAKTIGHETSDIAGRAM MED EFFEKTKURVOR

I ett varaktighetsdiagram inritas effektbehovet för radiatorvärme, luftbehandling och tappvarmvattenvärmning som funktion av utetemperaturen. Se figur 6.1. I figuren 6.1 har således byggnadernas sammanlagda effektbehov från värmecentralen inritats. Vid  $0^{\circ}\text{C}$  utetemperatur är exempelvis effektbehovet lika med  $50 + 215 + 45 = 310$  kW dagtid och då tappvarmvatten erfordras. Dimensioneras en värmepump för denna effekt d v s för  $0^{\circ}\text{C}$  dimensionerande utetemperatur kommer tillgänglig effekt att överstiga erforderlig nattetid då ventilationen är avstängd och hela dygnet den tid då tappvarmvattenberedning ej sker. 310 kW för bara radiatorvärme täcker effektbehovet ner till

ca  $-8^{\circ}\text{C}$  om nu värmepumpen skulle ge samma effekt vid  $-8^{\circ}\text{C}$  som vid  $0^{\circ}\text{C}$ . Dimensionerande utetemperatur nedåt  $-8^{\circ}\text{C}$  under stor del av dygnet är sannolikt inte optimalt val av värmepumpstorlek. Låt oss gå en annan väg och undersöka standardstorlekar med mindre än 310 kW effekt vid  $0^{\circ}\text{C}$ .



Figur 6.1 Effektbehov för tappvarmvatten, radiatorvärme och luftbehandling som funktion av utetemperatur inritade i ett varaktighetsdiagram.

## 7 VAL AV VÄRMEPUMP

I här behandlade exempel förutsätts att värmepumpens värmekälla skall vara uteluft. Eftersom den dimensionerande utetemperatur enligt kapitel 6 knappast bör ligga under  $0^{\circ}\text{C}$  kan man ur figur 6.1 bestämma högsta framledningstemperatur för dimensionering av värmepump till  $+50^{\circ}\text{C}$ . En värmepump med R22 som köldmedium kan därför väljas.

Efter detta konstaterande kan man välja 2-3 olika dimensionerande utetemperaturer och beräkna lönsamheten för dessa alternativ. Utvecklingen på värmepumpsidan har dock gått så långt att standardstorlekar finns. Sannolikt kan andra storlekar produceras eller standardstorlekar modifieras för att ge en önskad effekt. Ur kalkylsynpunkt kan dock knappast andra storlekar än de som anges som standard i broschyrmaterial komma ifråga. Tillverkare kan helt enkelt inte ge kostnadsuppgifter för andra alternativ.

Låt oss anta en standardstorlek på 210 kW vid  $0^{\circ}\text{C}$  utetemperatur. För vårt värmesystem erfordras lägst  $+50^{\circ}\text{C}$  värmebärartemperatur. Vi väljer därför en värmepump med kondenseringstemperatur  $+55^{\circ}\text{C}$  oberoende av utetemperaturen.

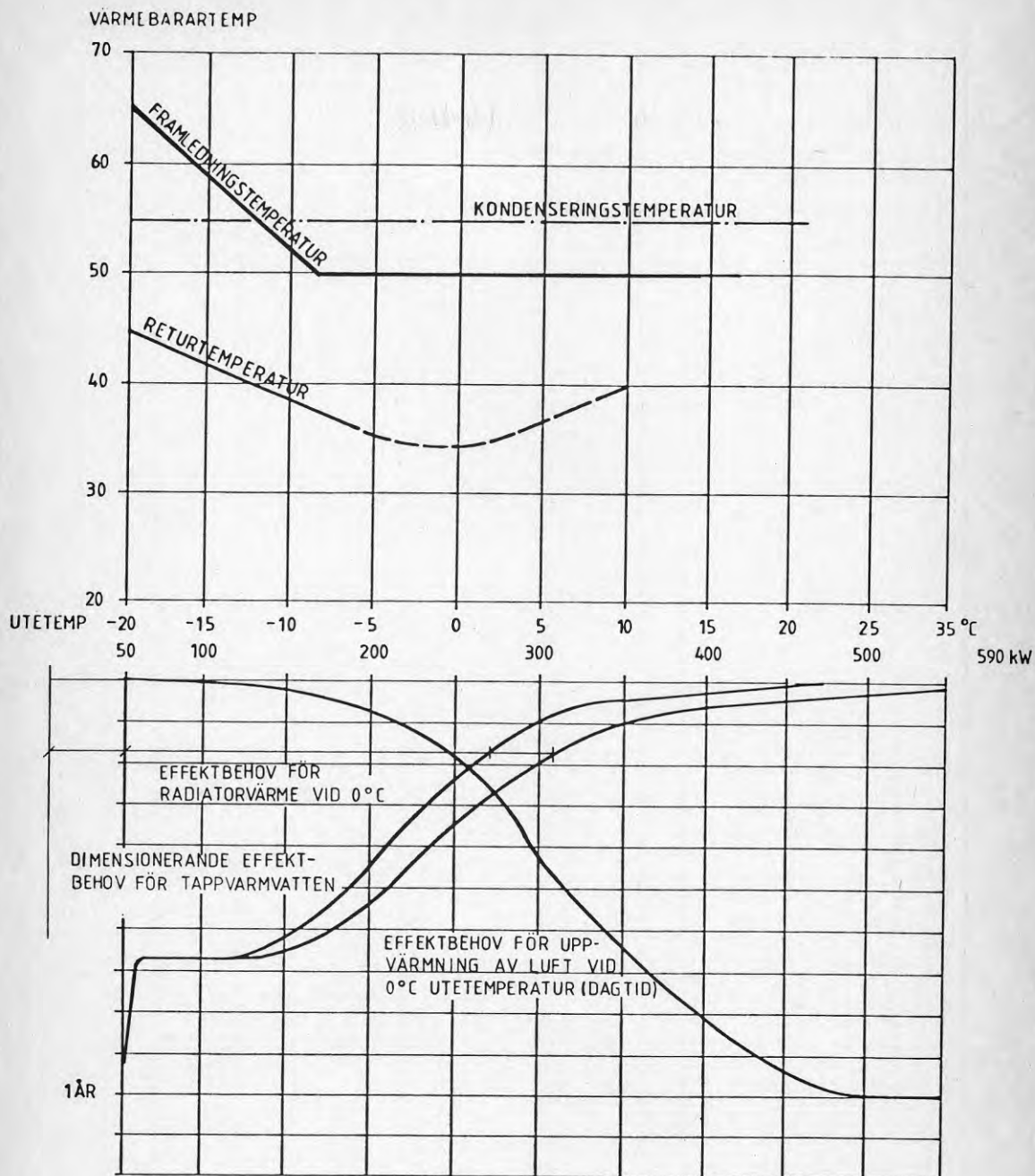
## 8 BERÄKNING AV EFFEKT OCH ENERGI

Kondenseringstemperaturen inritas i figur 5.1 som sammanförs med figur 6.1 till figur 8.1. I denna figur finns nu sammanställt alla data för värmeanläggningar som hittills berörts. Vad som saknas är värmepumpens värmefaktor, effekt- och energibehov för värmepump och för hjälpmaskiner. Dessutom återstår att beräkna värmepumpens bruttoenergibesparing.

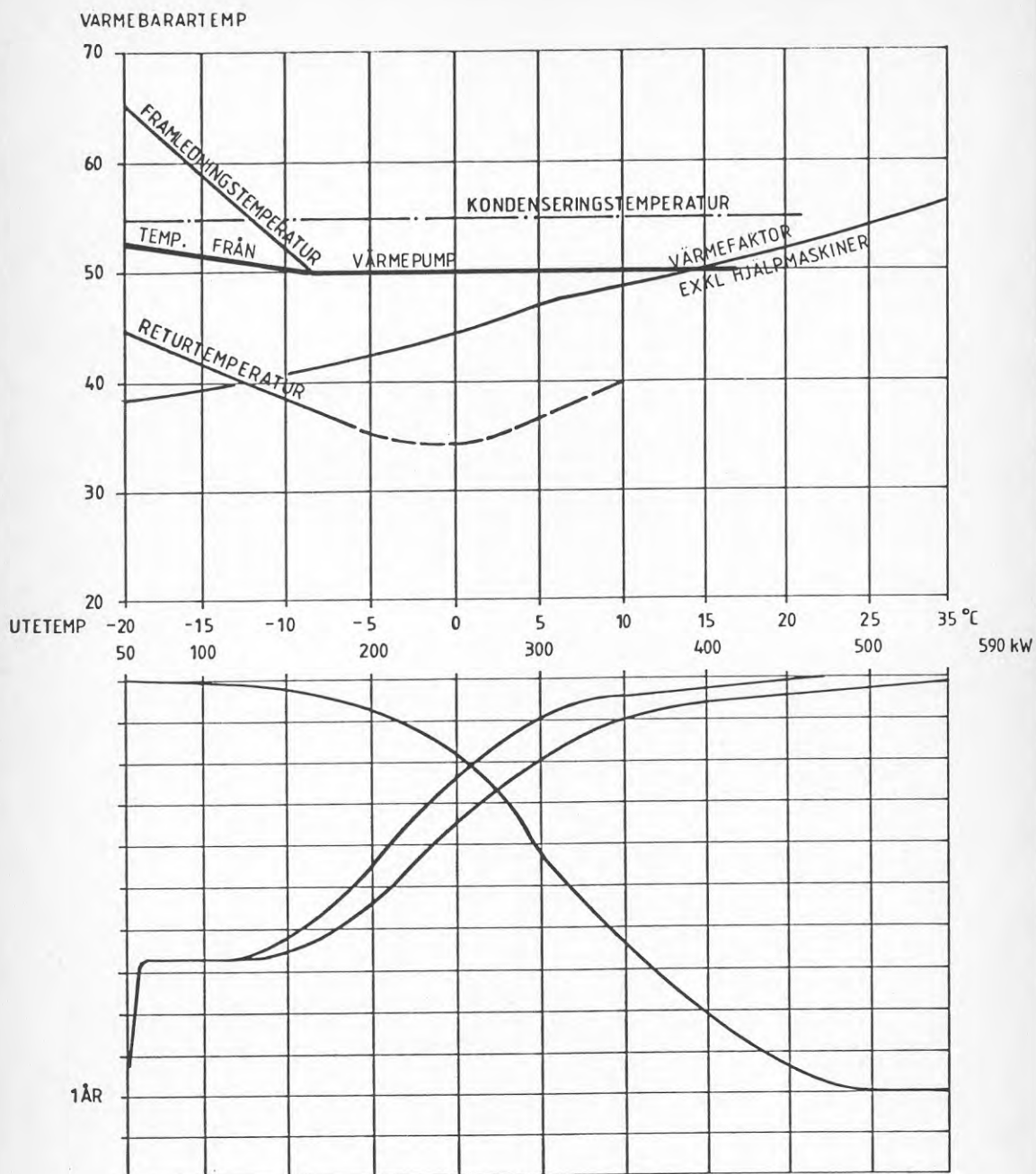
I huvudtexten figur 7.3 återfinns exempel på värmefaktor som funktion av förångningstemperatur för olika värmebärartemperaturer. Från denna figur överförs uppgifter om värmefaktor vid  $50^{\circ}\text{C}$  värmebärartemperatur till denna bilagas figur 8.1. Detta redovisas i figur 8.2 där även temperaturerna från värmepump markerats.

Förångningstemperaturen ligger ca  $10^{\circ}\text{C}$  lägre än utetemperaturen. Så att vid  $0^{\circ}\text{C}$  är förångningstemperaturen ca  $-10^{\circ}\text{C}$ . I realiteten medför en viss utetemperatursänkning inte en lika stor sänkning av förångningstemperaturen. Med hänsyn till kompressorns verkningsgrad och den minskade temperaturdifferansen mellan utetemperatur och förångning kan man överslagsvis räkna med ca 3 % förändring av avgiven effekt från värmepumpen per  $^{\circ}\text{C}$  ändring av utetemperaturen och konstant kondenseringstemperatur. Vid minskning av utetemperaturen minskar avgiven värmeeffekt. 210 kW avgivet värme vid  $0^{\circ}\text{C}$  utetemperatur ger ungefär 155 kW vid  $-10^{\circ}\text{C}$  utetemperatur då värmepumpen i detta exempel stoppas. Vid  $+5^{\circ}\text{C}$  utetemperatur ökar effekten till ca 245 kW. Ur figur 8.2 kan utläsas att högst 80 % av värmeeffektbehovet vid  $-10^{\circ}\text{C}$  utetemperatur skulle kunna täckas av värmepumpen med hänsyn till erforderlig framledningstemperatur. Effektbehovet vid dessa  $-10^{\circ}\text{C}$  är för bara radiatorvärmesystemet ca 350 kW varför värmepumpens hela avgivna effekt kan utnyttjas även vid  $-10^{\circ}\text{C}$  utetemperatur.

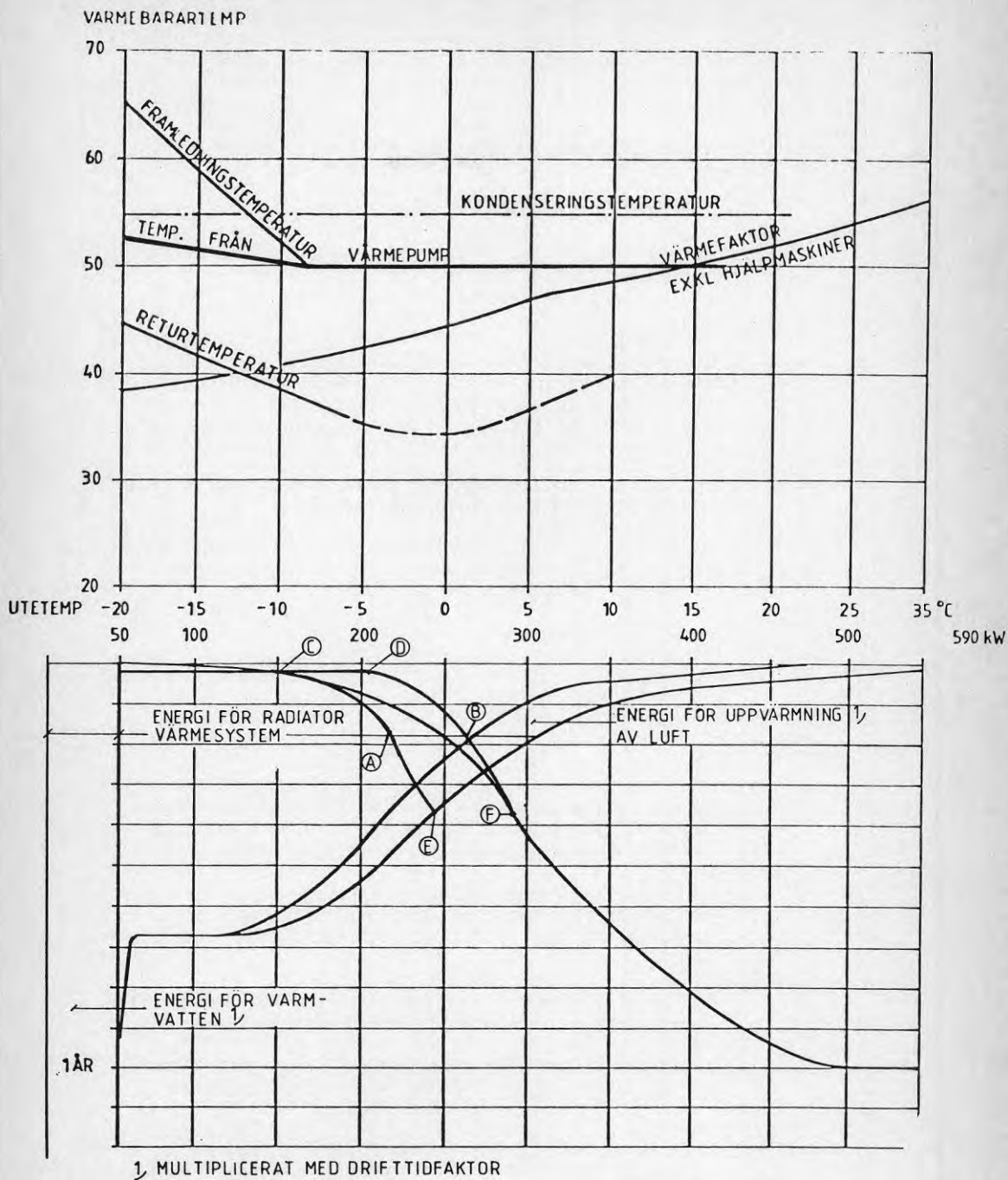




Figur 8.1 Effekter och temperaturer i värmesystemet.



Figur 8.2 Värmefaktor samt temperatur från värmepump plus effektuppgifter och temperaturer i värmesystemet.



Figur 8.3 Uppgifter för beräkning av effekt- och energibehov i värmepumpsystem.

Värmepumpens effekt vid  $0^{\circ}\text{C}$  utetemperatur markeras i figur 8.3 (punkt A). Punkt B markerar för värmesystemet tillgänglig effekt då tappvarmvattenberedning ej erfordras. Motsvarande punkter C och D markeras vid  $-10^{\circ}\text{C}$  utetemperatur och E, F vid  $+5^{\circ}\text{C}$ . Linjerna C-A-E och D-B-F markeras.

Bruttoenergibesparingen med värmepump beräknas på följande sätt ur de skrafferade ytorna i figur 8.3. Se även figur 8.4.

1. Energibehov för tappvarmvattenberedning har tidigare beräknats. Maximalt möjlig energi för tappvarmvattenberedning beräknas (effekt · tid) och "drifttidfaktor", definierad som kvoten mellan beräknat och maximalt energibehov, beräknas. Här blir denna faktor 0,18.
2. Ytan mellan kruva C-A-E och dimensionerande effektbehov för tappvarmvatten beräknas. Skrafferade ytan i figur 8.4 beräknas för sig eftersom den är proportionell mot energibehov för uppvärmning av luft med begränsad drifttid. Denna den skrafferade ytan multipliceras med luftbehandlingsaggregatens driftfaktor  $\frac{10}{24}$  och dessutom med en faktor 0,96 eftersom energibehovet dagtid är 4 % mindre än hälften av dygnsenergibehovet.

Dessa båda multiplaceras sedan med skalfaktorerna effekt och tid för att erhålla energi från värmepump utan respektive med ventilationen i drift.

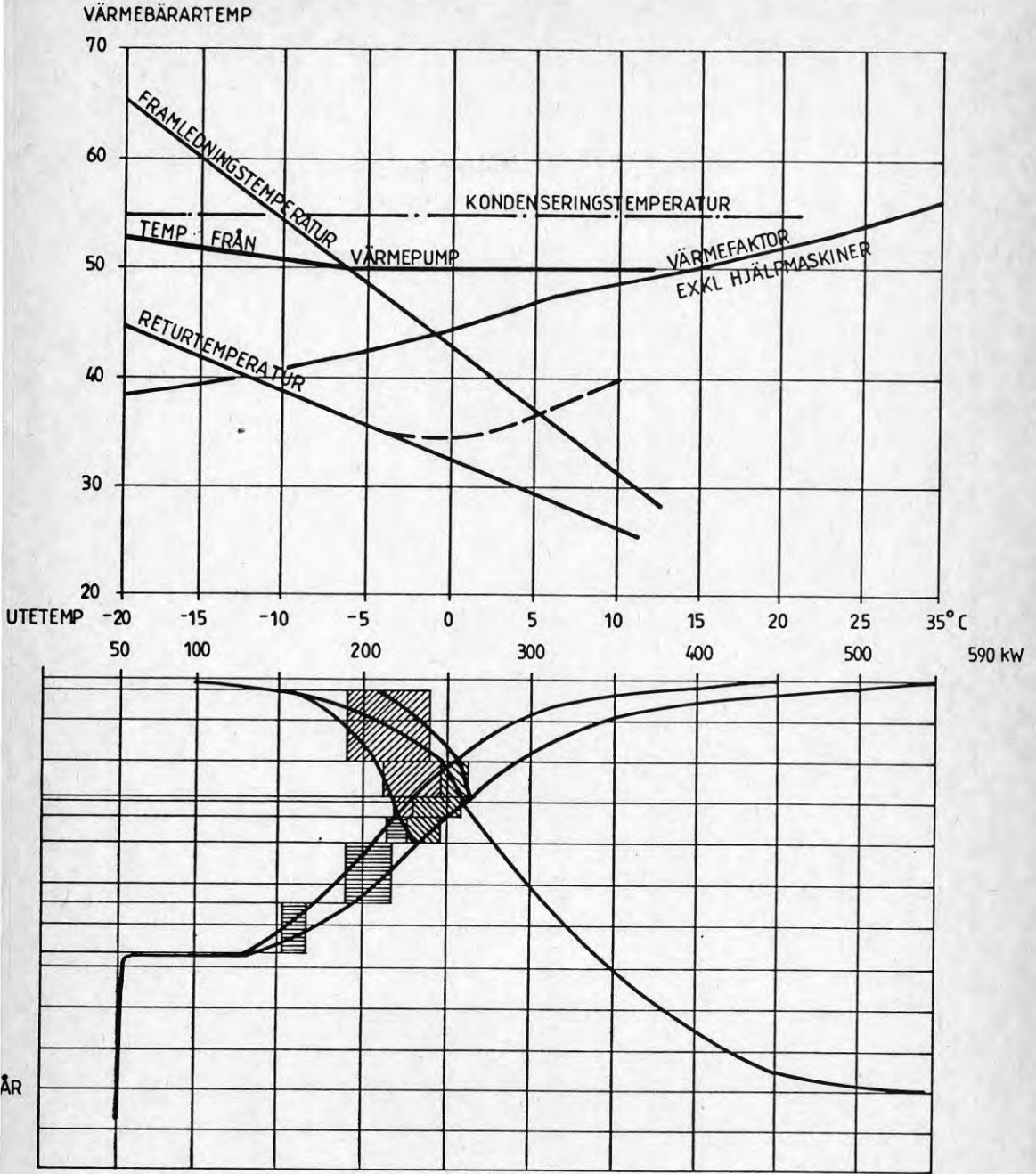
Vid beräkningen indelas lämpligen ytan i staplar likt ett histogram med stapelhöjden lika med den vid mitten av respektive stapelbredd. Stapelbredd kan väljas exempelvis mellan 1 och 10 % av året och höjden kan naturligtvis uttryckas direkt i kW.

Är den sparade energin värd olika vid olika tider på året kan det vara lämpligt att dela in varaktighetsdiagrammet motsvarande tider för sådana olika energitaxor. I fjärrvärmesystem kan detta vara aktuellt men inte i detta exempel med egen oljeeldad panna.

Som indelningsgrund kan man lite grovt anse att vintertid är den fjärdedel med största effektbehovet och sommartid den med lägsta. Vår och höst ligger däremellan.

3. Motsvarande ytor och energi mellan kurvorna D-B-D och C-A-E beräknas. Dessa energimängder multipliceras med en faktor  $(1-0,18)$  d v s den genomsnittliga tid då tappvarmvattenberedning ej sker och då således denna effekt finns tillgänglig för uppvärmningssystemen.

Energibesparingen blir i exemplet för punkt 2 800 MWh avseende radiatorer och 40 MWh för luftbehandling. Sparad energi enligt punkt 3 blir ca 125 MWh för radiatorvärmesystemet och ca 10 MWh för uppvärmning av luft. För tappvarmvattenberedning kan hela energibehovet räknas som besparing d v s 80 MWh. Summa i brutto-besparing blir då 1.055 MWh/år.



Figur 8.4 Beräkning av energi med hjälp av staplar.

## 9      EFFEKT- OCH ENERGIBEHOV FÖR DRIFT AV VÄRMEPUMP

För beräkning av effektbehov för värmepumpen erfordras uppgifter om effektuttag och värmefaktor som funktion av utetemperatur. I figur 9.1 återges dessa uppgifter ur figur 8.3. I figur 9.1 har även illustrerats tillvägagångssättet för effektbestämning.

Från en viss utetemperatur (i exemplet  $0^{\circ}\text{C}$ ) dras en linje vertikalt till skärningspunkten med värmefaktorkurvan (punkt A) och horisontellt genom skärningspunkten med uteeffektkurvan punkt B och  $B^1$  och ner till effekten 0 kW (punkt C).

Effekten B-C divideras med värmefaktorn i punkt A. Denna kvot som är lika med värmepumpens effektbehov avsätts som sträcka D-C. Effekten i punkt  $B^1$  är lika stor som den i punkt B enligt tidigare eftersom den representerar värmeeffekten från värmepumpen då tappvarmvattenberedning ej sker.

Vid utetemperaturer mellan ca  $+0^{\circ}\text{C}$  och  $+2^{\circ}\text{C}$  gäller att oavsett ventilationen är i drift eller ej är värmebehovet för radiatorvärmekretsen och tappvarmvattenberedning tillsammans större än avgiven effekt från värmepumpen. Värmepumpen går då kontinuerligt och dess effektbehov blir lika tidigare motsvarande sträckan  $C^1-D^1$ . När tappvarmvatten ej bereds är radiatorvärmesystemets behov mindre än värmepumpens maximala avgivna effekt (motsvarande sträckan E-F). Värmepumpen kommer att gå intermitterent och medeleffektbehovet kommer att vara lika med kvoten mellan effektbehovet motsvarande sträckan E-F och värmefaktorn. Denna effekt avsätts som sträcka  $C^1-G$ . Med ventilationen i drift utnyttjas värmepumpens hela effekt.

Vid lägre utetemperaturer än ca  $+0^{\circ}\text{C}$  går värmepumpen kontinuerligt ner till lägsta temperatur för värmepumpdrift här  $-10^{\circ}\text{C}$ . Vid temperaturer över  $+0^{\circ}\text{C}$  kommer olika medeleffektbehov att gälla för värmepumpen beroende på driftfall. Fyra olika driftfall kan konstateras.

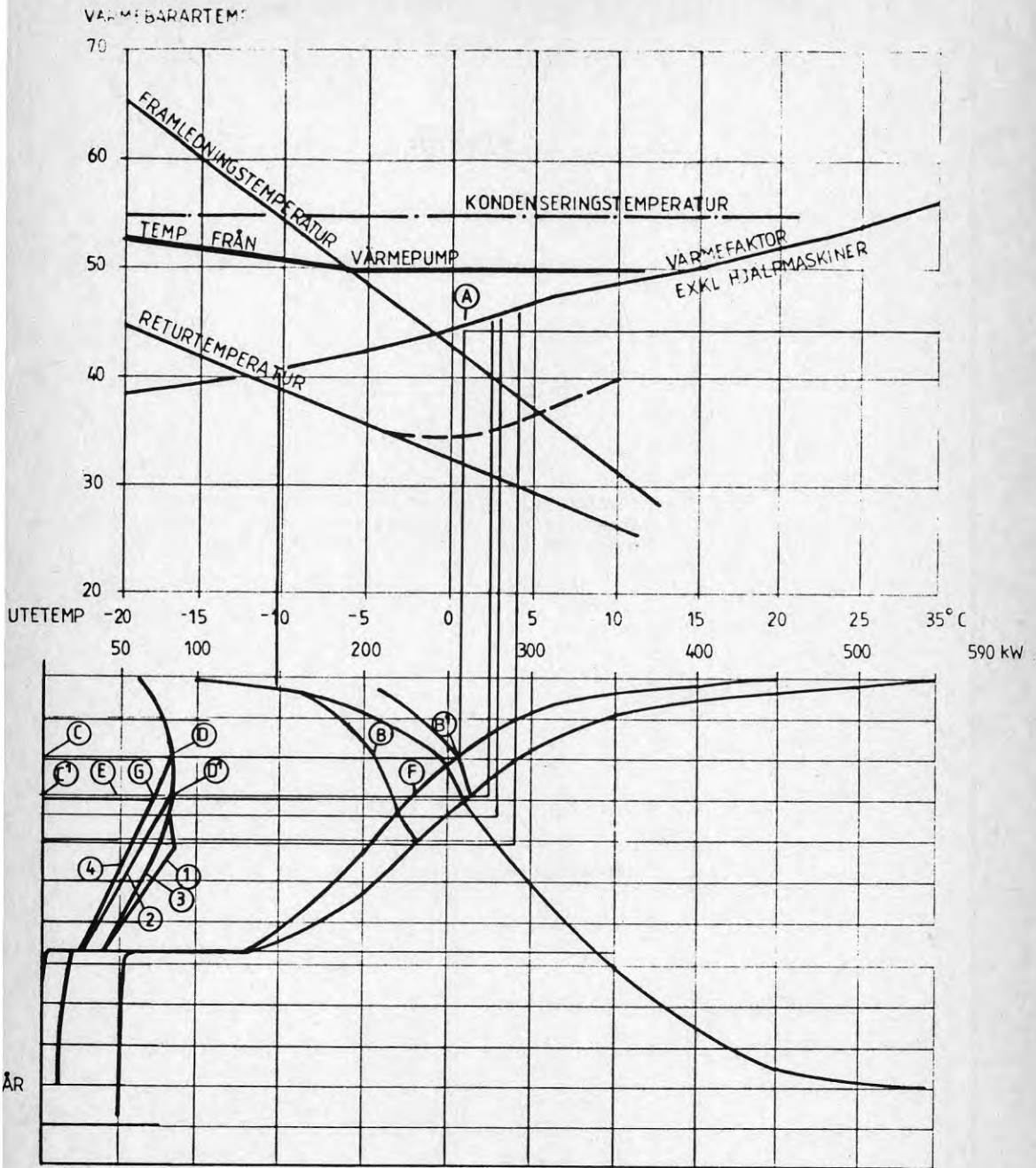
1. Luftbehandling radiatorvärme och tappvarmvattenberedning.
2. Luftbehandling och radiatorvärme.
3. Radiatorvärme och tappvarmvattenberedning.
4. Radiatorvärme.

Man kan således konstatera 4 olika effektbehovskurvor (1-4). Att dessa kurvor ej skiljer sig åt vid samma utetemperatur beror av sambandet mellan tillgänglig effekt och effektbehov för värmning. Vid temperaturer mellan  $+0^{\circ}\text{C}$  och  $+2^{\circ}\text{C}$  sammanfaller kurvorna 1-3 och vid temperaturer mellan  $+2^{\circ}\text{C}$  och  $+2,5^{\circ}\text{C}$  sammanfaller kurvorna 1 och 3. Vid temperaturer mellan  $2,5^{\circ}\text{C}$  och  $+11^{\circ}\text{C}$  kan 4 kurvor konstrueras. Vid högre temperaturer än  $+11^{\circ}\text{C}$  utgår kurva 4.

Eftersom energi är effekt gången tid kan energibehovet till värmepumpen bestämmas genom att räkna ut "ytan" under respektive effektkurva.

Med hänsyn till (framtida) taxeändringar för elenergikostnader finns anledning att dela in året i fyra perioder och beräkna





Figur 9.1 Effektbehov för drift av värmepump.

energibehovet för varje period separat (mittenperioderna - representerade vår och höst - kan sannolikt slås ihop).

De beräknade energimängderna multipliceras därefter med drifttidsfaktorn.

Energibehovet beräknas liksom tidigare lämpligen genom att indela de 4 (3) tidsperioderna i intervall och rita staplar med höjden lika med medeleffekten under tidsintervallet.

Ur figur 7.5 har följande energibehov framräknats.

	Kurva (MWh/år)			
	1	2	3	4
period I	160	160	160	160
period II	185	158	175	138
period III	100	66	96	57
period IV	33	4	29	-

Tabell 9.1 Energibehov för olika driftfall och olika tidsperioder.

Dessa energivärden skall multipliceras med drifttidsfaktorer. Tappvarmvattenberedning sker i medeltal 18 % av tiden här förutsatt jämnt fördelat under dygnet. Luftbehandlingsaggregaten är i drift 10 timmar per dygn d v s ca 42 % av dygnet och radiatorvärmesystemen 100 % av dygnet. Ur dessa tidsuppgifter kan följande drifttider framräknas.

kurva 1 (luft, rad, vatten)	7,5 %
kurva 2 (luft, rad)	34,5 %
kurva 3 (rad, vatten)	10,5 %
kurva 4 (rad)	47,5 %

Tabell 9.2 Drifttidsfaktorn för olika driftfall

Energibehovet till värmepumpen kan då beräknas per period genom att multiplacera energibehovet och drifttidsfunktion för respektive kurva och summera periodvis.

	MWh/år	
period I	160	
period II	152	219
period III	67	
period IV	<u>7</u>	
Summa	386	

Tabell 9.3 Energibehov periodvis

Energibehovet är således 386 MWh/år och effektbehovet ca 90 kW exklusive hjälpmaskiner.

Bruttoenergibesparingen besäknades enligt kapitel 8 till 1055 MWh/år. Arsmedelvärmefaktorn för anläggningen exklusive hjälpmaskiner blir då  $1055/386 = 2,73$ .

## 10      EFFEKT- OCH ENERGIBEHOV ÖVRIGT

## 10.1    Förångarfläkt

Med uteluft som värmekälla krävs åtminstone vid här vald storlek av värmepump en förångare med påtvingad strömning. Det krävs således en fläkt och den skall väljas speciellt med hänsyn till låg ljudnivå.

Erforderligt luftflöde över förångaren kan väljas för 4-6°C temperatursänkning. Det värme som skall tas upp ur uteluft vid dimensionerande utetemperatur 0°C är 210-90 kW = 120 kW. Vid +3,5°C ute blir önskad värmeeffekt ur luften ca 235 - 90 = 145 kW. Med hänsyn till temperaturnivåer och utkondensering av vattenånga väljs att dimensionera luftflödet över förångaren efter 5°C sänkning vid 0°C utetemperatur. Erforderligt luftflöde blir då 72.000 m<sup>3</sup>/h eller 20 m<sup>3</sup>/s.

Vi antar att i genomsnitt fläkten(-arna) går kontinuerligt halva året med helfart och 50 % av andra halva året med 50 % reducerat flöde. Sätts tryckfallet över förångare, ljudfälla etc för helfart till ca 400 Pa och fläktens verkningsgrad 0,7 blir energibehovet ca 51 MWh för fläkten(-arna). Effektbehovet för att driva fläkten(-arna) blir knappast 12 kW.

## 10.2    Avfrostning

Energi för avfrostning sätts här generellt till 2 % av värmepumpens energibehov 386 MWh d v s ca 8 MWh. Någon extra effekt utöver vad avser värmepumpen torde ej erfordras. Minskad besparing vid avfrostning antas här försumbar.

## 10.3    Köldbärarpump

Väljs en värmepump med återvärmare d v s med en vätskevärmad förångare där vätskan i sin tur tar upp värme ur uteluften fordras en extra pump. Denna pump cirkulerar vätska mellan förångare och utomhusplacerad återvärmare. Dimensioneras återvärmesystemet för ca 2°C temperaturdifferens på vätskan krävs ca 10 MWh elenergi vid drift 75 % av året. Här har antagits ca 100 kPa totalt tryckfall i köldbärarkretsen. Effektbehovet blir ca 2 kW.

## 11      DRIFTKOSTNAD VID DIFFERENTIERADE ELTAXOR

Energibehov för drift av värmepump inklusive hjälpmaskiner kan uppdelas säsongsvis och för dag respektive natt i de fall olika energitaxor tillämpas.

För fläktdrift och drift av pump torde en uppdelning med hälften av drifttiden vintertid och hälften vår-höst knappast ge något större fel. Även avfrostningsenergin torde kunna delas lika mellan vinter respektive vår-höst eftersom avfrostning inte erfordras över ca +5°C utetemperatur.

Energibehov för dessa hjälpmaskiner torde utan något större fel kunna delas lika för dag och natt.

Energi till kompressor har uppdelats säsongsvis i tabell 9.1. Vi har tidigare förutsatt att tappvarmvattenvärmebehovet kan slås ut lika över dygnet. Därmed avgör luftbehandlingsanläggningens energibehov förhållandet mellan elenergiebehovet dag och natt.

Kurvorna 1 och 2 anger tillsammans med drifttidsfaktorerna enligt tabell 9.2 energibehovet under den tid 10 timmar dagtid som ventilationen är i drift. Kurvorna 3 och 4 med respektive tidsfaktor anger således energibehovet under resterande 14 timmar av dygnet. Två fjortondelar av denna energi kan således hänföras till dagtid.

	(MWh)	
	Natt	Dag
period I	80	80
period II	72	80
period III	32	35
period IV	3	4

Tabell 11.1

Antag hypotetiskt elenergiekostnaderna enligt tabell 11.2.

	Dag	Natt
Vinter	40	25
Vår-höst	15	11
Sommar	13	9

Tabell 11.2 Hypotetiska energiekostnader vid differentierad el-taxa (öre/kWh). (Ej verklighetsanknutet.)

Med elkostnader ur tabell 11.2 erhålls driftkostnader för värmepump enligt sammanställning i tabell 11.3.

Period	Elkostnader Tkr	
	Kompressor	Fläkt, pump och avfrostrn
I dag	32,0	6,9
I natt	20,0	4,3125
II och III dag	17,5	2,5875
III natt	11,44	1,8975
IV dag	0,52	-
IV natt	0,27	-
Summa	81,48	15,6975

Tabell 11.3 Energiekostnader för drift av värmepump vid differentierade eltaxor (exempel).

Sammanlagda driftkostnaden blir då ca 97.000 kr. Som jämförelse kan driftkostnaden beräknas med ett genomsnittligt energipris av 0,25 kr/kWh. Kostnaden blir då ca 114.000 kr varför ovanstående differentierade prissättning skulle vara förmånligare. Ökas energipriset enligt tabell 11.2 med 4 öre/kWh (energiskatt) blir driftkostnaden dock ca 115.000 kr d v s högre. Eventuella skillnader i effekttaxa har ej medtagits.

## 12      INVESTERINGSKOSTNADER

En uppskattning av investeringskostnaderna slutar vid 1.960.000 kronor. I kostnaden ingår värmepump och tvingade åtgärder (pkt 1-3 i kapitel 2). Åtgärder för energibesparing har ej inkluderats.

Kostnad ca 150.000 kronor för ny huvudkabel el ingår men här har förutsatts att ställverk, transformator etc ej behöver åtgärdas.

Kostnaden för utomhusplacering med viss grundläggning ingår med 25.000 kronor.

För projektering, administration och mervärdeskatt har kalkylsumman uppräknats 50 %.

Drift- och underhållskostnadsökningen sätts till 1 % av investeringskostnaden.

## 13 SAMMANSTÄLLNING ÖVER DATA FÖR VÄRMEPUMPANLÄGGNINGEN

Årsmedelvärmefaktorn blir inklusive hjälpmaskiner 2,32.

I tabell 13.1 nedan redovisas övriga data.

Befintlig anläggning

Effektbehov (efter besp.åtgärder)		590 kW
Behov (efter besp.åtgärder)	energi	1.245 <sub>3</sub> MWh
	olja	180 m <sup>3</sup>

Värmepumpen

Värmekälla		Uteluft
Dim. avgiven effekt		210 kW
Dim. utetemperatur		0°C
Bruttobesparing	energi	1.055 <sub>3</sub> MWh
	olja	150 m <sup>3</sup>
	Tkr (2.500:-/	
	m <sup>3</sup> )	375
Erforderlig elenergi	kompressor	386 MWh
	fläkt	51 MWh
	pump	10 MWh
	avfrostning	8 MWh
Driftkostnad värmepump och hjälpmaskiner*)	Tkr	97
Erforderlig eleffekt	kompressor	90 kW
	fläkt	12 kW
	pump	2 kW
	totalt	104 kW
Nettobesparing	energi	600 MWh
	Tkr	278
Kostnader	invest Tkr	1.960
	skötsel och	
	underhåll Tkr	20
Lönsamhetskriterie	Med en kalkylränta på 5 % och brukstiden 10 år blir anläggningen lönsam	

\*) Differentierade eltaxor säsongsvis och dag respektive natt

Tabell 13.1 Data över värmepump



## Bilaga 2

Frånluftvärmepump

## 1 FÖRUTSÄTTNINGAR

Frånluft som värmekälla kan endast utnyttjas vid mekanisk ventilation eller åtminstone mekanisk frånluft.

I detta exempel förutsätts en byggnad med mekanisk bara frånluft med drift dygnet runt. Byggnadens volym är ca 10.000 m<sup>3</sup> och frånluftflödet motsvarar en halv omsättning per timme eller 5.000 m<sup>3</sup>/h.

## 2 EFFEKT- OCH ENERGIBEHOV

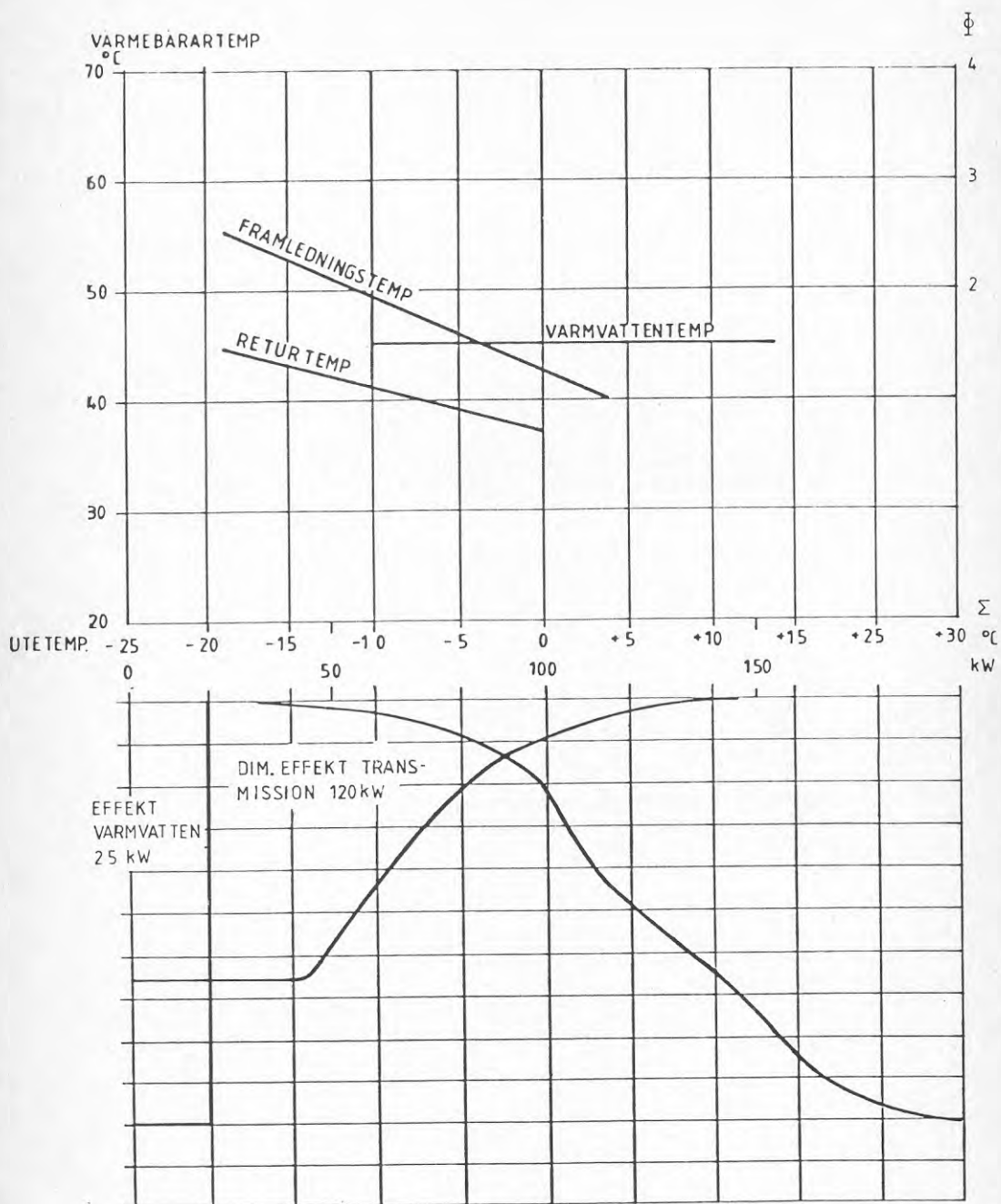
Värmesystemet är dimensionerat för 55°C framledningstemperatur vid -18°C utetemperatur. Effekten för uppvärmning uppskattas till 120 kW och för tappvarmvattenvärmning 25 kW.

Energibehovet är ca 310 MWh/år för uppvärmning och 50 MWh för tappvarmvattenvärmning. Oljeförbrukningen är ca 52 m<sup>3</sup> med en genomsnittlig pannverkningsgrad av 0,7.

I befintliga byggnader kan normalt uppgifter om total oljeförbrukning lätt erhållas och möjligen effekt avsatt för tappvattenvärmning. Effektbehov för uppvärmning är svårare att erhålla uppgift om. I det här speciella exemplet har effektbehovet räknats fram ur uppgifter om totala energibehovet minskat med energi för uppvärmning av ca 70 % av totala vattenförbrukningen ca 1.850 m<sup>3</sup>. Tappvarmvattentemperaturen är 45°C. Kvoten mellan dimensionerande effekt och dimensionerande temperaturdifferens multiplicerat med antalet gradtimmar skall motsvara energibehovet för uppvärmning.

Kurvor över effekt och temperatur som funktion har inritats i figur 2.1 som dessutom innehåller ett varaktighetsdiagram.

Någon speciell effekt- eller energibesparande åtgärd bedöms i detta exempel ej intressant.



Figur 2.1 Effekt och temperaturer som funktion av utetemperaturen.

### 3 DIMENSIONERANDE UPPGIFTER FÖR VÄRMEPUMP

#### 3.1 Avgiven värmeeffekt och -energi

Frånluften förutsätts hålla en temperatur av  $+20^{\circ}\text{C}$  året om. Temperaturen antas kunna sänkas till  $+5^{\circ}\text{C}$  vilket bestämmer värmepumpens effektupptagning till 25 kW.

För att bestämma avgiven effekt från värmepumpen uppritas värmepumpens värmefaktor i figur 3.1 (bearbetning av figur 2.1).

Vi förutsätter att varmvattenberedning sker genom förvärmning i värmesystemets returvatten och eftervärmning i hetgaskylare. Enligt figur 7.6 i huvudtexten krävs då med i texten angivna förutsättningar kondensorvattentemperaturen  $40^{\circ}\text{C}$  vid lika effektbehov för uppvärmning och för tappvarmvattenberedning.  $35^{\circ}\text{C}$  krävs vid dubbla värmebehovet. Ur figur 2.2 utläses att dessa förhållanden inträffar vid  $+9^{\circ}\text{C}$  respektive  $+1,5^{\circ}\text{C}$ . Med dessa uppgifter kan värmebärartemperaturen uppritas.

Uppvärmning av tappvarmvatten prioriteras men när varmvattenberedaren är laddad styr behovet av framledningstemperatur värmepumpens kondenseringstemperatur. Detta inträffar periodvis vid utetemperaturer mellan 9 och  $11^{\circ}\text{C}$ . Vid  $11^{\circ}\text{C}$  avbryts uppvärmningen. I beräkningarna förutsätts tappvarmvatten beredas jämnt fördelat under dygnet vilket ger en medeltid för varmvattenberedning av 22,8 %. (Kvoten mellan verkligt energibehov och maximalt med hänsyn till dimensionerande effekt och årets alla timmar.)

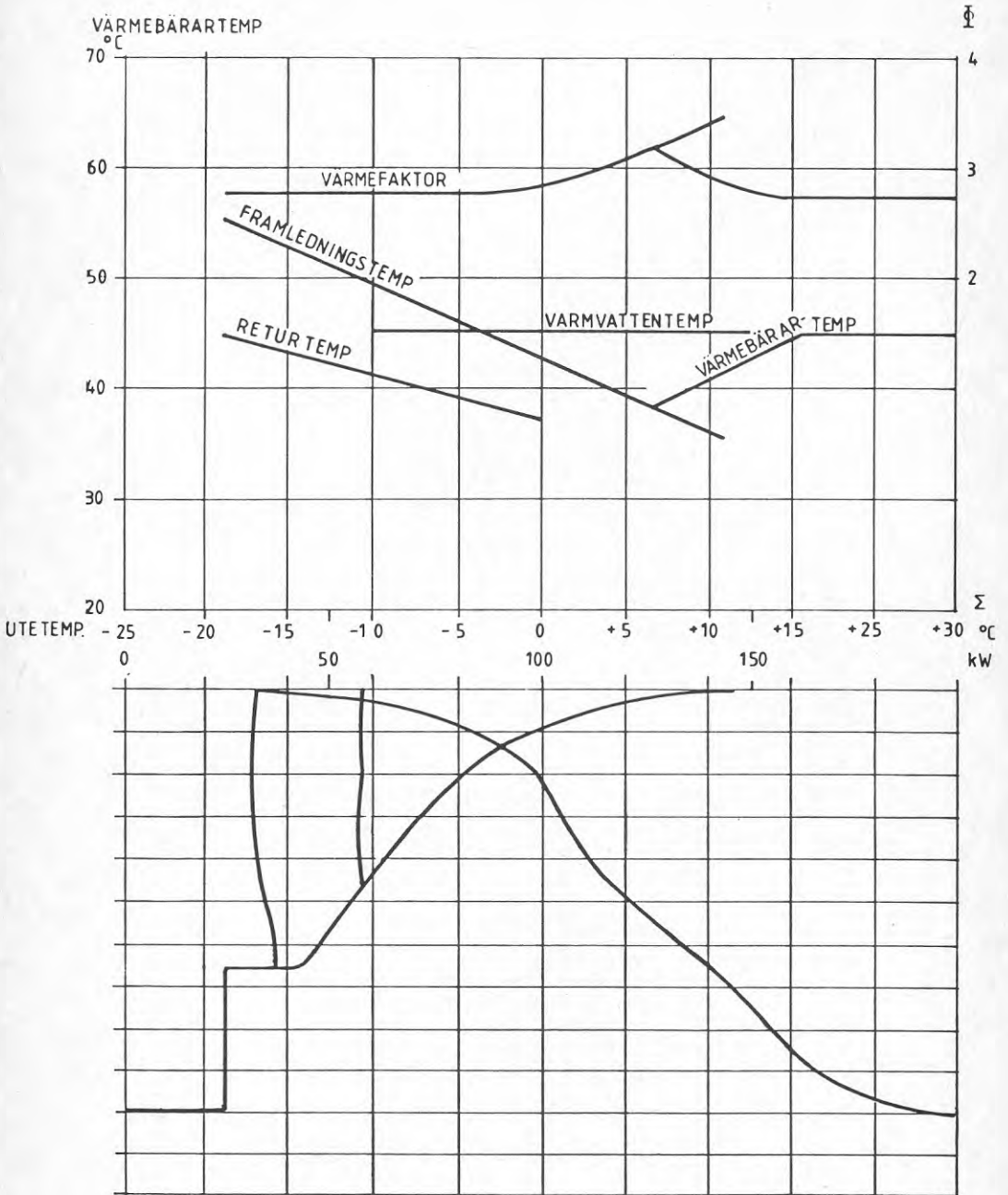
Värmepumpen väljs för R22 och förångningstemperaturen sätts till  $0^{\circ}\text{C}$ . Exempelvis ur huvudtextens figur 7.3 kan därvid värmefaktorn inritas i figur 2.2. Kondenseringstemperaturen förutsätts ligga  $5^{\circ}$  över värmebärartemperaturen.

Vid utetemperaturer ner till ca  $-9^{\circ}\text{C}$  kan värmepumpens hela effekt utnyttjas både under perioder med tappvattenvärmning och utan. Vid lägre utetemperaturer begränsas avgiven värmeeffekt till uppvärmningssystemet av returtemperaturen och önskad nivå på värmebäraren. Under perioder utan tappvattenvärme kommer därför kondensorvattentemperaturen att närma sig kondenseringstemperaturen.

En driftpunkt för värmepumpen måste väljas för vilken förångardelen skall dimensioneras för temperatursänkningen  $15^{\circ}\text{C}$ . Vi prövar med lägsta värmebärartemperatur för både uppvärmning och tappvarmvattenberedning d v s ca  $+7^{\circ}\text{C}$ . Värmefaktorn är där ca 3,2 vilket ger en avgiven värmeeffekt av ca 36 kW. Vid högre kondenseringstemperaturer kommer den avgivna värmeeffekten att avta med överslagsvis 1,5 % per grad. Vid  $50^{\circ}\text{C}$  kondenseringstemperatur blir den avgivna effekten ca 33 kW.

Man kan nu upprita de två effektkurvorna i figur 2.2. Den ena avser den tid då tappvarmvatten bereds och den andra övrig tid. Ytan mellan respektive kurva och effektkurva för tappvarmvattenberedning bestäms medelst stapelindelning. Ytan mellan de båda konstruerade effektkurvorna multipliceras med drifttidsfaktorn (1-0,228).

Ytorna multipliceras med skalfaktorer plus energibehovet för beredning av tappvarmvatten utgör bruttoenergibesparingen med värmepumpdrift.



Figur 3.1 Värmebärartemperatur, värmefaktor och avgiven effekt från värmepump.

I vårt exempel blir energibesparingen ca 195 MWh.

### 3.2 Erforderlig effekt och energi för drift

Värmepumpen går kontinuerligt vid utetemperaturer under ca  $+3,5^{\circ}\text{C}$ . Mellan  $+3,5$  och  $11^{\circ}\text{C}$  d v s då uppvärmningsbehov föreligger är värmepumpdriften kontinuerlig endast vid tappvarmvattenberedning.

Effektbehovet vid kontinuerlig drift inritas i figur 3.2 (bearbetning av figur 3.1) som kvoten mellan avgiven värmeeffekt (sträckan A-B) och värmefaktor (punkt C) vid några olika utetemperaturer (D).

Vid intermittent drift förfars på samma sätt med medeleffekt avgiven värme (värmeeffektbehov) och värmefaktor.

Två olika "effekt"-kurvor fås för utetemperaturer över  $+3,5^{\circ}\text{C}$ . Den övre representerar medeleffekten vid både uppvärmning och tappvarmvattenberedning. Den undre kurvan vid endast uppvärmningsbehov.

Energibehovet kan nu beräknas som produkten mellan ytorna under respektive kurva, skalfaktorer och drifttidsfaktorer. Denna faktor är för ytan mellan de båda kurvorna 0,228 eftersom denna yta respektive medeleffektbehovet vid olika utetemperaturer då tappvarmvattenberedning ej sker. För den gemensamma ytan är drifttidsfaktorn 1.

I exemplet blir respektive "yta" uttryckt i kWh lika med 353 respektive 716. Energibehovet för drift blir då ca 70 MWh.

Bruttobesparingen var enligt tidigare 195 MWh varför nettobesparingen blir 125 MWh. Årsmedelvärmefaktorn blir i exemplet 2,8 exklusive hjälpmaskiner.

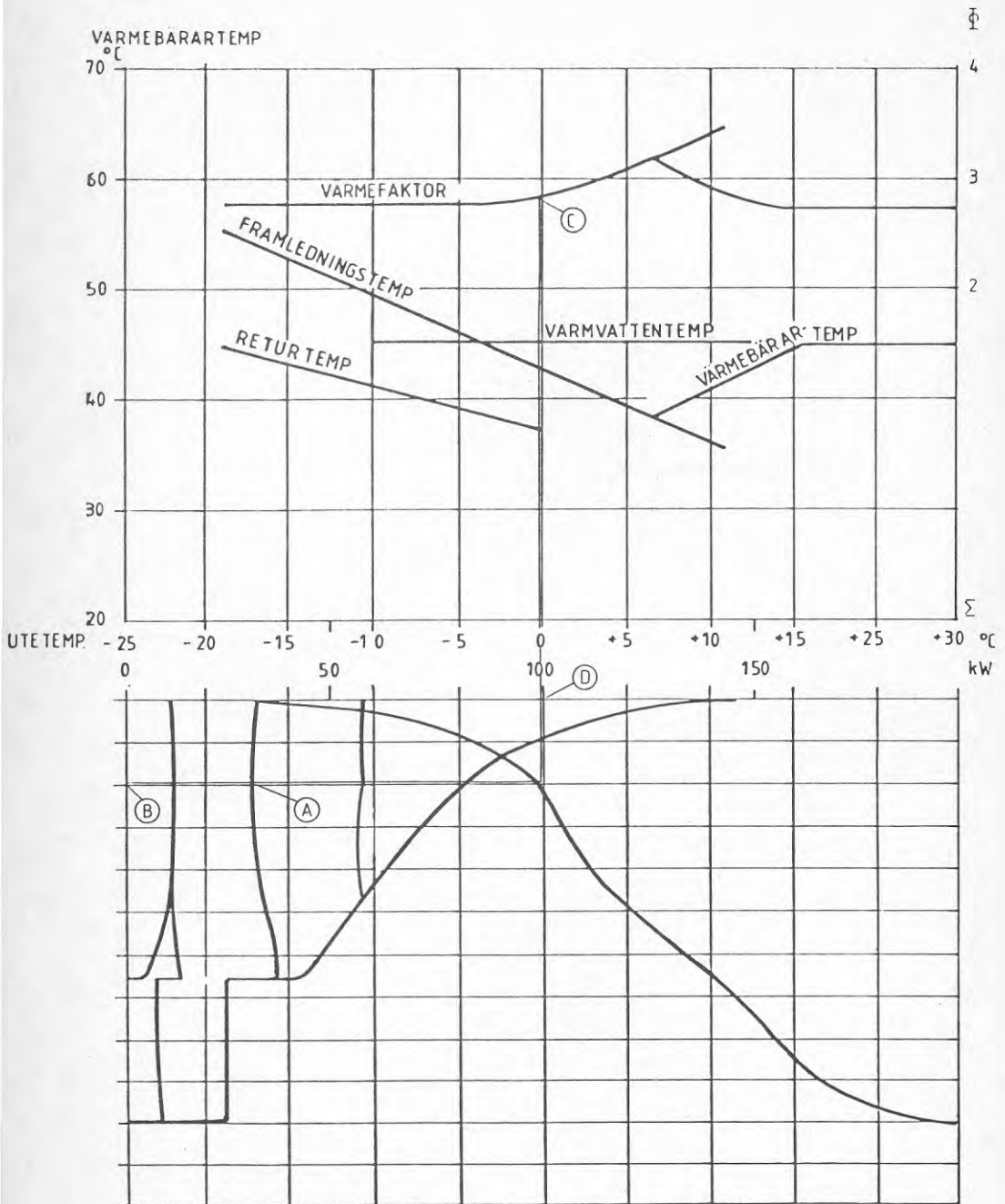
Effektbehovet för drift av värmepumpens kompressor blir ca 12,5 kW och dimensionerande avgiven värmeeffekt ca 37 kW vid  $+11^{\circ}\text{C}$  utetemperatur. Begränsas värmepumpen till de tidigare nämnda 36 kW vid  $+7^{\circ}\text{C}$  utetemperatur minskar besparing och erforderlig drivenergi något men i det här sammanhanget av försumbar storleksordning.

### 3.3 Hjälpmaskiner

För drift av värmepumpen erfordras en eller flera cirkulationspumpar beroende av inkoppling i värmesystemen. Förhöjd tryckuppsättning av frånluftfläktarna erfordras även för att klara det ökade tryckfallet över de värmeupptagande delarna.

Energibehovet för pumpar är relativt litet och kan tyckas försumbart i jämförelse med den osäkerhet som ligger i ytberäkningen. Låt oss anta en återvärmningskrets med ca  $2^{\circ}\text{C}$  temperaturändring över frånluftbatterierna och 140 kPa tryckfall. Med pumpverkningsgraden 0,6 blir då effektbehovet ca 800 W. Med ytterligare någon pump kan vi tillåta oss räkna med ca 1 kW effektbehov för pumpar. Med ca 6.500 drifttimmar skulle energibehovet bli 6,5 MWh vilket inte kan försummas.





Figur 3.2 Effekt och energi för drift av värmepump.



Erforderlig tryckuppsättning över fläktar bedöms till ca 300 Pa varför de 5.000 m<sup>3</sup>/h luft kräver ca 5 MWh med fläktverkningsgraden 0,7. Härvid har förutstats att frånluftfläktarna kontinuerligt pressar luft genom batterierna. Filter placerade i luftströmmen före batterierna har även förutsatts.

Energibehov för hjälpmaskiner rundas av till ca 10 MWh. Verkligen nettobesparing blir därmed ca 115 MWh och årsmedelvärmefaktorn med hjälpmaskin inräknat 2,4.

#### 4 EKONOMI

Nettobesparingen i kronor kan vara svår att räkna fram eftersom differentierade priser för el kommer in i bilden. Väljs exempelvis en varmvattenberedare i systemet som kan laddas nattetid med billigare el ger det en ökad besparing men sannolikt till en ökad kostnad.

En modell att räkna nettobesparingen i kronor presenterades i exemplet 1. Låt oss dock för enkelhetens skull här räkna med ett genomsnittspris för el av 0,25 kr/KWh. Driftkostnaderna blir då 20.000 kronor/år.

Med bruttobesparing 195 MWh, 2.500 kr/m<sup>3</sup> olja och medelpannverkningsgrad 0,7 blir bruttobesparingen 70.000 kronor/år. Med ökad underhållskostnad av såg 3.000 kronor/år blir nettobesparingen i detta exempel ca 47.000 kronor.

Nusummefaktorn för periodiskt utfallande belopp (besparing) är 7,36 vid 6 % kalkylränta och 10 års brukstid. Denna faktor multiplicerad med nettobesparingen skall för att investeringen skall vara lönsam vara större än investeringen. Lönsamhetsgränsen ligger vid en investering av 345.000 kronor.

Kan investeringen finansieras till mer gynnsammare villkor exempelvis energisparlån förskjuts lönsamhetsgränsen uppåt.

#### 5 JÄMFÖRELSE. ENDAST TAPPVATTENVÄRME

Frånluftvärmepumpar avsedda endast för tappvattenvärme blir ofta olönsamma eller mindre lönsamma än om värme överförs även till radiatorsystemet. Detta inses lätt ur exemplet ovan.

För i stort sett samma investering skulle bruttobesparingen stoppa vid 50 MWh för tappvarmvattenvärme. Den uppoffrade energin skulle bli ca 18 MWh för kompressorn och ca 3 för pumpar och fläktar eller avrundat ca 20 MWh. Nettobesparingen blir därmed ca 30 MWh. Besparingen kan med 2.500 kr/m<sup>3</sup> olja och 0,25 kr/kWh värderas till ca 10.000 kronor med 3.000 kronor ökat underhåll. Denna besparing skulle tillåta en investering av högst ca 70.000 kronor vid 6 % kalkylränta och 10 års brukstid.

Dessa siffror 30 MWh, 10.000 kronor eller 70.000 kronor för endast tappvatten skall jämföras med 115 MWh, 47.000 kronor eller 345.000 kronor för tappvatten och värmebärarsystemet. Eftersom investeringskostnaden i stort är densamma vore det minst sagt oklokt att inte koppla in värmepumpar på värmebärarsystemet.

### BILAGA 3 Förenklad beräkning av energibesparing med värmepump. Slingor alternativt borrhål med återladdning som värmekälla jämförs med uteluft.

#### 1 FÖRUTSÄTTNINGAR

Exemplet avser en byggnad belägen på berggrund intill en grund sjö med bottensediment.

Förutsättningarna är goda för att utnyttja berg som värmelager för värmepumpdrift. Värmeuttag sker då vintertid i ett slutet system och berget återladdas sommartid med ca 90 % av uttagen energimängd. Den resterande energimängden förutsätts tillföras berget underifrån och från omgivningen.

Aven sjövärmvatten kan utnyttjas genom slingor förlagda i och i viss mån nedsjunkna i sjöns bottensediment. Den grunda sjön istäcks relativt tidigt på hösten och isen bildar då ett isolerande täcke. Den under sommaren lagrade värmen i bottensedimentet kommer efter isläggningen att höja temperaturen runt slingorna (och i bottenvattnet). Under våren kommer relativt tidigt solvärme sjön till godo genom tidig islossning.

Uteluft kan alltid utnyttjas som värmekälla.

#### 2 EFFEKT- OCH ENERGIBEHOV

Effektbehov för tappvarmvattenberedning har beräknats eller bedömts till 75 kW, för radiatorvärmesystemet 450 kW och för uppvärmning av luft 400 kW. Totalt effektbehov är sålunda 925 kW.

Energibehovet för tappvarmvattenberedning har bedömts till 350 MWh/år, för radiatorvärmesystemet och för uppvärmning av luft vardera 1.000 MWh/år. Totalt således 2.350 MWh/år. Oljeförbrukningen är 330 m<sup>3</sup>/år Eo4. Luftbehandlingssystemet är i drift dygnet runt och tappvarmvattentemperaturen är +60°C.

#### 3 UTELUFT SOM VÄRMEKALLA

Dimensionerande gränstemperatur när värmepumpen skall klara hela effektbehovet bör väljas till strax över 0°C. Väljs +1°C blir den dimensionerande effekten 365 kW (se figur 3.1) exkluderande effekt för tappvarmvattenberedning. Här har bedömts att effektbehov för radiatorsystem och för uppvärmning av luft  $\Delta T$  vid den effekt som utnyttjas kontinuerligt vid +1°C bör vara dimensionerande för att begränsa värmepumpens storlek.

Med hänsyn till tappvarmvattentemperaturen +60°C måste R12 väljas som köldmedium. Värmepumpen stoppas dessutom vid -10°C.

I figur 3.1 har inlagts kurvor för byggnadens effektbehov, temperaturer på värmesystemets fram- och returlledning samt tappvarmvattentemperaturen. Vidare har konstruerats från värmepumpen avgiven effekt vid olika utetemperaturer. Två kurvor erhålls den ena vid tappvarmvattenberedning 1 och den andra då tappvarmvatten ej bereds 2.

Avgiven effekt från värmepumpen minskar vid avtagande utetemperatur med ca 3 % per grad så att vid  $-10^{\circ}\text{C}$  då värmepumpdrift avbryts är uteffekten ca 270 kW.

Medelst ytberäkning och hänsyn till medeltid för tappvarmvattenberedning beräknas bruttoenergibesparingen till ca 1.840 MWh/år.

Beräkningen ger ca 1.400 MWh för "ytan" mellan kurva 1 och effekt för tappvarmvattenberedning. "Ytan" mellan kurva 1 och 2 ger ca 90 MWh under den tid tappvarmvatten ej bereds. Den tiden har beräknats på samma sätt som tidigare genom att bilda kvoten mellan bedömt energibehov för tappvarmvattenberedning och maximal effekt utnyttjad under hela året. Ett minus denna tidsfaktor utgör den tid effekten (75 kW) finns tillgänglig för uppvärmning av luft och radiatorsystem.

Bruttobesparingen blir då ca  $(1.400 + 90 + 350) = 1.840$  MWh/år. Egentligen blir besparingen något mindre då tappvarmvatten ej bereds vid lägre än  $-10^{\circ}\text{C}$  utetemperatur.

Uppoffrad energi med en given årsmedelvärmefaktor av 2,4 blir ca 770 MWh vartill kommer 2 % eller 15 MWh för avfrostning och ca 80 MWh för drift av fläktar.

För fläktar kan förutsättas att  $365 - 365/2,4 = 212$  kW skall tas ur från luften. Med ett tryckfall över förångare och luftvägar av 500 Pa och  $5^{\circ}\text{C}$  temperatursänkning på luften krävs 35 m<sup>3</sup>/s säg under halva året. Energibehovet blir knappt 80 MWh.

Nettobesparingen blir  $1.840 - 770 - 15 - 80 = 975$  MWh.

Ur kostnadssynpunkt sparas 1.840 MWh motsvarande 258 m<sup>3</sup> Eo4. Med ett oljepris av 1.900 kr/m<sup>3</sup> motsvarar detta 490.000 kronor.

Kostnad för drift av värmepump blir med ett genomsnittligt energipris av 250 kr/MWh ca 215.000 kronor och nettobesparingen 275.000 kronor.

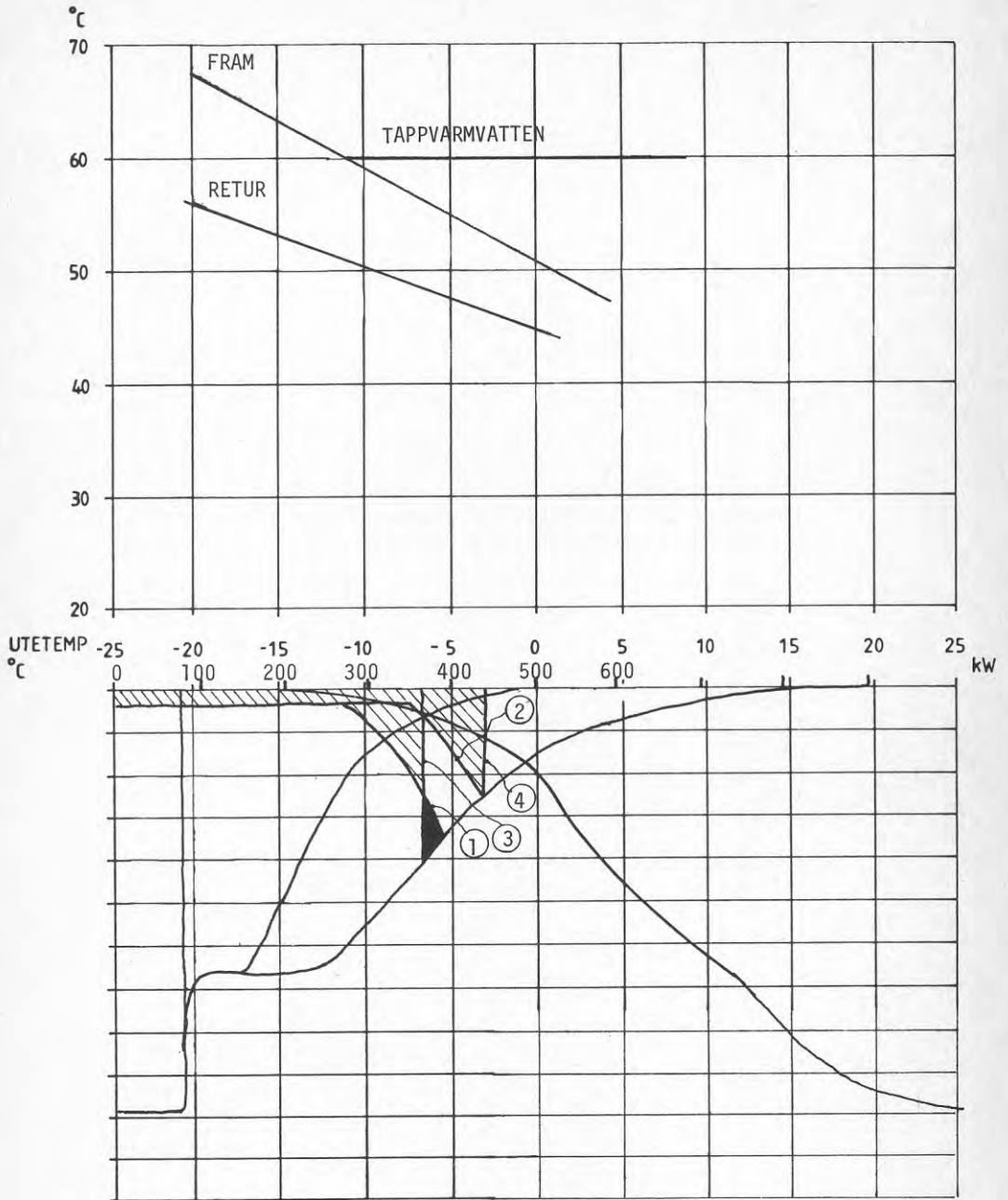
Erforderlig investering bedöms ligga kring 5.000 kr/kW eller ca 2.000.000 kronor. Med en brukstid av 10 år blir anläggningen under dessa premisser lönsam vid en kalkylränta av högst ca 6 %.

#### 4 SLINGOR I SJÖ ALTERNATIVT BORRHÅL I BERG MED ÅTERLADDNING

I figur 3.1 har effektkurva 3 och 4 konstruerats för 365 kW dimensionerande effekt vid  $+1^{\circ}\text{C}$  utetemperatur lika uteluftvärmepumpen. Med slingor i vatten alternativt berghål har här förutsatts att denna effekt skall kunna tas ut kontinuerligt. Detta är en grov generalisering såvida inte ispåfrysning på slingorna kan accepteras annat än i mindre omfattning eller för berghål att berget innehåller sprickzoner och därmed ett grundvattenflöde som medger kontinuerligt effektuttag vid konstant temperatur.

Den största tillkommande bruttoenergibesparingen vid dimensionerande 365 kW blir då den i figur 3.1. Skrafferade ytan (multiplikerad med skalfaktorer och tidsfaktorer).

Bruttoenergibesparingen representerad av yta mellan kurva 3 och 1 ner till  $-10^{\circ}\text{C}$  blir ca 30 MWh och för ytan mellan kurva 4 och 2 ca 35 MWh. Den ökade besparingen under  $-10^{\circ}\text{C}$  beräknas till ca 130 MWh. Den svartmarkerade ytan mellan kurva 1 och 3



Figur 3.1 Effekt- och energibehov inlagda i varaktighetsdiagram. Bruttoenergi i besparing vid olika värmepumpalternativ. Kurva 1 och 2 representerar uteluft som värmekälla och kurva 3 och 4 slingor i sjö alternativt borrhål i berg.

representerar förlorad energi av storleksordningen 20 MWh. Den totala bruttobesparingen vid dessa alternativ blir ca 2.025 MWh/år motsvarande ca 284 m<sup>3</sup> olja eller ca 540.000 kronor.

Uppoffrad elenergi med en genomsnittlig värmefaktor inklusive hjälpmaskiner av ca 2,6 blir 780 MWh. Med 250 kr/MWh blir driftkostnaderna ca 195.000 kronor och nettobesparingen 345.000 kronor.

I jämförelse med uteluftalternativet ökas således besparingen med 70.000 kronor.

Sätts lönsamhetskravet till 6 % kalkylränta och brukstiden 10 år kan högst 500.000 kronor investeras extra för slingor alternativt borrhål med återladdning.

#### 4.1 Slingor

Värmeuttag vid placering av slingor i sjön kan sättas till ca 20 W/m varför erfordras ca  $(365 - 365/2,6) / 0,020 = 11.200$  meter rör. Kostnaden för förläggning av rör ligger kring 35-40 kr/m varför tillkommer ca 400.000 kronor jämfört med uteluftalternativet. Uteluftvärmepumpens uteluftdel avgår dock i en direkt jämförelse och alternativ med slangkollektor i sjön kan vara ett ekonomiskt fördelaktigt alternativ.

11.200 meter slang förlagda med ca 2,5 m avstånd skulle täcka ett område av ca 170 m i kvadrat. Detta område måste skyddas mot fiske och ankring. Eventuella juridiska problem måste även beaktas.

#### 4.2 Borrhål i berg med återladdning

Värmeeffekten ca 7,5 kW per 120 m djupa borrhål torde enligt vissa källor tas ut kontinuerligt. För effekten  $(365 - 365/2,6) = 225$  kW erfordras trettio borrhål.

Merkostnaden per kW jämfört med uteluftalternativet kan sättas till ca 1.500 kr/kW vilket med 365 kW innebär en kostnadsökning av ca 550.000 kronor vilket överskrider den tidigare nämnda "lönsamhetsgränsen" 500.000 kronor. I själva verket är differensen större än de 50.000 kronor som synes här eftersom både energibesparingen och värmefaktorn sannolikt räknats i överkant.

Med 3,5 m mellan borrhålen tas i anspråk ca 100 m<sup>2</sup> varför värmepumpen med borrhål och återladdning kan vara intressanta i tät bebyggelse och där ljudproblem med uteluftvärmda förångare kan uppstå. Återladdning måste i så fall ske med hjälp av solfångare eller bättre en typ av enkla slangar som kan placeras på tak eller skjutas in under tegelpaneler på befintliga tegeltak där sådana finns.

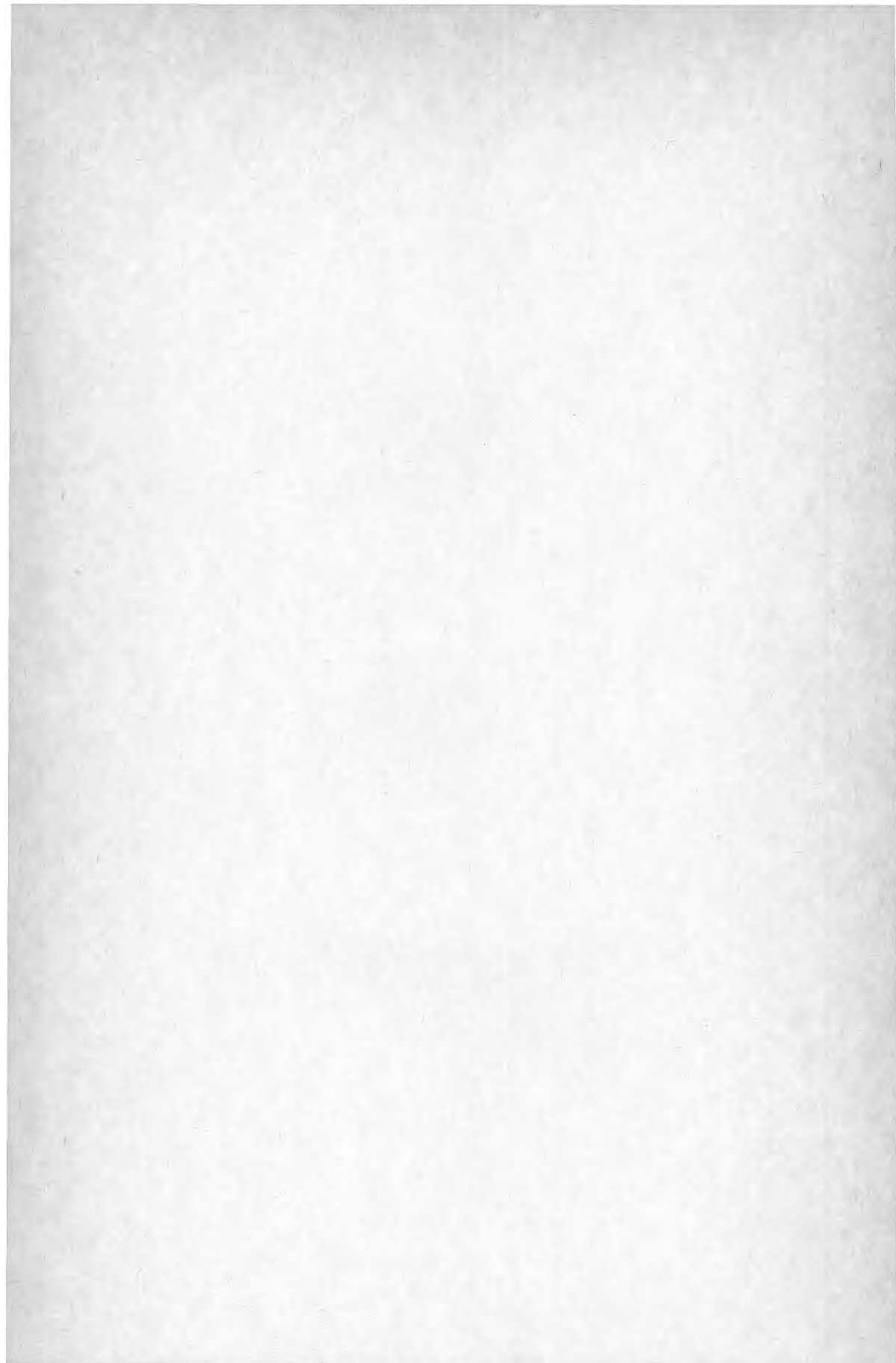
#### 5 KOMMENTAR

Den här använda förenklade metoden att beräkna besparing vid ett eller flera värmepumpalternativ blir mer osäker än de i de två föregående exemplen. Osäkerheten i investeringskostnader är under alla omständigheter än så länge så stor att endast reella anbud kan visa om ett alternativ är lönsamt eller vilket alternativ som är lönsamt.

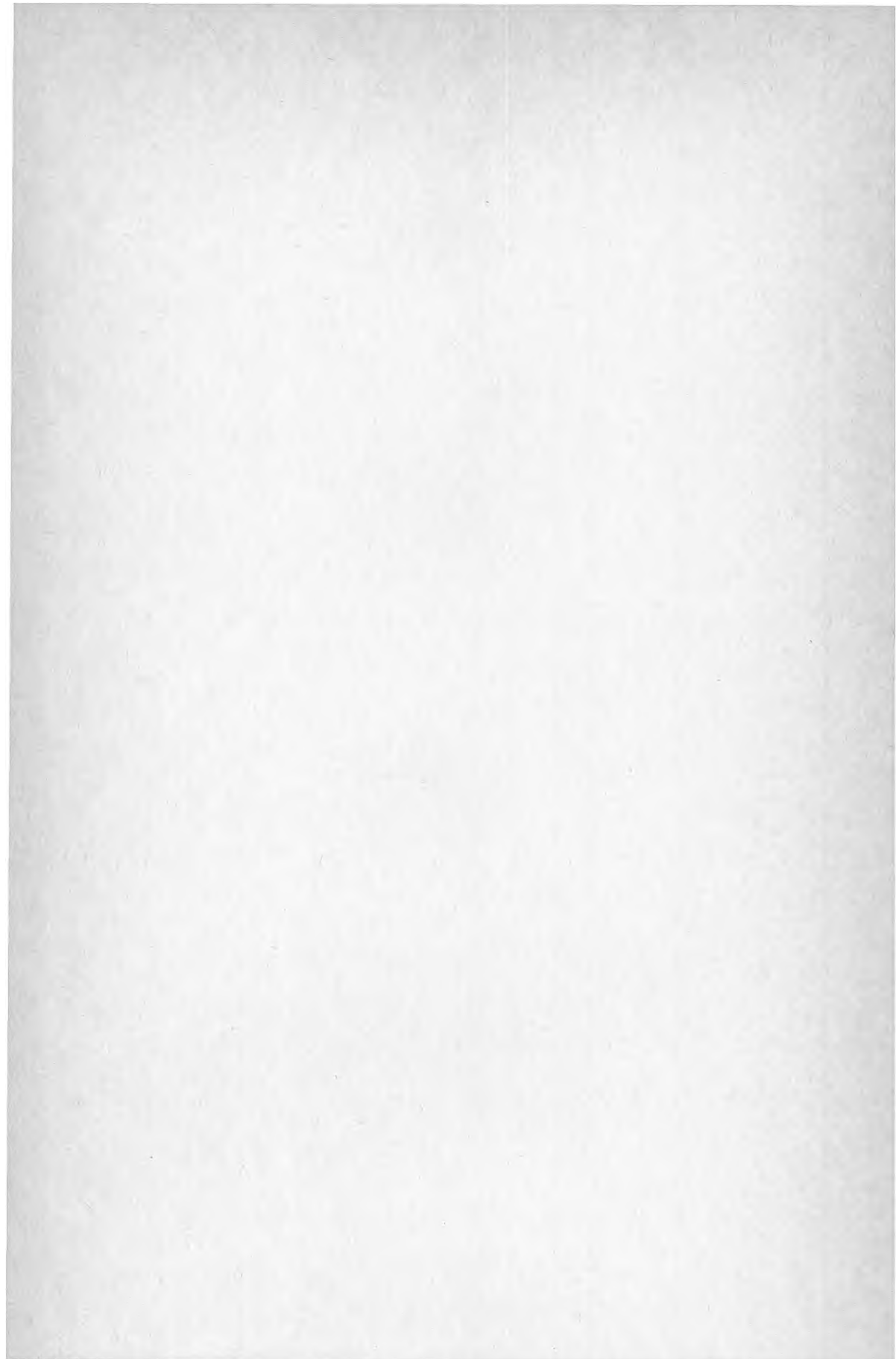


Avses anbud tas in för flera alternativ torde den förenkade besparingsberäkningen vara tillfyllest. Ger anbuden en indikation av lönsamhet med måttliga differenser för fler alternativ bör en grundligare beräkning genomföras. Det kan även vara intressant att genomföra känslighetsanalyser för de minst kända uppgifterna exempelvis byggnaders effekt- och energibehov, dimensionerande gränstemperatur för värmepump, värmefaktor etc.











**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag  
811541-4 från Statens råd för byggnadsforskning till  
Stockholms Läns Landsting, Energisparkommittén  
samt anslag 821173-5 till BSK BS Konsult AB.**

**R14:1984**

**ISBN 91-540-4078-7**

**Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**

**Art.nr: 6704014**

**Abonnemangsgrupp:  
W. Installationer**

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

**Cirka pris 35 kr exkl moms**