



Det här verket har digitaliserats vid Göteborgs universitetsbibliotek och är fritt att använda. Alla tryckta texter är OCR-tolkade till maskinläsbar text. Det betyder att du kan söka och kopiera texten från dokumentet. Vissa äldre dokument med dåligt tryck kan vara svåra att OCR-tolka korrekt vilket medför att den OCR-tolkade texten kan innehålla fel och därför bör man visuellt jämföra med verkets bilder för att avgöra vad som är riktigt.

This work has been digitized at Gothenburg University Library and is free to use. All printed texts have been OCR-processed and converted to machine readable text. This means that you can search and copy text from the document. Some early printed books are hard to OCR-process correctly and the text may contain errors, so one should always visually compare it with the images to determine what is correct.



Rapport

R53:1980

Dimensionering av jordvärmesystem

Teknik och ekonomi

Thore Berntsson

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	80-1080
Plac	See

R/62

BYGGDOK

Institutet för byggdokumentation
Hälsingegatan 49
113 31 Stockholm, Sweden
08-34 01 70 Telex 125 63

Byggeforskningsrådet

R53:1980

DIMENSIONERING AV JORDVÄRMEPUMPSYSTEM

Teknik och ekonomi

Thore Berntsson

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 770609-7
från Statens råd för byggnadsforskning till Chalmers
tekniska högskola, Institutionen för värmeteknik,
Göteborg

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

R53:1980

ISBN 91-540-3242-3

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1980 052332

FÖRORD

Denna rapport från institutionen för Värmeteknik och maskinlära, CTH, ingår som en del av arbetet i Chalmers' Jordvärmegrupp. Den behandlar frågeställningar om dimensionering huvudsakligen ur apparatteknisk synpunkt. Problemet med dimensionering av rörsystemet i marken vid olika geologiska förhållanden kommer att behandlas i andra rapporter från Jordvärmegruppen.

Jag vill framföra ett varmt tack till civ ing Lars-Ove Olsson för ett väl genomfört arbete inom detta projekt. Han har under tiden december 1977 t o m oktober 1978 varit anställd vid institutionen för att arbeta med det dataprogram, som använts vid beräkningarna i denna rapport.

Göteborg 1979-08-24

Thore Berntsson



INNEHÅLLSFÖRTECKNING

Kap		Sid
1	INLEDNING	9
2	ALLMÄNT	10
3	DATAPROGRAM FÖR DEN APPARATTEKNISKA DELEN AV EN JORDVÄRMEPUMP	12
4	PARAMETERSTUDIER	27
	Inverkan på årsvärmefaktorn av	
	4.1 val av köldmedium	27
	4.2 kompressor, förångar- och konden- sorstorlekarna	31
	4.3 utformning av kondensor och förångare	40
	4.4 kompressorns inre termodynamiska och volymetriska verkningsgrad	45
	4.5 effektreglering genom variation av kompressorns varvtal	49
	4.6 jordmagasinets temperaturnivå	51
5	TEKNISK-EKONOMISK DIMENSIONERING AV RADIATORYTANS STORLEK	56



Symbolförteckning

A_{rad}	radiatoryta, m^2
b_{el}	kostnad för elenergi, kr/kWh
b_{slang}	marginell kostnad för slangsystem inklusive brinelösning och -pump vid ökning av årligt energiuttag ur marken, beräknad som årlig kostnad vid viss annuitet per enhet av ökningen i årligt energiuttag, kr/kWh
c_p	specifikt värme för vatten, $\text{J/kg } ^\circ\text{C}$
DUT	dimensionerande utomhustemperaturen, i Göteborgstrakten $-16\ ^\circ\text{C}$
E	årlig totalkostnad, kr/år
$E_{\Delta p}$	marginell årlig tryckfallskostnad för radiatorsystemet inklusive amortering och förräntning av cirkulationspumpen, kr/m^2 radiatoryta, år
E_0	årlig kostnad för förräntning, amortering, tryckfall m m för samtliga de delar av systemet som under de givna förutsättningarna är oberoende av radiatorytans storlek, kr/år
k_{rad}	värmegenomgångstalet mellan radiatorvattnet och rumsluften med hänsyn tagen både till konvektion och strålning, $\text{W/m}^2, ^\circ\text{C}$
$(kA)_{\text{hus}}$	total värmegenomgångskapacitet för huset, inkluderande uppvärmningsbehovet vid ventilation, $\text{W}/^\circ\text{C}$
P_{max}	effektbehovet till radiatorerna vid DUT, W
P_{rad}	effektbehovet till radiatorerna, W
p	tryck, bar
Q_{hus}	årligt energibehov till radiatorerna, kWh/år
\dot{q}_{rad}	radiatorvattenflöde, kg/s
r_A	annuiteten för radiatorsystemet, år^{-1}
T	absolut temperatur, K

Grekiska symboler:

α_w	värmeövergångstalet på vätskesidan i förångare och kondensor
$\Delta\theta_{\max}$	radiatorvattnets temperaturändring över radiatorerna vid DUT, °C
$\Delta\theta_{\text{rad}}$	radiatorvattnets temperaturändring över radiatorerna, °C
θ	temperatur, °C
θ_m	radiatorvattnets medeltemperatur i radiatorerna, °C
$\theta_{m, \text{DUT}}$	radiatorvattnets medeltemperatur vid DUT, °C
θ_{ute}	uteluftens temperatur, °C
κ_A	marginell kostnad, inklusive montage, för radiatorytan, kr/m ²
ϕ	årsmedelvärdet av värmefaktorn inklusive köldbärarpumpens energibehov
ϕ_s	värmefaktorn under ett tidssteg
$\phi_{\text{år}}$	årsmedelvärdet av värmefaktorn exklusive köldbärarpumpens energibehov

1. INLEDNING

Utvecklingen inom energibesparingsområdet kännetecknas av en successiv omfördelning från rörliga energikostnader i form av bränsle o.dyl. till fasta kostnader i form av solfångare, värmepumpar, energilagring, tilläggsisolering o.dyl. Detta innebär att brist på energi i framtiden i flera avseenden kommer att bli liktydigt med brist på kapital. Tillgängligt kapital måste därför användas på ett för landet ur teknisk-ekonomisk synpunkt optimalt sätt. För att detta skall kunna göras måste konsekvenserna ur energibesparingssynpunkt av olika investeringar i ovannämnda typer av anläggningar studeras. I föreliggande rapport redovisas sådana studier för en av dessa typer, värmepump med mark som värmekälla.

2. ALLMÄNT

I föreliggande rapport redovisas studier av hur dimensionering och utformning av olika delar av ett jordvärmepumpsystem påverkar systemets möjlighet till energibesparing. Vid dessa beräkningar har ett dataprogram för bestämning av årsvärmefaktorn i ett jordvärmesystem använts. Jordvärmepumpen förutsättes därvid vara eldriven och av förångningstyp. Värme upptas i förångaren från en glykollösning och levereras i kondensorn till radiatorvatten. Programmet har framtagits vid inst. för Värmeteknik och maskinlära vid Chalmers. I detta kan ett stort antal parametrar varieras, t ex storleken på kompressor, förångare, kondensor, marklager och radiatoryta. Vid givna förutsättningar på alla varierbara parametrar fungerar programmet sålunda:

Uppvärmningssäsongen indelas i 22 tidssteg. För varje sådant steg bestäms genom omfattande iterationsberäkningar nödvändig kondenserings- och förångningstemperatur, vilket fastlägger värmefaktorn i intervallet. En summering efter beräkning av samtliga tidssteg ger årsvärmefaktorn. Vid beräkningarna tas hänsyn till värmeövergångstalets ändring med temperaturen på freon- respektive vätskesida i förångaren och kondensorn, ändring av kompressorns verkningsgrad med tryckförhållandet, tryckfall i kondensor och förångare m m för att programmet skall bli så verklighetsanpassat som möjligt. Vidare förutsättes värmepumpens kompressor och köldbärarpump on/off-reglerade vid sådana tider på året, när värmepumpens kapacitet överstiger värmebehovet. Om kapaciteten inte räcker under vissa tidssteg, förutsättes tillsatsvärme i form av direktel tillföras radiatorvattnet efter kondensorn. För en närmare beskrivning av programmet, se kapitel 3.

Med hjälp av programmet har inverkan på årsvärmefaktorn av följande parametrar studerats:

Val av köldmedium

Storlek på kompressor, förångare och kondensor

Utformning av förångare och kondensor

Kompressorns inre termodynamiska och volymetriska verkningsgrad

Kapacitetsreglering genom variation av kompressorns varvtal

Temperaturnivå på marklagret

Utformning av radiatorsystemet

Dessa parameterstudier är bland annat avsedda att ligga till grund för beräkningar av tekniskt-ekonomiskt riktig dimensionering av systemets olika delar. I denna rapport presenteras en sådan optimeringsberäkning i kapitel 5, där optimal storlek på radiatorytan har beräknats. Vidare finns i kapitel 5 en allmän diskussion om hur en förändring av årsvärmefaktorn påverkar systemets ekonomi.

Värmefaktorn, ϕ , definieras som förhållandet mellan av värmepumpen avgiven värmemängd och uppoffrad elenergi. Denna definition orsakar emellertid ofta en begreppsförvirring, eftersom energiåtgången i olika delar av kringutrustningen ibland inkluderas i den senare energimängden, ibland inte. De för ett jordvärmesystem aktuella energislukande apparaterna, förutom kompressorn, är radiator- och köldbärarpumparna. Energibehovet till radiatorpumpen, för en normalvilla ca 100 W kontinuerligt under uppvärmningssäsongen, har i denna rapport inte inkluderats i värmefaktorn, eftersom detta energibehov skulle föreligga även om en annan uppvärmningsmetod än värmepump användes. Elbehovet till köldbärarpumpen har inte heller inkluderats, utom vid optimeringsberäkningarna i kapitel 5. Vid en bedömning av värmepumpens prestanda jämfört med andra uppvärmningssystem är det dock viktigt att ta hänsyn till detta elbehov. Orsaken till att det inte inkluderats är att det varierar från fall till fall, t ex med konstruktionen av rörsystemet i marken. För en villa applikation bör detta elbehov kunna hållas vid ca 250 W, vilket motsvarar en sänkning av värmefaktorn av i storleksordningen 3 tiondelar.

3. DATAPROGRAM FÖR DEN APPARATTEKNISKA DELEN AV EN JORDVÄRMEPUMP

Allmänna förutsättningar

Värmepumpprocessen förutsätts vara av förångningstyp, där köldmediet cirkuleras med hjälp av en eldriven kompressor. Principen för en sådan process visas i figur 3,1. Förångaren upptar värme från en köldbärare, vilken cirkulerar i rørslingor i marken. Kondensörvärmets levereras till ett vattenburet värmedistributionssystem.

Köldmediets kretslopp visas i T,s-diagrammet, figur 3,2. Efter förångaren har mediet tillståndet 1 och värms av elmotorns förluster (suggaskyld kompressor förutsättes) till 2, där dess tryck och temperatur höjs i kompressorn till tillståndet 3. Efter kondensorn föreligger mediet i form av mättad vätska, punkten 5. Expansionsventilen stryker mediet vid konstant entalpi till tillståndet 6, varefter förångning sker till tillståndet 1. Mellan punkterna 4 och 5 resp 6 och 1 har antytts de tryckfall, som alltid uppkommer i kondensör och förångare. (Tryckfallet mellan 3 och 4 har försumrats i figuren.) Punkterna 5' och 6' visar processens utseende, om köldmediet underkyls före expansionsventilen.

För värmepumpens olika delar har följande förutsättningar gjorts:

Jordsystem

Slangar för värmeupptagning ur marken kan förläggas dels horisontellt, dels vertikalt. Vid horisontell förläggning placeras slangarna ca 1 m under markytan. Systemet återladdas med värme "av sig självt" sommartid via nedträngande solvärme från markytan. Vid vertikal förläggning, där rörsystemet når ner till 5-20 m under markytan, måste systemet åter-

laddas artificiellt sommartid med hjälp av solfångare eller uteluftbatterier. Temperaturnivån i marklagret vintertid kan då påverkas genom att mängden nermatat sommarvärme varieras. För mer ingående diskussioner om horisontella och vertikala jordsystem hänvisas till andra rapporter från Jordvärmegruppen, Chalmers.

Vid horisontell förläggning utnyttjas jordens frysvärme, vilket innebär att köldbärartemperaturen ligger under 0°C under en stor del av uppvärmningssäsongen. I figur 3,3 visas en årstidsvis variation av temperaturen hos till förångaren kommande köldbärare, vilken approximativt speglar de förhållanden som råder i dagens horisontella jordvärmeanläggningar.

Jordvärmegruppen utreder för närvarande om frysning i vertikala system av geologiska skäl är lämpligt och i så fall i vilken grad detta kan tolereras. Lämplig temperaturnivå på köldbäraren i sådana system är därför ännu inte fastlagd.

I beräkningarna i denna rapport har för köldbärartemperaturen normalt använts de värden som angivits i figur 3,3. Dessutom har påverkan på värmepumpens prestanda och värmefaktor vid en variation av denna temperaturnivå undersökts, se avsnitt 4.6.

Som köldbärare har antagits en 25 %-ig etylen-glykol-lösning, vilken har en fryspunkt av ca -10°C . Fysikaliska data på värmeledningstal, täthet, viskositet och specifikt värme för en sådan lösning har införts i programmet. Storleken av flödet hos glykollösningen kan väljas fritt. Normalt använda värden vid småhusapplikationer har varit 0,6-0,8 kg/s.

Förångare och kondensor

Båda dessa värmeväxlare förutsättes vara av tubtyp, innebärande ett antal parallellkopplade tuber på visst avstånd

från varandra omslutna av en mantel. I tuberna kondenseras resp förångas köldmediet och i utrymmet mellan tuberna och manteln strömmar radiatorvatten resp glykollösning. Värmeväxlarna förutsätts inte ha några bafflar för det yttre flödet. Värmeöverföringen antas ske i motström. Innerdiametern hos tuberna har låsts till 14 mm, och godstjockleken har satts till 0,9 mm. Tubernas antal och längd samt utrymmet mellan tuberna och manteln kan varieras fritt, vilket medger en variation av värmeväxlarytan, hastigheten på båda sidor och hydraulisk diameter på mantelsidan.

Värmeöverföringen i var och en av värmeväxlarna är bestämd av värmegenomgångskapaciteten och temperaturskillnaden mellan de värmeöverförande medierna.

Värmegenomgångskapaciteten, kA , bestäms av relationen:

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{\alpha_i A_i} + \Sigma \frac{\delta}{\lambda A_m} + \frac{1}{\alpha_y A_y}$$

där α_i och α_y är värmeöverföringstalen på in- resp utsidan, A_i och A_y motsvarande värmeöverförande ytor och $\Sigma \frac{\delta}{\lambda A_m}$ det totala hastighetsberoende värmemotståndet genom rörväggar och eventuella försmutsningar. För de senare har antagits ett värmemotstånd av $0,0002 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C/W}$.

Värmeöverföringstalen är beroende av hastighet, diameter och fysikaliska data för resp medium vid rådande temperaturnivå. För radiatorvattnet och glykollösningen har använts gängse samband mellan värmeöverföringstalet och dessa variabler vid strömning runt tuber. För köldmediesidan har använts samband, som experimentellt framtagits av institutionen för Mekanisk värmeteori och kylteknik vid KTH.

Vid beräkning av temperaturnivån hos köldmediet måste hänsyn tas till tryckfallet på freonsidan, eftersom ett tryckfall vid kondensation resp förångning orsakar en temperaturändring

på mediet, se figur 3,2. Formler för tryckfallets storlek som funktion av hastighet och temperaturnivå vid både förångning och kondensation finns inlagda i programmet.

På kondensorsidan beräknas temperaturskillnaden som den logaritmiska medeltemperaturskillnaden mellan in- och utgående radiatorvatten och temperaturerna T_4 och T_5 i figur 3,2. Härvid görs en approximation, eftersom köldmediets verkliga temperatur in i kondensorn är T_3 . Enligt professor Mats Bäckström i "Kylteknikern" begås emellertid vid denna approximation ett mycket litet fel. Den högre temperaturnivån i överhettningsskedet motverkas nämligen av det klart lägre värmeöverföringstalet vid kylningen från T_3 till T_4 än vid själva kondensationen.

I figur 3,2 visas streckat hur processen skulle sett ut om vätskan underkylts efter kondensorn. Normalt räknas i programmet inte med någon underkylning. Det kan emellertid ibland vara aktuellt att sätta in en extra värmeväxlare efter kondensorn för att åstadkomma en sådan, eftersom detta innebär en förbättring av processens värmefaktor. Möjlighet att räkna med underkylning finns därför inlagd i programmet.

På förångarsidan beräknas temperaturskillnaden som den logaritmiska medeltemperaturskillnaden mellan in- och utgående glykollösning och temperaturerna 6 och 1 i figur 3,2. Som framgår av denna figur antages köldmedieångan efter förångaren vara torr, mättad. I verkligheten är en viss liten överhettning, ca 5°C , nödvändig av reglertekniska skäl. Detta har alltså inte beaktats i programmet.

Kompressorn

För närvarande förutsätts i programmet en eldriven semi- eller helhermetisk kolvkompressor, vilka är de förhärskande typerna vid små och medelstora värmepumpar. Det är emellertid lätt att lägga in data även för andra typer av kompressorer.

Kompressorn definieras av slagvolymen, varvtalet och de volymetriska, inre termodynamiska och elektriska verkningsgraderna. Samband för de olika verkningsgraderna finns angivna i "Kylteknik för processtekniker" av Andersson/Glas/Granryd. Den volymetriska och den inre termodynamiska verkningsgraden anges som funktion av förångningstemperatur och tryckförhållandet över kompressorn. För att anpassa dessa till i praktiken förekommande värden har båda verkningsgraderna multiplicerats med faktorn 0,95. Typiska värden visas i figur 3,4 och 3,5. Här skall dock påpekas att storleken på dessa verkningsgrader kan variera starkt från fabrikat till fabrikat. Konsekvenserna för värmefaktorn vid sådana variationer kommer att diskuteras senare i denna rapport.

Kompressorn förutsättes suggaskyld, vilket innebär att elmotorns förluster tas upp av suggasen innan denna komprimeras. Värmeförluster från kompressorn till omgivningen försummas.

Radiatorsystemet

För bestämning av radiatorsystemets utformning har som indata i programmet valts tillednings- och frånledningstemperaturerna vid den dimensionerande utetemperaturen. Om värmebehovet vid DUT (se nedan under värmebehov) är känt, kan radiatorvattenflödet beräknas. Detta flöde antas sedan gälla även vid andra värmebehov och temperaturnivåer. Vidare finns värmeöverföringstalen vid konvektion och strålning mellan radiatoren och rumsluften inlagda i programmet som funktioner av radiatorns medeltemperatur. Vid given rumstemperatur, vilken satts till +20 °C, medger därför ovanstående indata en beräkning av nödvändig storlek på radiatorytan vid det givna värmebehovet. Med kännedom om radiatorytan, radiatorvattenflödet och det totala värmeöverföringstalet kan också nödvändiga tillednings- och frånledningstemperaturer vid alla andra värmebehov, dvs utetemperaturer, beräknas.

Om inget annat sägs har i beräkningarna i kapitel 4 till- och frånledningstemperaturerna 55°C resp 45°C vid DUT förutsatts.

En mer ingående beskrivning av beräkningarna i samband med radiatorsystemet ges i kapitel 5.

Kapacitetsreglering och tillsatsvärme

Värmepumpen förutsättes on/off-reglerad vid sådana tider på året, när dess kapacitet överstiger värmebehovet. Om indata till programmet valts så, att värmepumpens kapacitet inte räcker under årets kallaste dagar, förutsättes tillsatsvärme i form av direktel tillföras radiatorvattnet efter kondensorn.

I programmet antages pumpen för glykollösningen styras on/off på samma sätt som kompressorn, medan radiatorvattenspumpen antages gå kontinuerligt.

Tappvarmvatten

Tappvarmvattnet utgör en betydande andel av det totala uppvärmningsbehovet. Det är därför viktigt att uppvärmningen av tappvarmvattnet inkluderas i värmepumpssystemet. Ett problem är härvid att nödvändig temperaturnivå på tappvarmvattnet är annorlunda än den på radiatorvattnet. Institutionen avser att inom det fortsatta projektets ram ur teknisk och teknisk-ekonomisk synpunkt studera några olika alternativ till inkoppling av tappvarmvatten i värmepumpssystemet. Tills vidare har emellertid denna del av uppvärmningsbehovet inte medtagits i beräkningarna. De i denna rapport redovisade beräkningsresultaten torde påverkas mycket litet av denna approximation.

Köldmedium

För närvarande finns fysikaliska data för R12 och R22 in-

lagda. I framtiden kommer troligen också R502 att få stor användning. Programmet kommer därför att kompletteras med fysikaliska data för detta ämne.

Värmebehov

För utetemperaturens variation med årstiden har i programmet inlagts ett varaktighetsdiagram enligt figur 3,6. Som framgår av denna har varaktigheten delats i två delar, varvid årets kallaste dag har antagits vara den 15 jan. Diagrammet har sammanställts ur SMHI:s mätningar på utetemperaturen i Göteborgsområdet. Motsvarande diagram för andra delar av Sverige kommer senare att läggas in i programmet.

Vid en viss utetemperatur beräknas den del av husets effektbehov, som skall klaras av värmepumpen, enligt:

$$P_{\text{rad}} = (20 - \theta_{\text{ute}}) \cdot (kA)_{\text{hus}} - 800 \text{ W}$$

Siffran 800 W motsvarar ungefärligen värmetillskottet i ett småhus från människor, hushållsel, solinstrålning m m. Denna siffra har beräknats ur uppgifter från Munther, Energiförbrukning i småhus, BFR-rapport R 58:1974. (En mer sofistikerad beräkning av denna effekt, t ex hänsynstagande till solinstrålningens variation med årstiden, har inte bedömts nödvändig.) Husets storlek och isoleringsgrad simuleras genom valet av storleken på $(kA)_{\text{hus}}$. Ett värde av $171 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$ motsvarar ett årligt värmebehov av 15000 kWh, och $253 \text{ W}/^{\circ}\text{C}$ motsvarar 25000 kWh.

Dataprogrammets uppbyggnad och arbetssätt

Programmet består av ett huvudprogram och ett stort antal underprogram. I underprogrammen ligger alla fysikaliska data, formler för värmeöverföring och tryckfall, data för kompressorn m m. Huvudprogrammet har en styrande funktion,

och här utförs huvuddelen av de många passningsräkningar, som behöver göras. Genom denna moduluppbyggnad är det lätt att göra förändringar, t ex införa nytt köldmedium eller annan typ av kompressor resp värmeväxlare.

Fritt varierbara indata är:

Antal tuber och storlek på ytan hos förångare resp kondensor, vilket möjliggör beräkning av tublängd.

Vatten- och glykollösningshastighet i förångare resp kondensor.

Kompressorernas slagvolym och varvtal.

Radiatorssystemets till- och frånledningstemperatur vid DUT.

Vid givna värden på dessa variabler arbetar programmet enligt följande:

Uppvärmningssäsongen (se figur 3,6) indelas i 22 delar, 12 lika tidssteg före 15 jan och 10 lika tidssteg efter denna tidpunkt. För varje tidssteg antas konstanta förhållanden på utetemperatur och värmebehov gälla. Därvid insättes medelvärdet av dessa under steget. Följande storheter beräknas under varje steg:

Kondenseringstemperatur

Förångningstemperatur

Husets energibehov

Värmeeffekt från kondensorn

Eleffekt till kompressorn

Andel av tiden som värmepumpen är igång eller, om den går kontinuerligt, tillsatsenergiebehovet

Värmefaktorn, definierad som förhållandet mellan husets energibehov och tillförd el i form av både kompressorel och tillsatsel.

Efter genomräkning av alla tidssteg görs en summering av alla energimängder och en beräkning av årsmedelvärdet av värmefaktorn. För en diskussion om vad som inkluderas i värmefaktorn, se kapitel 2.

Beräkningsgången under varje steg för bestämning av ovanstående storheter är följande:

Enligt tidigare resonemang kan för varje tidssteg utetemperatur, värmebehov, till- och frånledningstemperatur hos radiatorerna och temperaturen på till förångaren kommande köldbärare bestämmas. För bestämning av kondenserings- och förångningstemperaturerna måste ett omfattande iterationsförfarande tillgripas. Först ansättes båda temperaturerna T_1 och T_4 , se figur 3,2. Då är också tryckförhållandet över kompressorn, p_1/p_2 , givet. Därmed kan kompressorns volymetriska och inre termodynamiska verkningsgrader beräknas. Elverkningsgraden, vilken är beroende av tillförd eleffekt till kompressorn, ansättes. Tillståndet i punkten 2, se figur 3,2, kan då beräknas, eftersom entalpiskillnaden mellan 1 och 2 motsvarar de elektriska förlusterna. Med hjälp av de övriga verkningsgraderna kan nu tillståndet i punkten 3 och köldmedieflödet genom kompressorn beräknas, vilket möjliggör en bestämning av tillförd eleffekt till kompressorn. En ny elverkningsgrad ansättes och beräkningarna genomförs på nytt tills den tillförda eleffekten ger den verkningsgrad, som ansatts.

Med känt köldmedieflöde kan tryckfallen genom kondensator och förångare beräknas, vilket möjliggör bestämning av tillståndet i punkterna 5 och 6. Den upptagna värmeeffekten i förångaren är då bestämd. På glykolsidan är flöde och ingångstemperaturen givna. Utgångstemperaturen fås genom en värmebalans. Efter beräkning av värmeövergångs- och värmegenomgångstal kan nödvändig värmeöverförande yta i förångaren beräknas. Denna jämförs med den yta som införts som indata. En ny temperatur T_1 ansättes vid samma T_4 , och ovanstående

beräkningar genomföres vid detta nya värde. Dessa beräkningar avslutas när programmet funnit det värde på T_1 som ger överensstämmelse mellan beräknad och given förångaryta.

När rätt värde på T_1 vid antaget T_4 sålunda bestämts, beräknas på motsvarande sätt nödvändig yta för kondensorn, vilken jämförs med den givna. T_4 varieras tills överensstämmelse mellan beräknad och given kondensoryta uppnåtts. För varje ny ansättning av T_4 måste en ny iteration av T_1 enligt ovan göras.

När kondenserings- och förångningstemperaturerna är kända, kan avgiven värmeeffekt från kondensorn beräknas. Om värmepumpens kapacitet överstiger värmebehovet, fås relativ driftstid som förhållandet mellan nödvändig och beräknad värmeeffekt. Om motsatsen gäller, så att tillsatsvärme skall tillföras, måste ytterligare ett iterationsförfarande tillgripas. Radiatorvattnets temperaturändring över kondensorn överensstämmer då inte med motsvarande över radiatorerna. Vattnets temperatur efter kondensorn måste sättas, tills den motsvarar den andel av hela effektbehovet, som kommer från värmepumpen.

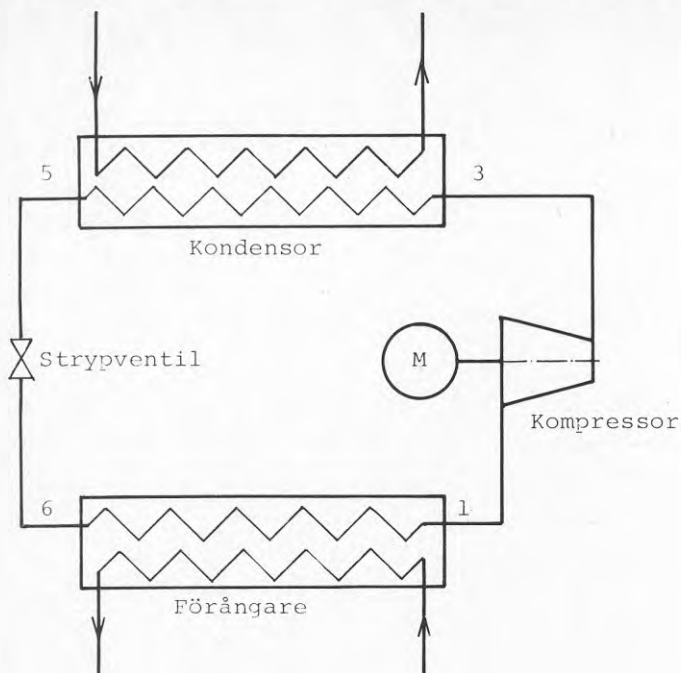


Fig 3,1. Princip för värmepumpsprocess av förångningstyp.

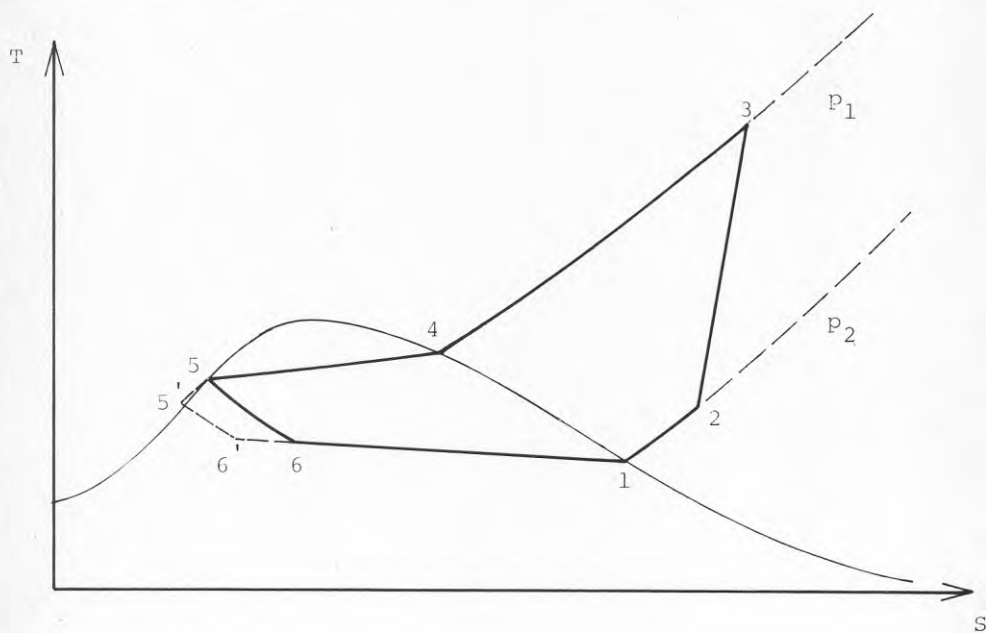


Fig 3,2. T,s-diagram över köldmediets kretslopp.

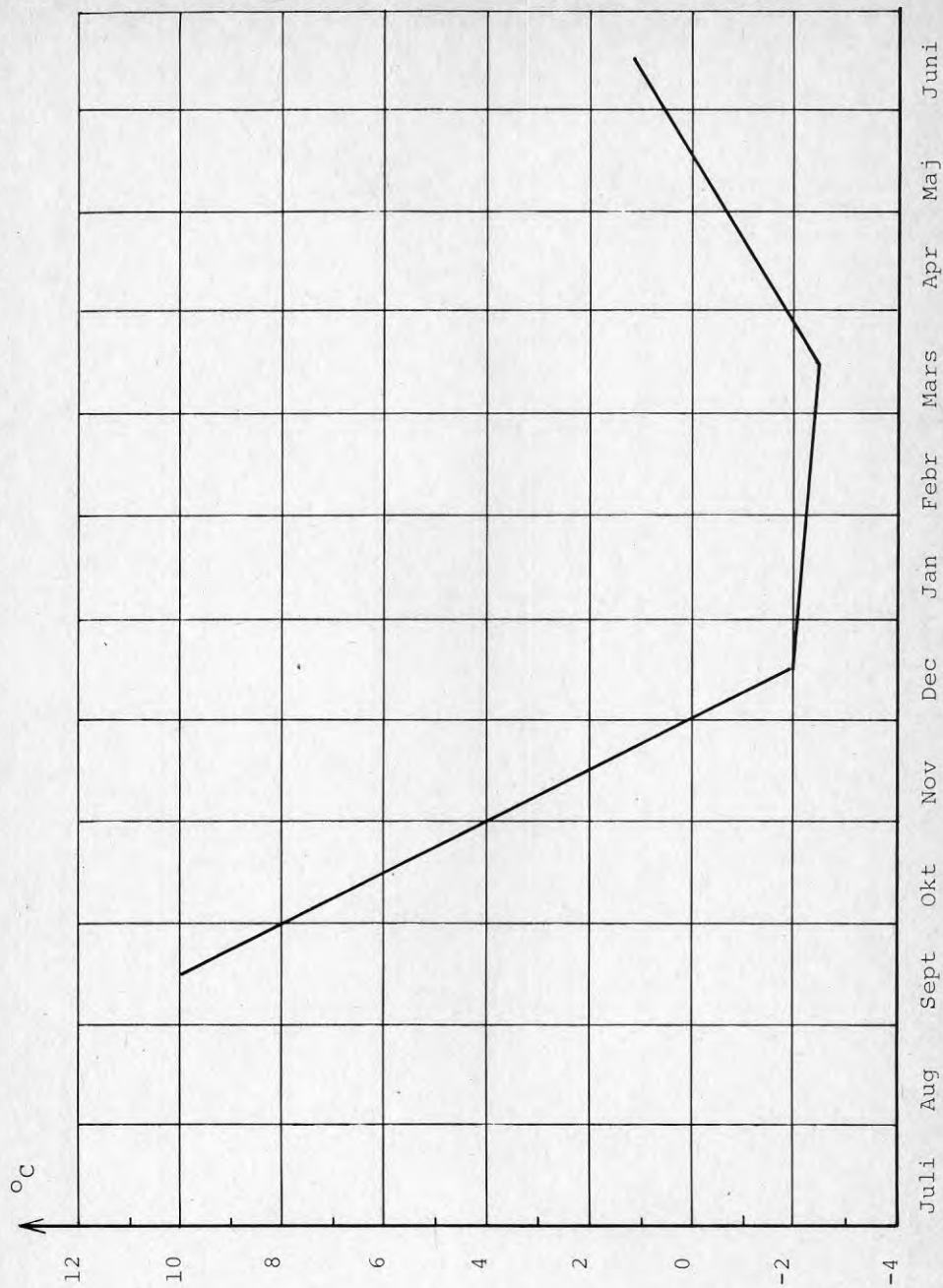


Fig 3,3. Årlig variation av temperaturen på till förångaren kommande köldbärare.

Fig. 3,4 Inre termodynamiska verkningsgraden i kompressorn som funktion av kondenserings-temperaturen och med förångningstemperaturen som parameter.

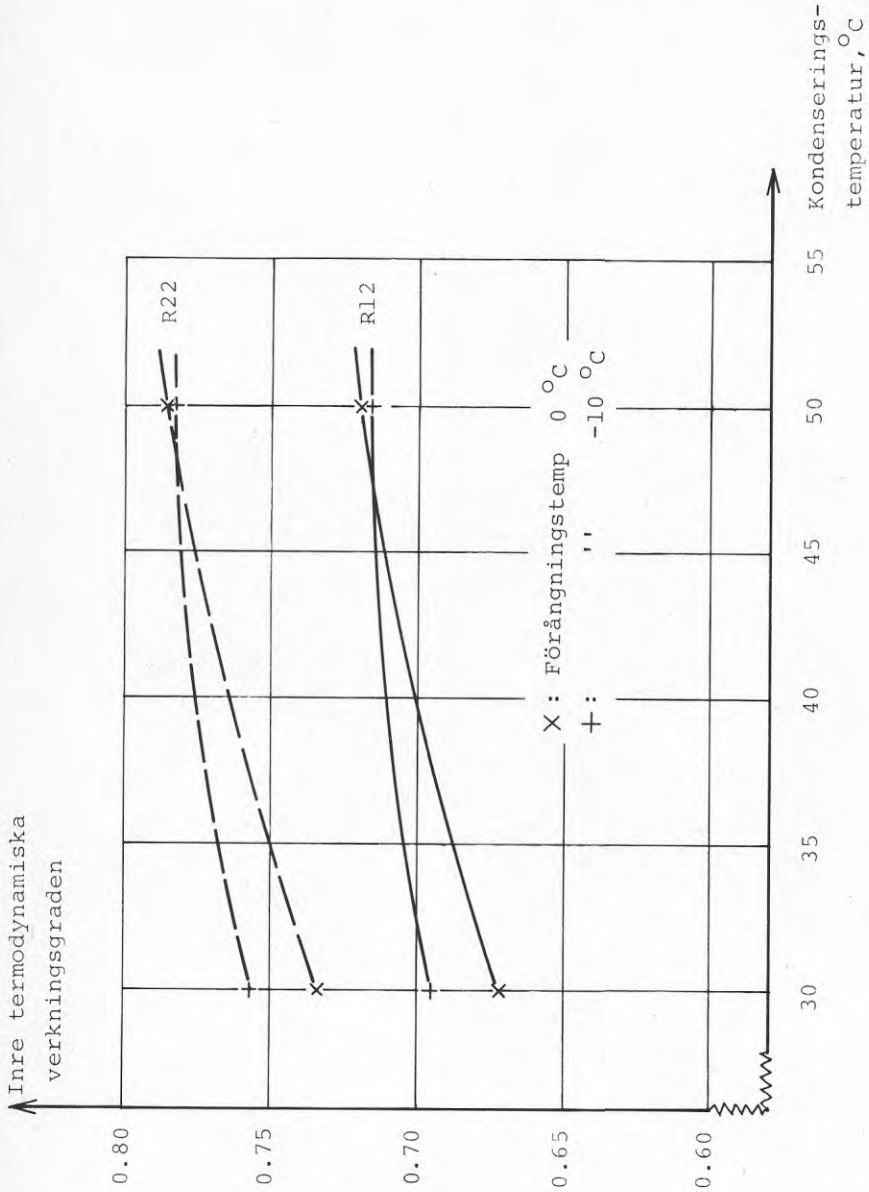
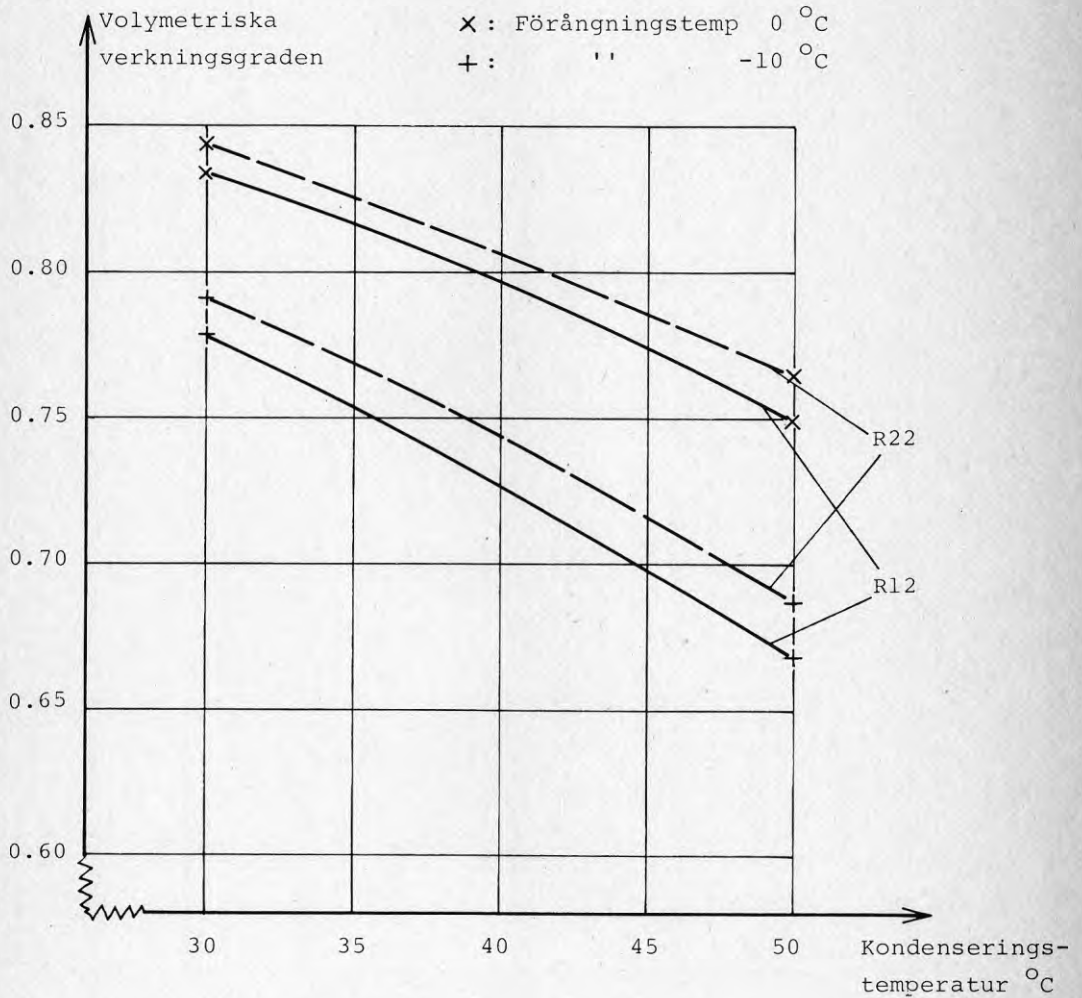


Fig. 3,5 Volymetriska verkningsgraden i kompressorn som funktion av kondenseringstemperaturen och med förångningstemperaturen som parameter.



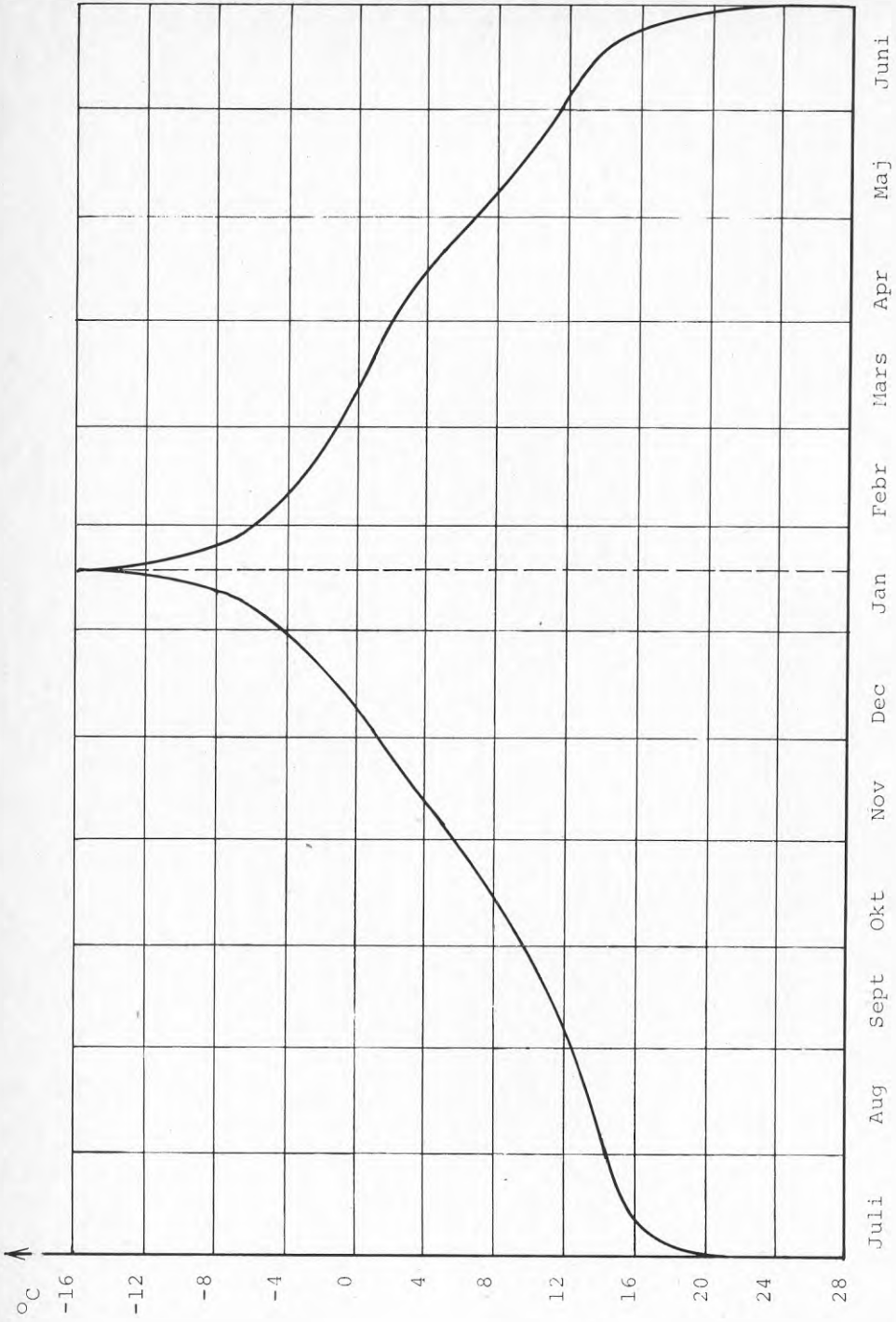


Fig 3,6. Varaktighetsdiagram för utetemperaturen i Göteborgsområdet.

4. PARAMETERSTUDIER

4.1 Påverkan på årsvärmefaktorn av val av köldmedium

De vanligast använda köldmedierna i dagens små och medelstora värmepumpar är de klor-fluorsubstituerade kolvätena Freon 12 (R12) och Freon 22 (R22). Inom en snar framtid kommer troligen också Freon 502 att bli vanligt förekommande. I dess nuvarande utformning kan programmet göra beräkningar för R12 och R22. Fysikaliska data för dessa har erhållits från en av tillverkarna, du Pont.

En av de viktigare skillnaderna mellan R12 och R22 är att det förstnämnda vid samma slagvolym hos kompressorn ger ett klart lägre köldmedieflöde och därmed en lägre kapacitet än det andra. Eftersom mindre värmepumpar även i framtiden troligen inte kommer att skraddarsys utan finnas i vissa standardstorlekar, har det därför ibland diskuterats att anpassa en viss värmepump till ett mindre värmebehov än den dimensionerats för genom att byta köldmedium. Vinsten med ett sådant byte skulle vara den längre relativa driftstiden. Därmed kommer den givna, nödvändiga värmemängden genom kondensorn och förångaren att överföras under en längre tid, vilket leder till att effekten i resp värmväxlare minskar, dvs temperaturskillnaden mellan freon och vätska både i kondensorn och förångaren blir mindre. Båda dessa omständigheter bör leda till bättre värmefaktor.

För att undersöka ovan diskuterade förhållanden har beräkningar gjorts med båda köldmedierna under i övrigt identiska omständigheter. Därvid har följande förutsättningar antagits gälla:

Värmebehov: 20000 kWh/år

Radiatorstorlek: 55/45-system

Kompressor: Slagvolym $0,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ och
 varvtalet 2900 rpm

Förångare och kondensor: $2,5 \text{ m}^2$ vardera

Beräkningsresultaten redovisas i figur 4.1,1 och 4.1,2. I figur 4.1,1 visas värmefaktorns variation under året för de båda medierna och i figur 4.1,2 visas värmepumpens kapacitet och husets värmebehov under olika delar av uppvärmnings-säsongen. Observera att de visade värdena för uppvärmnings-behovet är medeleffekter för resp beräkningssteg och att därför toppbelastningen inte visas. Lägsta medeltemperatu-ren är $-11 \text{ }^\circ\text{C}$. Värmepumpen verkar därför, även för R12, mer överdimensionerad än den verkliga är.

Som framgår av figur 4.1,1 är värmefaktorn något högre för R22 än för R12, men skillnaden är närmast försumbar. Års-värmefaktorn blir 2,97 för R22 och 2,91 för R12. Detta resul-tat är förvånande med tanke på ovanstående resonemang. Vis-serligen visar beräkningarna en klar minskning av kondense-ringstemperaturen, i medeltal ca $2 \text{ }^\circ\text{C}$, och en ökning av för-ångningstemperaturen, ca $1 \text{ }^\circ\text{C}$, vid R12 jämfört med R22, men denna förbättring kompenseras tydligen helt av de bättre kompressionsegenskaperna för R22, se figur 3,4.

Figur 4.1,2 visar att övergången från R12 till R22 innebär en kapacitetshöjning av ca 50 %.

Om hänsyn tas till elbehovet för köldbärarpumpen, blir skill-naden i årsvärmefaktor klart större än ovan angivna siffror. Med R12 fås enligt programmet en drifttid av ca 31 % av året och med R22 fås ca 20 %. Om elbehovet till pumpen antages vara 250 W, blir motsvarande effektiva årsvärmefaktorer 2,65 resp 2,79.

Vid val av köldmedium för olika applikationer måste givetvis hänsyn tas även till andra faktorer än de ovan diskuterade, t ex att R12 klarar högre kondenseringstemperatur än R22.

Fig. 4.1,1 Värmefaktorn som funktion av årstiden
vid köldmedierna R12 och R22.

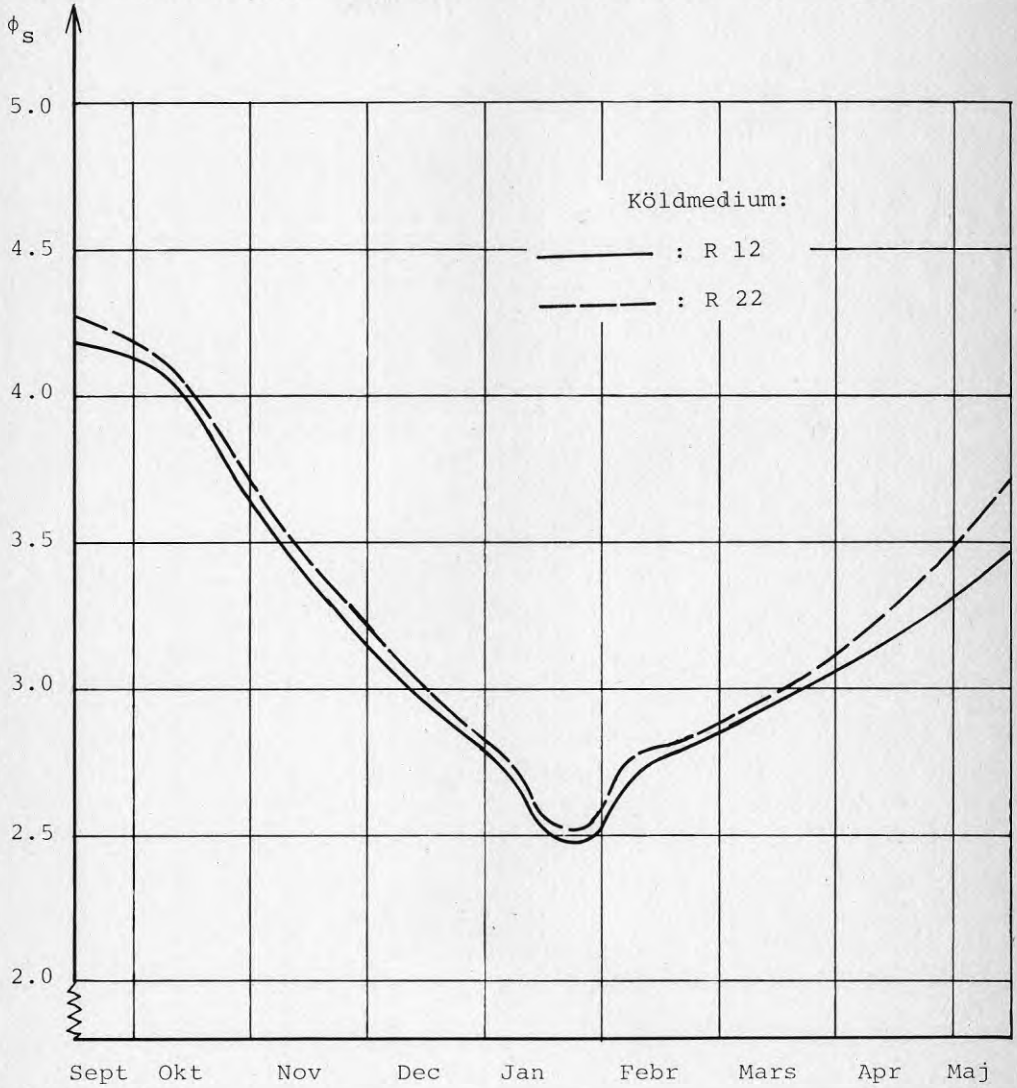
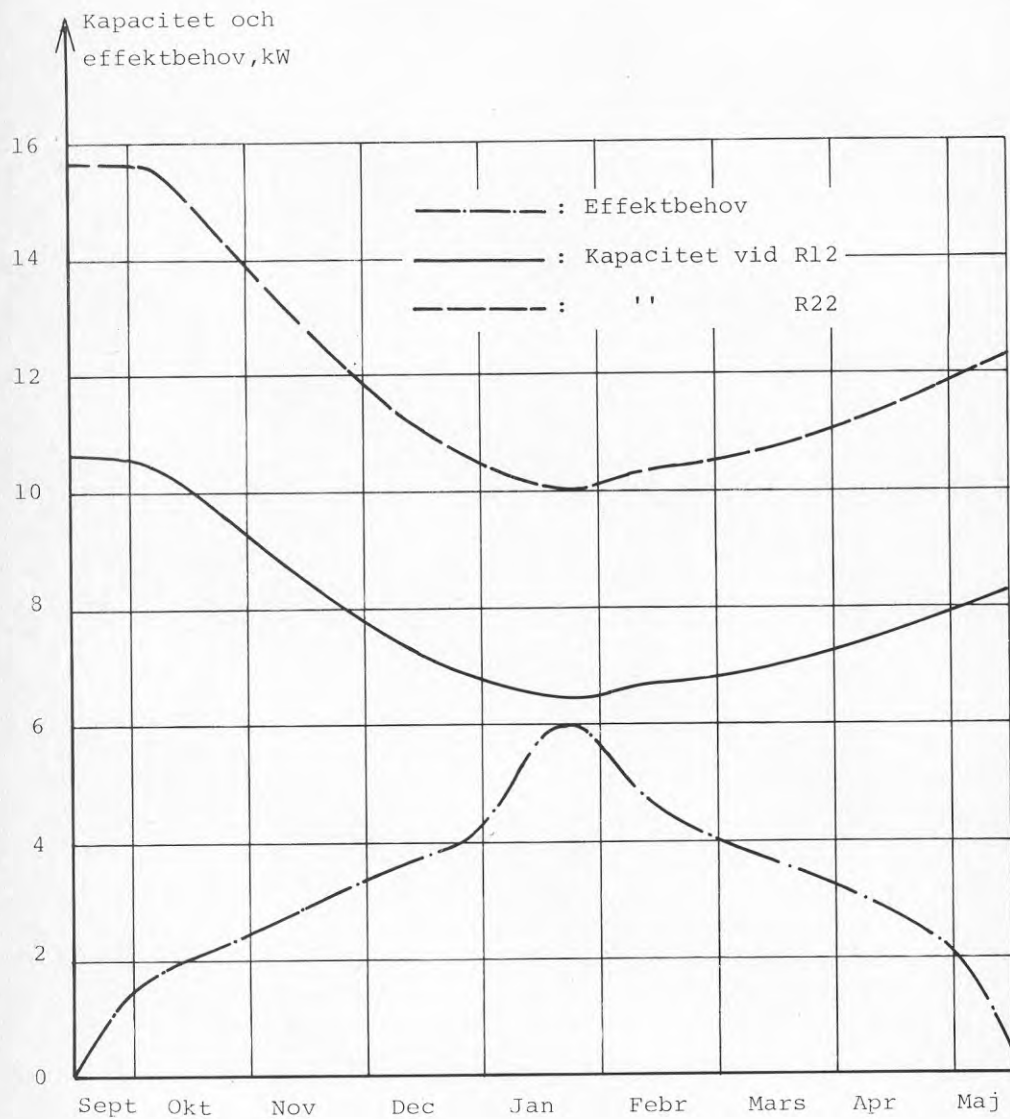


Fig. 4.1,2 Värmepumpens kapacitet och husets effektbehov som funktion av årstiden vid köldmedierna R12 och R22



4.2 Inverkan på årsvärmefaktorn av kompressor-, förångar- och kondensorstorlekarna

I detta avsnitt redovisas studier av hur storleken av de tre huvuddelarna i den apparattekniska delen, kompressor, förångare och kondensor, inverkar på årsvärmefaktorn. Vidare diskuteras hur andelen tillsatsvärme varierar med storleken av dessa komponenter. Slutligen visas hur de redovisade resultaten också kan användas för beräkning av hur årsvärmefaktorn för en viss given värmepump påverkas av husstorleken, dvs av storleken på det årliga värmebehovet.

Beräkningsresultaten har erhållits från datorprogrammet, i vilket storlekarna på de aktuella parametrarna varierats systematiskt. Beräkningarna har gjorts under följande förutsättningar:

Köldmedium: R22
 Kompressorns varvtal: 2900 rpm
 Värmebehov: 20000 kWh/år
 Antal kondensortuber: 1
 " förångartuber: 3

Resultaten redovisas i figurerna 4.2,1-3, där årsvärmefaktorn visas som funktion av storleken hos kompressorn, förångaren respektive kondensorn med de båda övriga variablerna som parametrar. I dessa figurer har en specifik storlek, dvs storleken räknat per enhet årlig energiförbrukning, använts. Storlekarna har därför, något oegentligt, angivits i sorterna $\text{m}^3/\text{kWh}/\text{år}$ respektive $\text{m}^2/\text{kWh}/\text{år}$. Härigenom blir resultaten mer allmängiltiga och inte bundna till ett visst uppvärmningsbehov. Figurerna kan därför förväntas gälla vid samtliga storlekar på uppvärmningsbehovet för sådana värmepumpar där kompressorn är on/off-reglerad och dess verkningsgradskurvor i stort sett överensstämmer med de antagna, se figur 3,4 och 3,5.

Ur figur 4.2,1-3 kan följande slutsatser dras:

Enligt figur 4.2,1 har värmefaktorn ett maximum vid ett visst värde på slagvolymen, $2,5-3,0 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3/\text{kWh}/\text{år}$. Orsaken till detta är följande:

Vid små värden på den specifika slagvolymen räcker kompressorns kapacitet inte till för att klara uppvärmningsbehovet, utan tillsatsvärme måste tillsättas under årets kallaste dagar. Vid mycket stora slagvolymen blir å andra sidan anläggningen så överdimensionerad, att de relativa gångtiderna blir korta under hela uppvärmningssäsongen. Detta leder till stora överförda effekter, dvs till stora temperaturskillnader, i förångare och kondensator, vilket orsakar att värmefaktorn sjunker.

Av det ovan sagda framgår att årsvärmefaktorn får sitt maximum när slagvolymen vid givna värden på kondensator- och förångarytan är sådan att gångtiden blir så stor som möjligt utan att tillsatsvärme behöver tillsättas, dvs är avpassad för att exakt klara uppvärmningsbehovet under årets kallaste dagar.

Vid jordvärmepumpar för enfamiljshus är marginalkostnaden idag för en effektökning så liten att det, bl a med tanke på eventuella framtida strafftaxor för direktel som tillsatsvärme, finns all anledning att dimensionera anläggningen för att klara hela uppvärmningsbehovet. Detta innebär att ovan nämnda storlekar plus viss marginal bör väljas i praktiken, säg i storleksordningen $3,5-4 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3/\text{kWh}/\text{år}$. För ett hus med årsvärmebehovet 20000 kWh skulle detta innebära en verklig slagvolym av ca $0,075 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$.

För större, vertikala system bör tillsatsvärmefrågan på ett ekonomiskt motiverat sätt kunna lösas genom en tillsatspanna för olja eller flis. För sådana anläggningar bör därför den specifika slagvolymen vara mindre än det ovan angivna värdet.

Andelen tillsatsvärme som funktion av slagvolymen visas i figur 4.2,4 för två fall, 50 resp $200 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{kWh}/\text{år}$ på förångar- och kondensorytorna.

Värmefaktorn förbättras, givetvis, med ökande kondensor- resp förångaryta. Som vid alla värmeväxlare avtar emellertid förbättringen med ökande yta, vilket sammanhänger med att den absoluta minskningen av medeltemperaturskillnaden i värmeväxlaren per enhet utökad yta successivt minskar.

En jämförelse mellan figurerna 4.2,2 och 4.2,3 ger, att förbättringen i årsvärmefaktorn vid en ökning av värmeväxlar- ytan är större om ökningen görs på förångarsidan än på kondensorsidan vid små värden på kompressorns slagvolym, medan förhållandet är det omvända vid stora värden. Vid de värden där årsvärmefaktorn har maximum, $2,5-3,0 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3/\text{kWh}/\text{år}$, se figur 4.2,1, är förbättringen ungefär lika stor antingen ökningen görs på förångar- eller kondensorsidan. Detta storleksområde på slagvolymen är vad som bör eftersträvas vid värmepumpar för småhus, se diskussionen ovan. Vidare gäller att en optimal storlek på en värmeväxlare kännetecknas av att vinsten av den extra energibesparingen vid en marginell ökning av ytan från optimalpunkten exakt motsvaras av de ökade drift- och kapitalkostnaderna, allt räknat som årliga kostnader, se vidare diskussion i kapitel 5. Om marginalkostnaden för kondensorn och förångaren kan antas vara ungefär densamma leder ovanstående resonemang till följande slutsats:

Vid en ur teknisk-ekonomisk synpunkt optimalt dimensionerad jordvärmepump för ett enfamiljshus skall förångarytan och den del av kondensorytan som värmer radiatorvattnet vara ungefär lika stora. Stora jordvärmesystem, vilka enligt ovan bör dimensioneras med mindre specifika slagvolymmer än ovan angivna, bör enligt samma resonemang ha en större förångar- än kondensoryta.

Lämplig absolut storlek på de båda ytorna vid olika värden på slagvolymen och tänkta områden för storleken på uppvärmningsbehovet kan, med hjälp av figurerna 4.2,1-3 och kännedom om marginalkostnaden för värmeväxlarytorna, beräknas enligt ovan angivna optimalitetskriterium. Några sådana beräkningar redovisas emellertid inte i denna rapport.

Figurerna 4.2,1-3 kan också användas för beräkning av hur årsvärmefaktorn för en viss given värmepump påverkas av storleken på det årliga värmebehovet. Exempel: En värmepump har förångar- och kondensorstorleken $2,5 \text{ m}^2$ vardera och slagvolymen $0,05 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$. Årsvärmefaktorn för denna vid värmebehoven 12500, 20000 och 30000 kWh/år redovisas i nedanstående tabell:

Årligt värmebehov, kWh/år	Specifik förångar- och kondensorstorlek, $\text{m}^2/\text{kWh}/\text{år} \cdot 10^6$	Specifik slagvolym, $\text{m}^3/\text{kWh}/\text{år} \cdot 10^9$	Årsvärmefaktor
12500	200	4	3,27
20000	125	2,5	3,22
30000	83,3	1,67	2,65

Som framgår av exemplet påverkas inte värmefaktorn vid en variation av värmebehovet, så länge inte tillsatsvärme behövs tillsättas. Orsaken till detta är, att samtliga förhållanden under varje tidssteg utom den relativa drifttiden förblir desamma. (Detta förutsätter givetvis att slangsystemet i marken och radiatorsystemet har dimensionerats för varje aktuellt uppvärmningsbehov så som antagits i beräkningarna).

Den relativa drifttiden som funktion av kompressorstorleken vid rimligt valda värden på förångar- och kondensorstorlekarna visas i figur 4.2,5. Med hjälp av denna kan en bedömning göras av hur den effektiva årsvärmefaktorn påverkas av elbehovet till köldbärarpumpen, när dess effektbehov under drifttiden är känt.

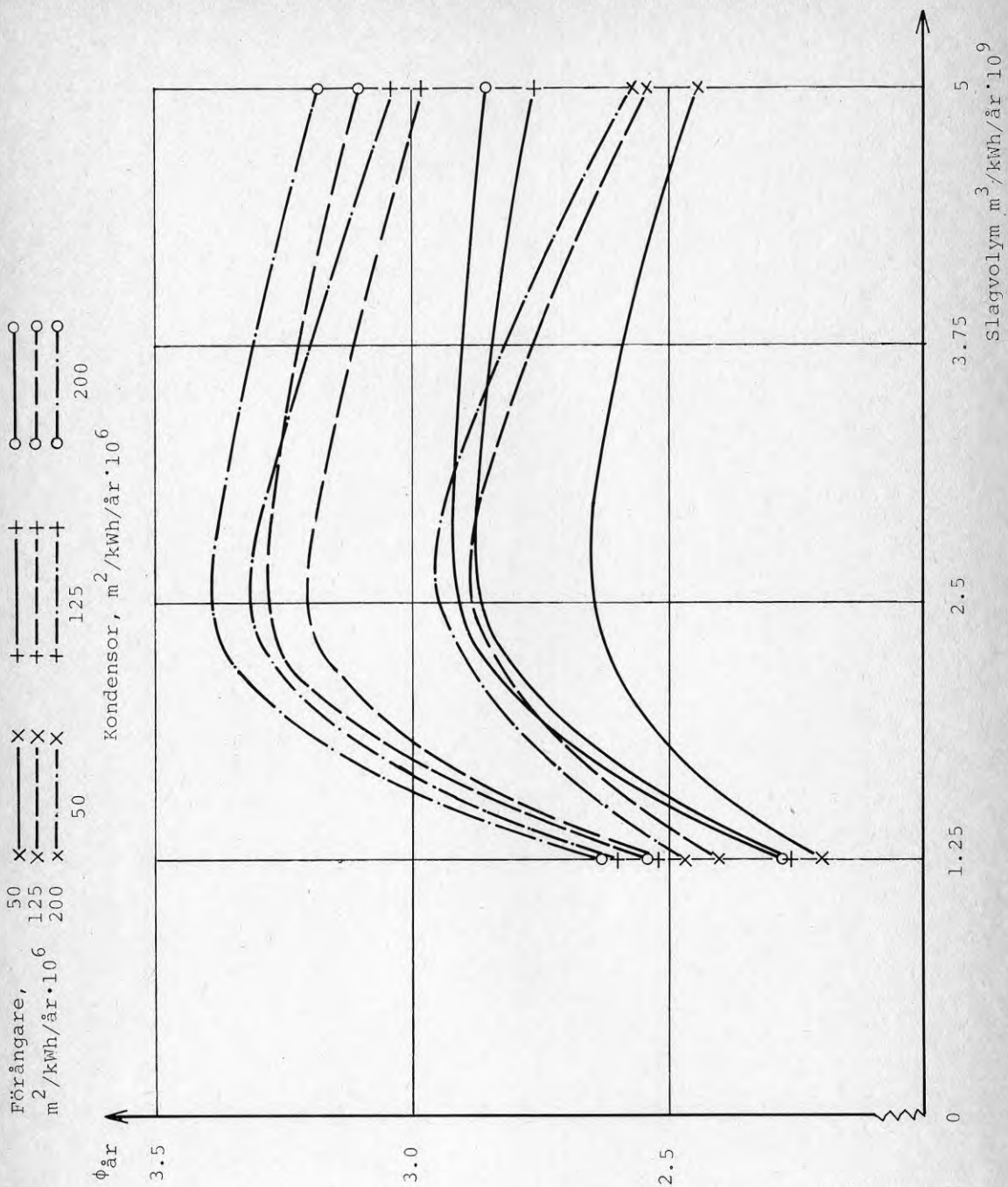


Fig 4.2,1. Årsvärmefaktorn som funktion av kompressorstorleken med förångar- och kondensorstörlekarna som parametrar.

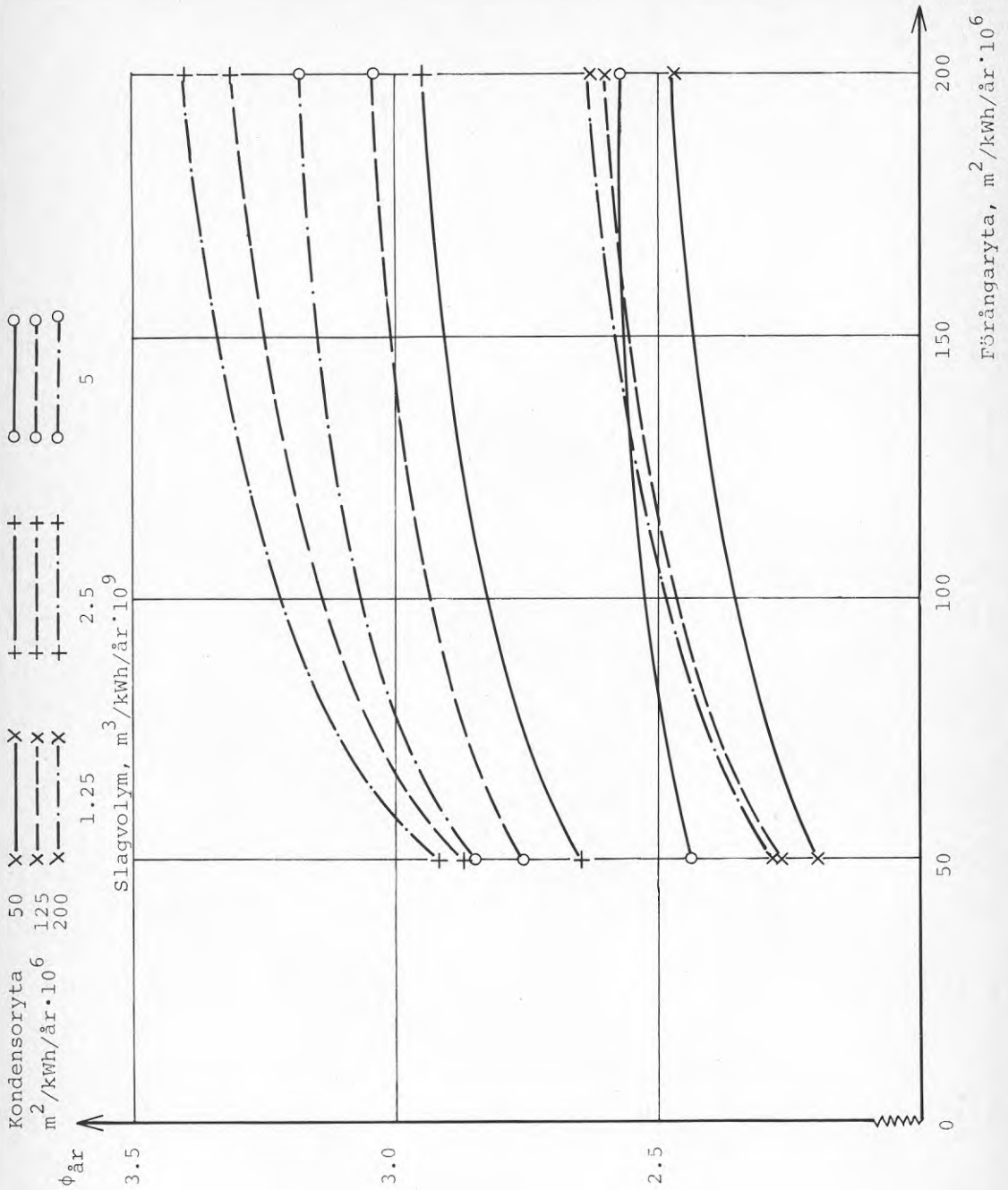


Fig 4.2,2. Årsvärmeffaktorn som funktion av förångarstorleken med kompressor- och kondensorstorlekarna som parametrar.

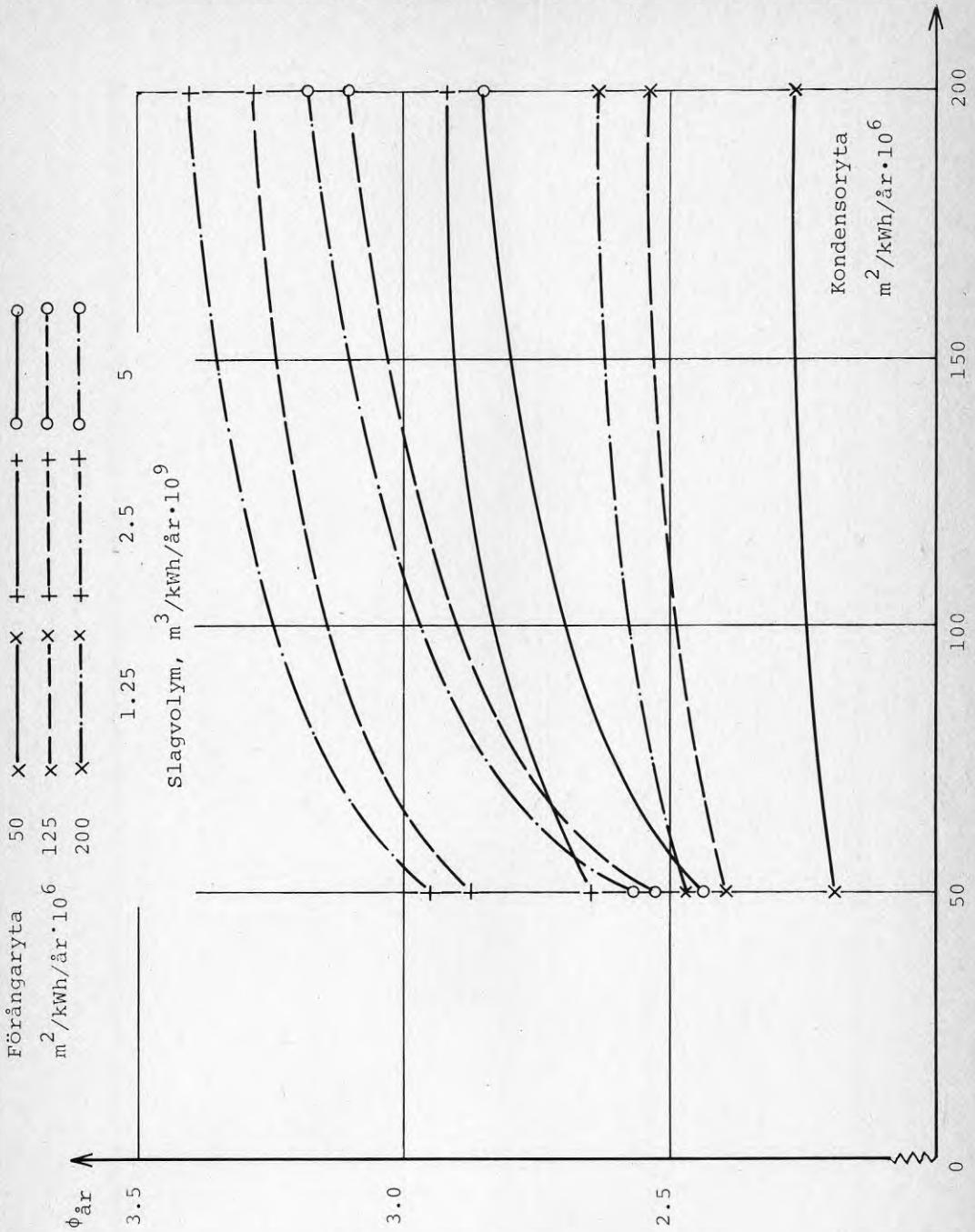


Fig 4.2,3. Årsvärmefaktorn som funktion av kondensorstorleken med kompressor- och förångarstorlekarna som parametrar.

X: Förångar- och kondensoryta
 vardera $50 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{kWh/år}$

+: Förångar- och kondensoryta
 vardera $200 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{kWh/år}$

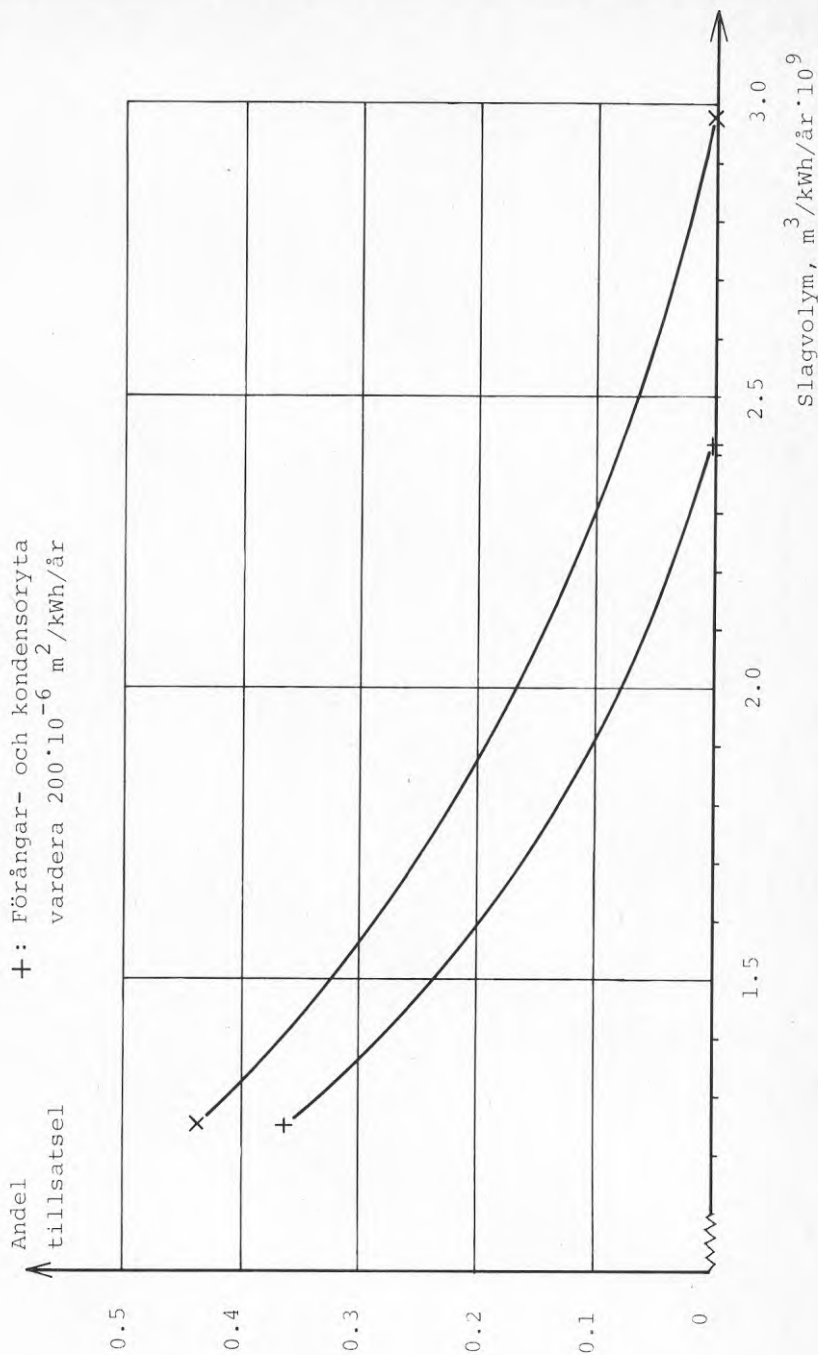


Fig 4.2,4. Andel tillsatsel som funktion av kompressorstorleken med förångar- och kondensorstorlekarna som parametrar.

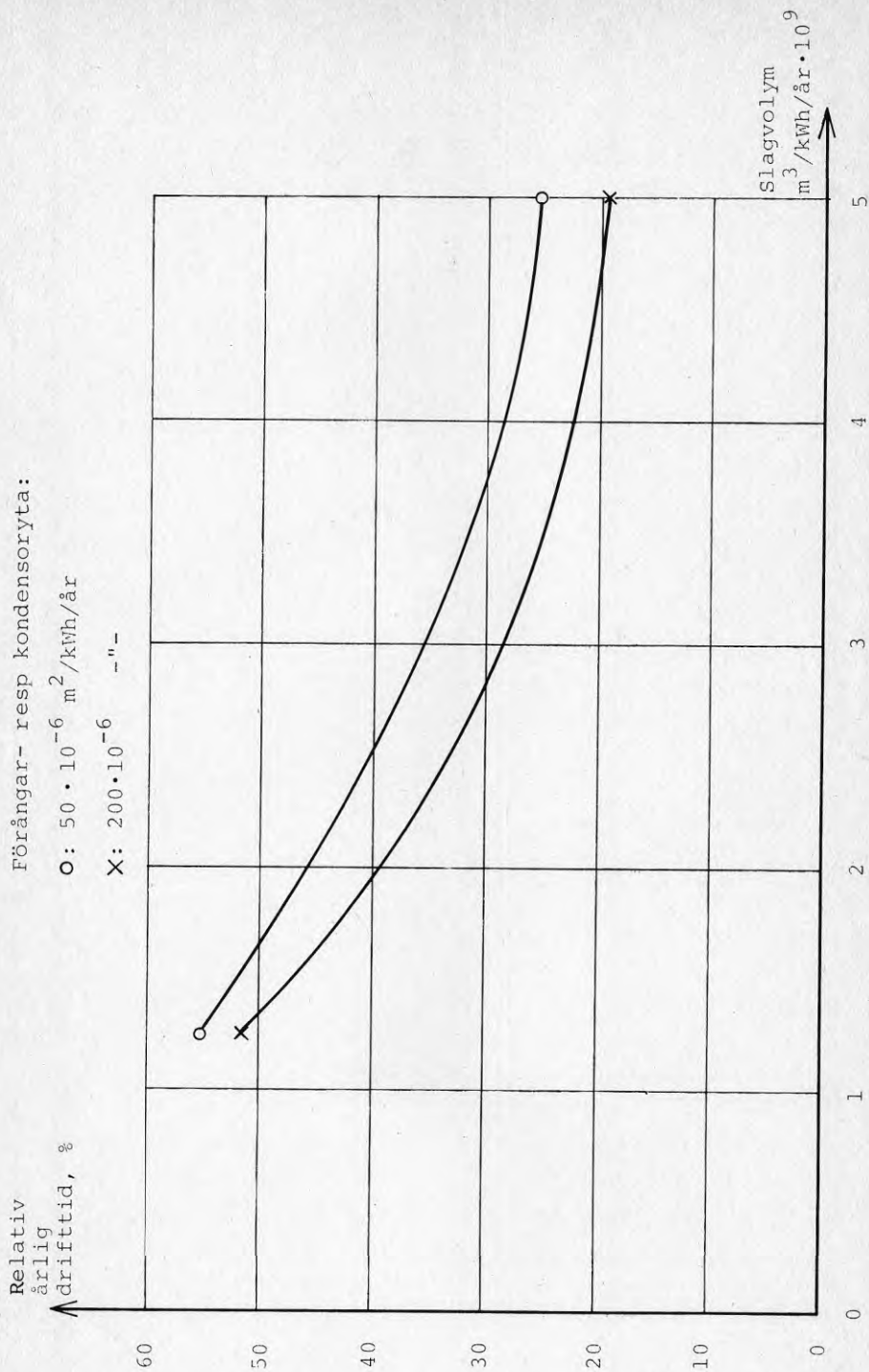


Fig 4.2,5. Relativ årlig drifttid som funktion av slagvolymen vid två olika värden på förångar- och kondensorstorlekarna.

4.3 Utformning av kondensator och förångare

Som redan nämnts i kapitel 3 har i beräkningarna förutsatts värmeväxlare av tubtyp både på kondensator- och förångarsidan. Denna typ är den klart vanligaste vid mindre och medelstora värmepumpar. För beskrivning av gjorda antaganden rörande värmeväxlarna, se avsnittet "Förångare och kondensator" i kapitel 3.

En viss given värmeöverföringsyta kan åstadkommas antingen genom ett stort antal korta tuber eller genom ett litet antal långa. Vid en variation av antalet tuber påverkas hastigheten, värmeöverföringstalet och tryckfallet på freonsidan. Tryckfallet orsakar både vid kondensationen och förångningen en temperatursänkning på freongas-vätskablandningen, se figur 3,2.

Beräkningar har utförts vid varierande antal parallellkopp-
lade tuber både på kondensator- och förångarsidan. Vidare har påverkan av mantelsidans utformning undersökts genom att beräkningarna utförts vid några olika värden på värmeövergångstalet för radiatorvattnet resp glykollösningen. Förutsättningarna har varit ett värmebehov av 20000 kWh/år, en kompressor med slagvolymen $0,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ och varvtalet 2900 rpm samt köldmediedata gällande för R12.

Kondensatorn

Vid beräkningarna har den totala kondensatorytan $2,5 \text{ m}^2$ delats upp på 1, 4 resp 7 parallella tuber. För värmeövergångstalet på mantelsidan har använts värdena ca 3000 och ca $500 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Beräkningsresultaten redovisas i figur 4.3,1, där årsvärmefaktorn är avsatt som funktion av antalet tuber med värmeövergångstalet på vattensidan som parameter. Som framgår av figuren är påverkan på årsvärmefaktorn av antalet tuber i det närmast försumbar, trots att kondenseringsstemperaturen

på grund av det ökade tryckfallet måste ökas något vid en minskning av antalet tuber. Värmeöverföringstalet på freonsidan är däremot i det närmaste oberoende av hastigheten. Som exempel på storleken av tryckfallen på freonsidan i kondensorn anges nedan värdena för fallet 1 tub:

	Tryckfall, bar
Vinterfall	0,3
Höst-vårfall	0,8

Betydligt större inverkan på årsvärmefaktorn har värmeövergångstalet på vattensidan. En ökning från 500 till 3000 $\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ orsakar vid de valda förutsättningarna en ändring av nästan 2 tiondelar. Vinsten i värmefaktor måste emellertid vägas mot de ökade driftskostnader för radiatorpumpen som det större tryckfallet orsakar. Det måste därför finnas en ur teknisk-ekonomisk synpunkt optimal hastighet på vattensidan. Denna bedöms vara av den storleksordningen att ett värmeövergångstal av 2000-3000 $\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ erhålles. Vid en ökning av värmeövergångstalet utöver ca 3000 fås en mycket marginell förändring av årsvärmefaktorn, eftersom ändringen i det totala värmegenomgångstalet då blir försumbart.

Som kommer att visas i samband med förångaren nedan, beror årsvärmefaktorns ändring med värmeövergångstalet på vattensidan något av den absoluta storleken på värmeväxlaren vid visst givet värmebehov.

Förångaren

Vid beräkningarna har använts tre olika storlekar på förångarytan, 0,75, 1,3 och 2,5 m^2 . Samma värden på värmeövergångstalet på glykolsidan som på vattensidan i kondensorn har antagits, 3000 resp 500 $\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Värmeövergångstalet på freonsidan i förångaren ökar med

hastigheten upphöjt till exponenten 0,8. Denna förbättring av värmeövergången motverkas dock delvis av freonets temperatursänkning på grund av det ökade tryckfallet.

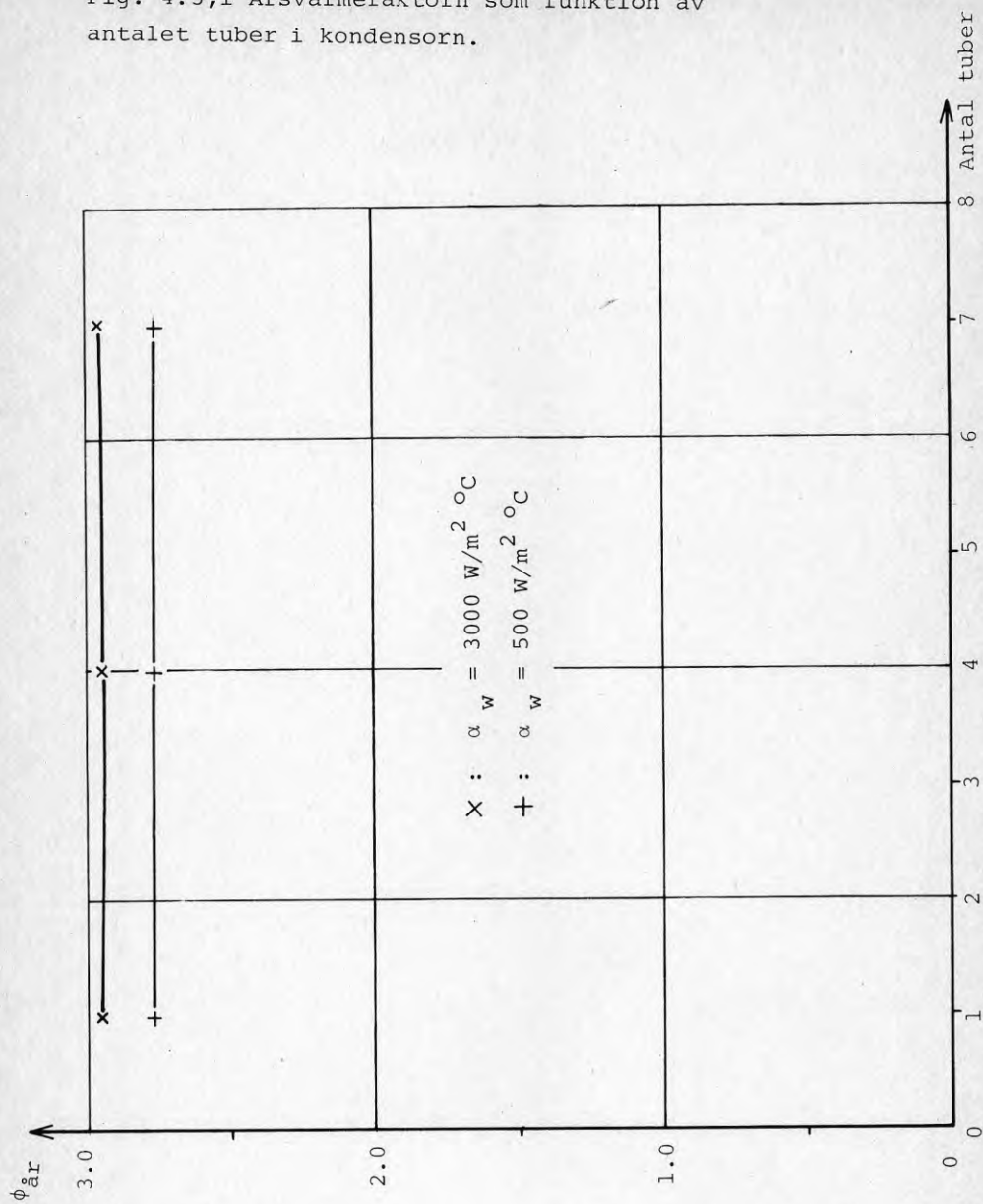
Figur 4.3,2 visar beräkningsresultaten. Av figuren framgår att påverkan på årsvärmefaktorn av antalet tuber är något större än motsvarande för kondensorn. Värmefaktorn sjunker med ökande antal tuber, dvs minskande freonhastighet. Tydligt är värmeövergångstalets ändring mer dominerande för värmefaktorn än förångningstemperaturens sänkning på grund av tryckfallet. Därför bör ett litet antal tuber, vid de valda förutsättningarna 2 à 3, väljas. Typiska värden för tryckfallet på freonsidan blir då vid fallet 3 tuber och förångarytan $2,5 \text{ m}^2$:

	Tryckfall, bar
Vinterfall	0,15
Höst-vårfall	0,30

(Vid fallet 1 tub kunde programmet inte fås att konvergera på grund av orimligt stora tryckfall).

Liksom i kondensorfallet spelar värmeövergångstalet på vätskesidan en stor roll. Figuren visar att det oftast finns flera tiondelar att vinna på årsvärmefaktorn, om denna sida av förångaren dimensioneras på ett riktigt sätt. Påverkan minskar med ökande yta, dvs med minskande värmebelastning per ytenhet, vilket i första hand orsakas av att de absoluta skillnaderna i förångningstemperaturen minskar vid samma relativa förändring av temperaturskillnaden mellan freonet och köldbäraren.

Fig. 4.3,1 Årsvärmefaktorn som funktion av antalet tuber i kondensorn.



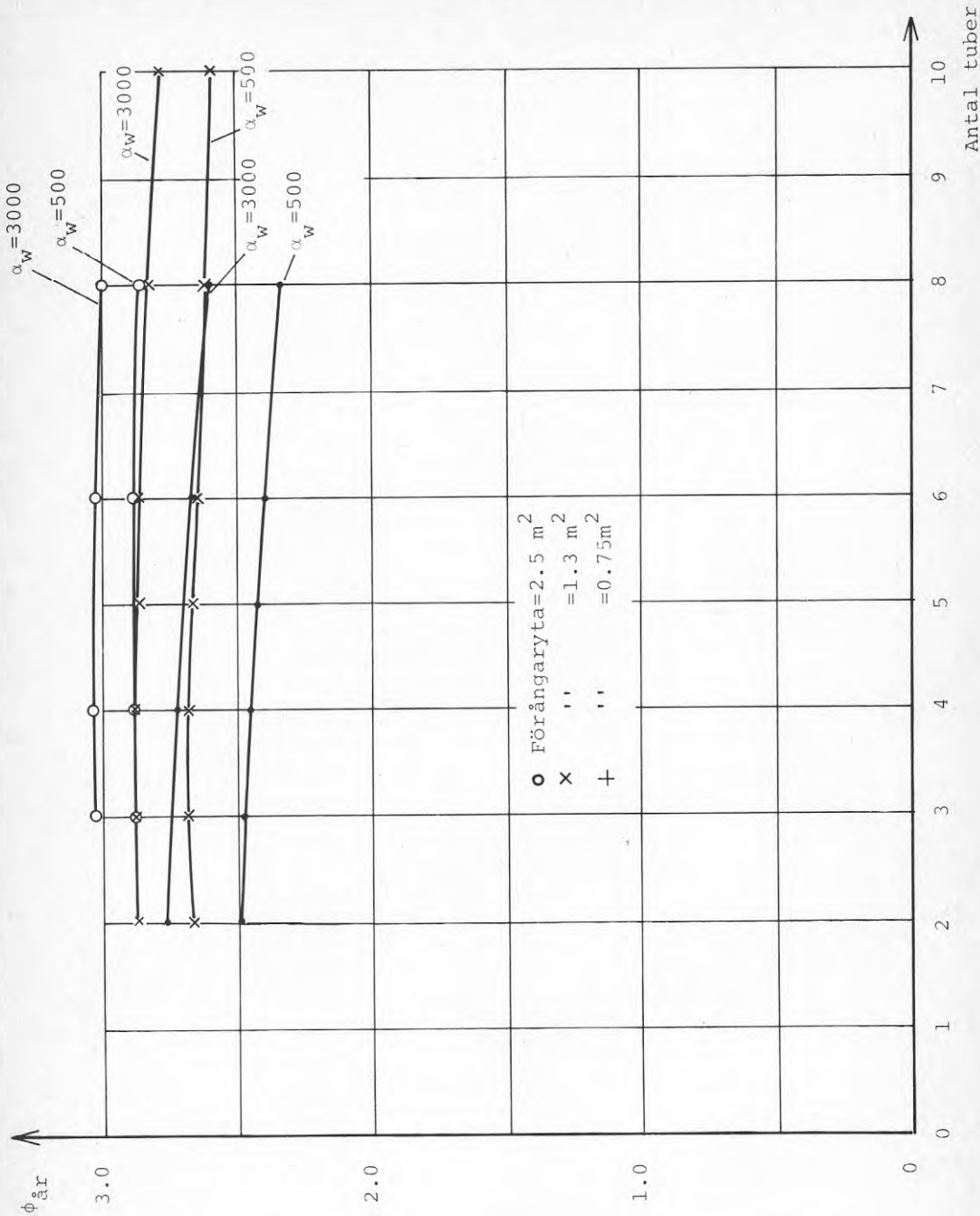


Fig 4.3,2. Årsvärmefaktorn som funktion av antalet förångar-tuber med värmeövergångstalet på köldbärarsidan som parameter.

4.4 Inverkan på årsvärmefaktorn av kompressorns inre termodynamiska och volymetriska verkningsgrader

Figur 3,4 och 3,5 visar de värden på kompressorns inre termodynamiska och volymetriska verkningsgrader som använts i beräkningarna i övriga avsnitt. Storleken av dessa verkningsgrader kan dock variera klart mellan olika fabrikat. I detta avsnitt redovisas hur årsvärmefaktorn påverkas vid en variation av dem.

Inre termodynamisk verkningsgrad

Beräkningar har utförts under följande förutsättningar:

Köldmedium:	R22
Värmebehov:	20000 kWh/år
Kompressor:	Slagvolym $0,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$, varvtal 2900 rpm
Förångare och kondensor:	$2,5 \text{ m}^2$ vardera.

Nivån på inre termodynamiska verkningsgraden har varierats så att den legat på de ungefärliga värdena 70, 75 och 80 %.

Beräkningsresultaten framgår av figur 4.4,1, vilken visar värmefaktorns variation med årstiden för de tre fallen. Årsvärmefaktorn redovisas nedan:

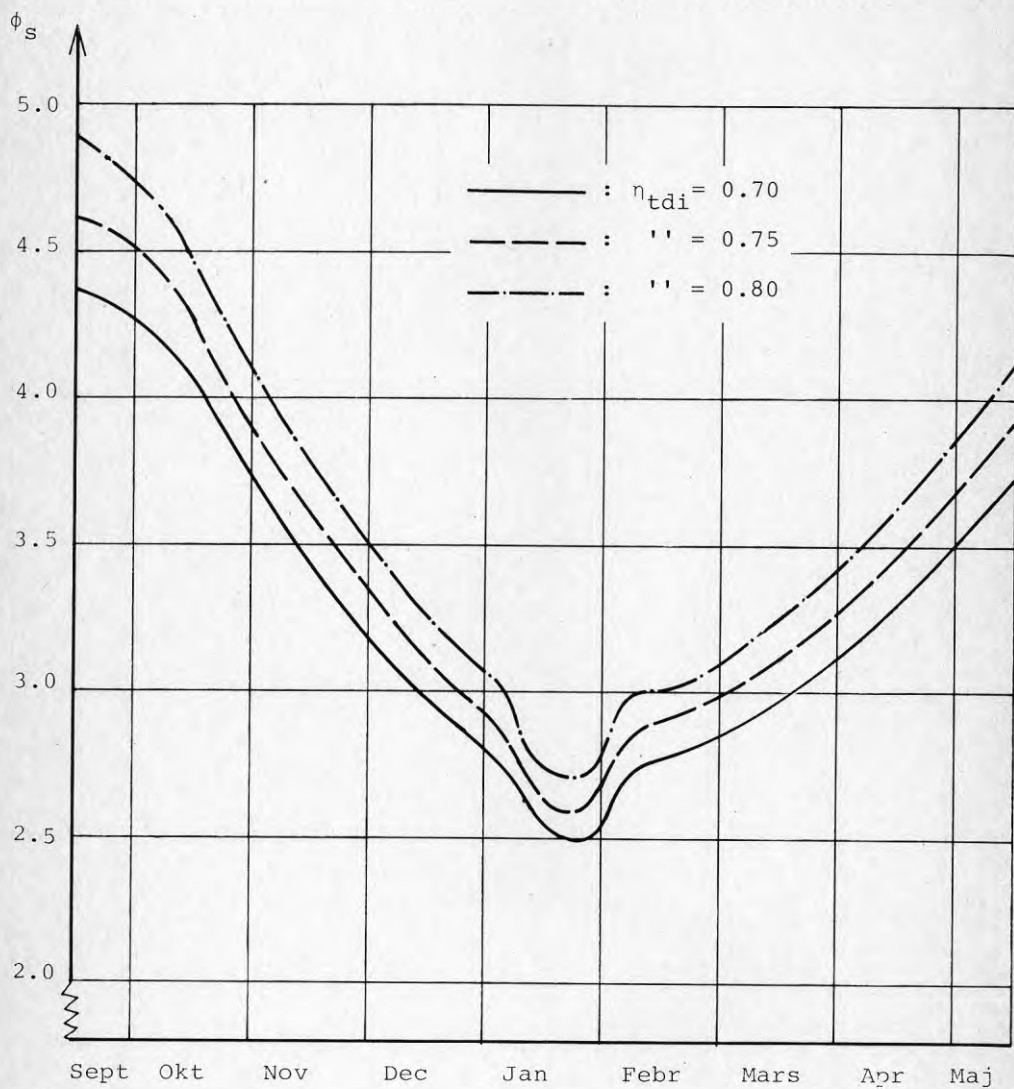
Inre termodynamisk verkn.grad	70	75	80 %
Årsvärmefaktor	2,95	3,09	3,23

Resultaten visar att årsvärmefaktorn klart påverkas av rimliga variationer av verkningsgraden. Det är därför av stor vikt att jämföra pris och verkningsgrad vid val av kompressor.

Volymetrisk verkningsgrad

En ändring av kompressorns volymetriska verkningsgrad innebär i princip samma sak som en motsvarande ändring i slagvolymen. Inverkan av en ändring av denna verkningsgrad kan därför avläsas ur de samband mellan värmefaktor och kompressorstorlek, som presenterats i avsnitt 4.2.

Fig. 4.4,1 Värmefaktorn som funktion av årstiden vid de inre termodynamiska verkningsgraderna 70, 75 och 80%.



4.5 Inverkan på årsvärmefaktorn vid effektregering genom variation av kompressorns varvtal

Ett sätt att förbättra årsvärmefaktorn vore att varvtalsreglera kompressorns motor i stället för den rena on/off-regleringen. Eftersom en kontinuerlig reglering, t ex med tyristorer, i dagens läge är alltför dyrbar i mindre anläggningar, har det diskuterats att tillverka kompressorer, vilkas elmotorer har två möjliga hastigheter, t ex fullt och halvt varvtal. Orsaken till att årsvärmefaktorn bör förbättras med en sådan anläggning är följande:

Vid enbart on/off-reglering skall den nödvändiga värmemängden genom kondensor och förångare överföras endast under en viss andel av tiden. Genom att halvera varvtalet minskar man värmepumpens kapacitet, vilket leder till en längre relativ driftstid för överförande av samma värmemängd. Överförd effekt, dvs värmemängd per tidsenhet, kommer då att minska, vilket leder till mindre temperaturskillnader mellan freon och vätska, både i kondensorn och förångaren. Därmed kan temperaturen i kondensorn sänkas och temperaturen i förångaren höjas, vilka båda omständigheter leder till bättre värmefaktor. Förbättringen motverkas dock i viss mån av att pumpen för glykollösningen kräver mer elenergi på grund av den längre driftstiden och att värmeövergången, speciellt i förångaren, minskar vid minskande freonflöde.

Programmet räknar med det lägre varvtalet vid sådana delar av året, då värmebehovet är tillräckligt litet för att klaras av enbart värmepumpen trots den minskade kapaciteten. Beräkningar har gjorts vid två fall av reducerat varvtal, hälften och 75 % av det maximala. Resultaten redovisas nedan:

Vid beräkningarna har följande värden använts som indata:

Värmebehov:	26000 kWh
Kondensoryta:	5,2 m ²

Förångaryta:	1,3 m ²
Kompressorns slagvolym:	0,1 · 10 ⁻³ m ³
"	varvtal: 2900 rpm
Köldmedium:	R12

Beräkningsresultaten visar en klar förbättring av värmefaktorn vid varvtalsreglering under sådana delar av året, då värmebehovet är litet. Som exempel visas i nedanstående tabell resultaten från ett intervall med utetemperaturen +10,8 °C och effektbehovet 1,96 kW:

	Kond.temp °C	Förångn.temp °C	Relativ driftstid %	Intervallets värmefaktor
Utan varvtalsregl	36,0	-5,7	22,1	3,51
Med varvtalsregl till 75%	34,5	-3,7	27,2	3,69
" " " 50%	32,9	-1,4	37,4	3,89

Eftersom förbättringen endast inträder när värmebehovet är litet, blir dock påverkan på årsvärmefaktorn mycket mindre. I nedanstående tabell visas årsvärmefaktorn för de tre fallen. I tabellen visas också den årsvärmefaktor som fås om hänsyn tas till elbehovet för köldbärarpumpen. Därvid har antagits ett effektbehov av 250 W för denna

	Årsvärmefaktor	
	exkl pumpenergi	inkl pumpenergi
Utan varvtalsregl	2,73	2,48
Med varvtalsregl 75%	2,77	2,47
" " 50%	2,78	2,46

Som framgår av tabellen är vinsten i årsvärmefaktor på grund av bättre kondenserings- och förångningstemperaturer vid varvtalsreglering så liten, att den uppvägs av det extra

elbehovet till glykollösningssumpen. Liknande resultat har nåtts även vid körningar med andra värmebehovskurvor och storlekar på kondensator, förångare och kompressor än de här antagna. Sammanfattningsvis kan därför konstateras, att varvtalsreglering enligt ovan angivna principer knappast torde leda till en förbättring av årsvärmefaktorn i en verklig anläggning.

4.6 Inverkan på årsvärmefaktorn av jordmagasinets temperaturnivå

Vid de i tidigare avsnitt gjorda beräkningarna har hela tiden antagits den temperaturvariation på köldbärarmediet, som visas i figur 3,3. Denna variation är rimlig för horisontella jordvärmesystem och sådana vertikala, som dimensionerats för användning av frysvärmet i jorden. Vid vertikala system, i vilka det är nödvändigt med återföring av värme sommartid, kan det vara aktuellt att använda markvolymen som en värmeackumulator genom att föra ner så mycket värme att jordens temperaturnivå vid början av uppvärmningssäsongen är klart över den naturliga och därigenom uppnå högre förångnings-temperaturer och värmefaktorer. Värme för detta ändamål kan fås sommartid exempelvis från solfångare eller uteluftbatterier. I detta avsnitt behandlas påverkan på årsvärmefaktorn vid sådana ändringar i jordlagrets temperatur.

När ett jordlager dimensioneras för frysning kommer köldbärartemperaturen att ligga strax under 0°C under större delen av uppvärmningssäsongen, se figur 3,3. För att en påtaglig förbättring av årsvärmefaktorn skall nås måste systemet ur temperatur- och volymsynpunkt dimensioneras så att lagret inte fryser, utom eventuellt tillfälligtvis vid starka köldknäppar. Om endast markens sensibla värme skall användas, måste köldbärarens temperatursänkning under uppvärmningssäsongen bli principiellt så som visas i figur 4.6,1, dvs en liten gradient under höst och vår och en stor under vintern. I beräkningarna har emellertid temperaturgradienten approximerats med en rät linje, se figuren, vilket innebär en något för låg temperatur under första halvan av uppvärmningssäsongen och en något för hög under andra halvan. Påverkan på årsvärmefaktorn av denna approximation bör därför vara liten.

Beräkningar har utförts för tre fall av rätlinjig temperatursänkning på från jordlagret kommande köldbärare, nämligen

20-10, 15-5 och 10-0 °C. Övriga förutsättningar har varit:

Köldmedium:	R22
Värmebehov:	20000 kWh/år
Kompressor:	Slagvolym $0,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ och varvtal 2900 rpm
Förångar- och kondensoryta:	$2,5 \text{ m}^2$ vardera

Figur 4.6,2 visar värmefaktorns variation med årstiden för två av fallen, 20-10 och 10-0. Som jämförelse har inlagts motsvarande för ett horisontellt jordvärmesystem med en temperaturändring på marken enligt figur 3,3. Nedanstående tabell visar årsvärmefaktorn för de olika fallen:

Köldbärarens temp.ändr.	20-10	15-5	10-0	horisontellt
Årsvärmefaktor	3,60	3,38	3,18	2,97

En höjning av temperaturnivån på jordmagasinet av 5 °C motsvarar tydligen en höjning av årsvärmefaktorn av ca 2 tiondelar. Detta kan tyckas vara en förvånansvärt liten förbättring. Orsaken till att den inte blir större är att en viss höjning av jordmagasins- och köldbärartemperaturen orsakar en klart mindre höjning av förångningstemperaturen. Detta beror i sin tur på att en temperaturhöjning på förångarsidan ger upphov till en kapacitetshöjning hos värmepumpen, vilket måste öka temperaturskillnaden i förångaren. Av samma orsak ökar temperaturskillnaden i kondensorn och därmed kondenseringstemperaturen. Dessa omständigheter bidrar båda till att förbättringen av årsvärmefaktorn blir mindre än vad som kanske skulle kunna förväntas.

En viktig påverkan vid en temperaturhöjning av jordmagasinet är den kapacitetshöjning som antytts ovan. En temperaturhöjning av 10 °C på köldbäraren orsakar, med hänsyn tagen till de ökade temperaturskillnaderna i förångaren och kondensorn, en kapacitetsökning av 25-30 %. Detta innebär att

värmepumpens storlek kan minskas i motsvarande grad. Om alla komponenter därvid minskas i samma proportion, betyder detta i princip ingenting för värmefaktorns storlek. En sådan möjlighet kan ha en klar ekonomisk betydelse, framför allt för medelstora och stora värmepumpar, där marginalkostnaden kan vara betydande och kan kanske vara ett viktigare motiv för en höjning av jordlagrets temperatur än förbättringen i värmefaktor.

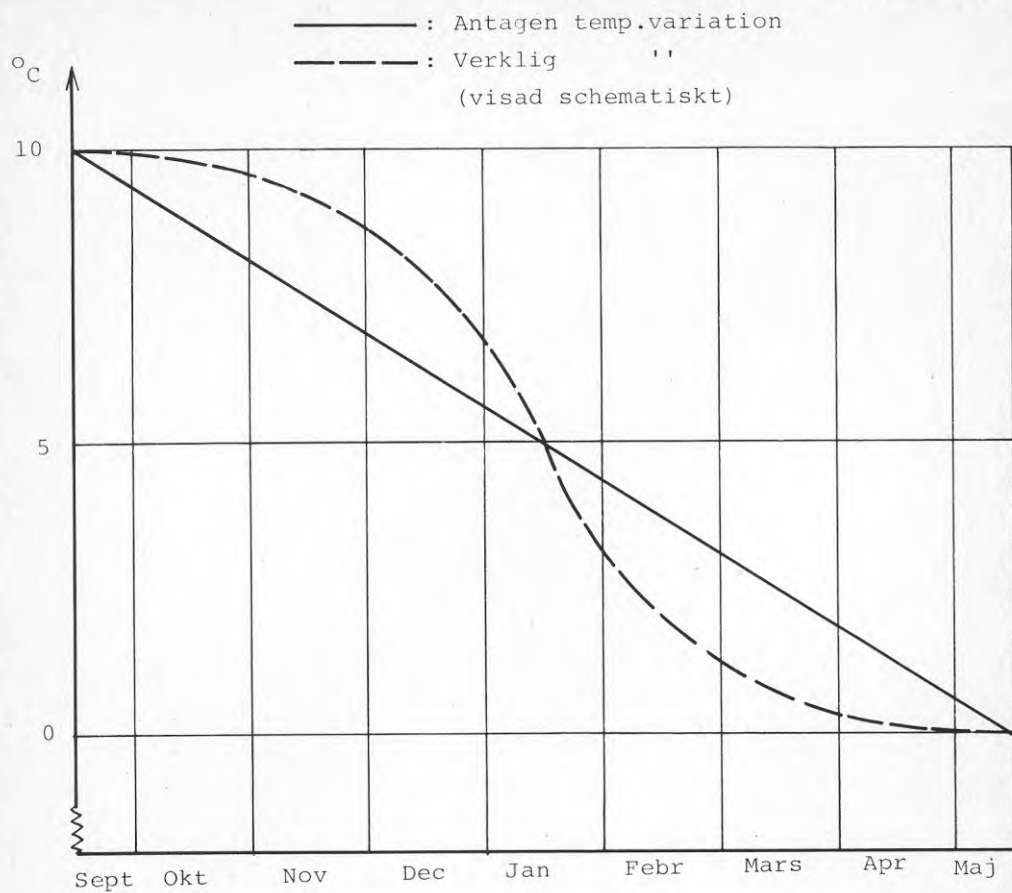
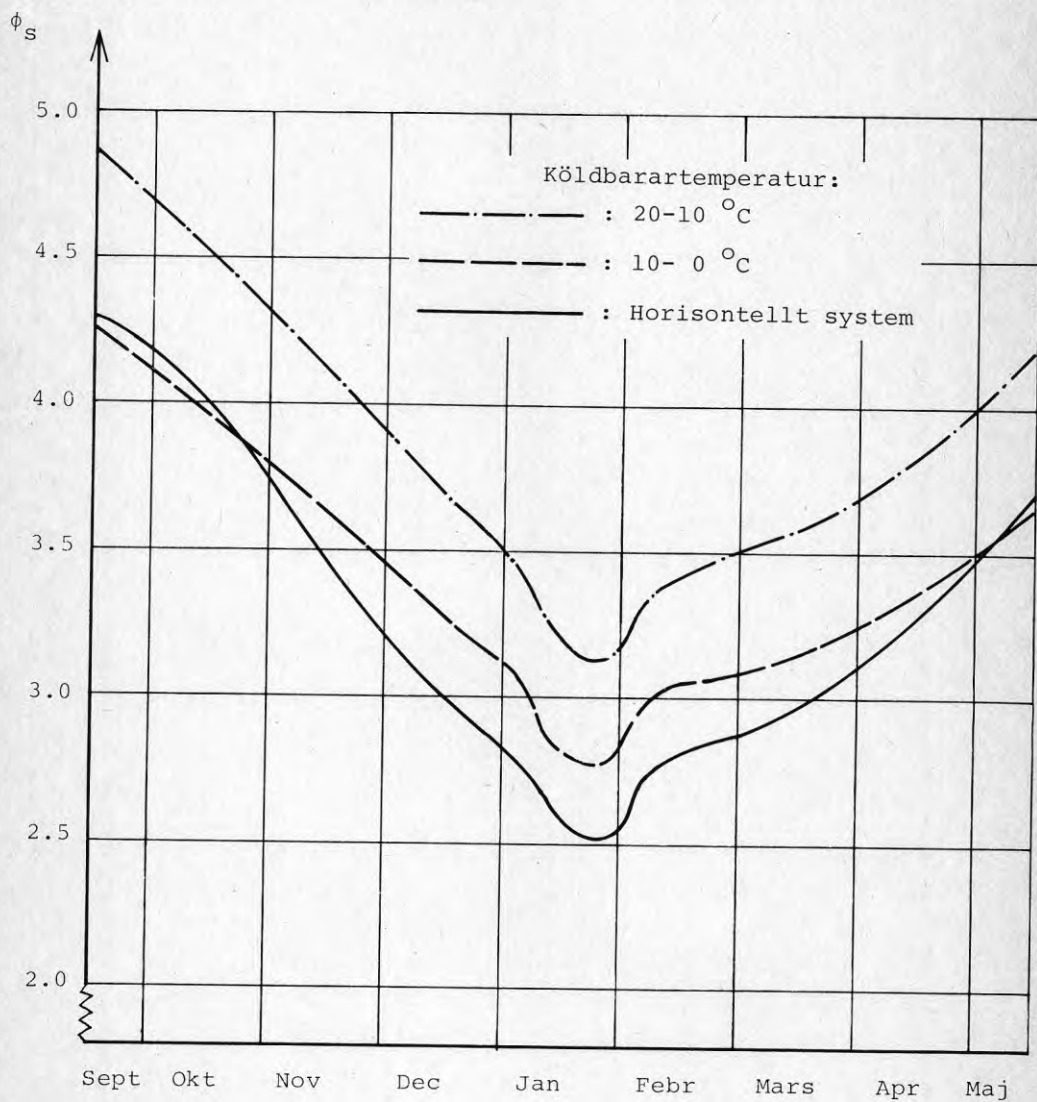


Fig 4.6,1. Variationen med årstiden av till förångaren kommande köldbärarens temperatur för fallet 10-0 °C.

Fig. 4.6,2 Värmefaktorn som funktion av årstiden vid 3 olika nivåer på köldbärartemperaturen.



5. TEKNISK-EKONOMISK DIMENSIONERING AV RADIATORYTANS STORLEK

Optimeringssynpunkter

Optimala förhållanden för radiatorsidan kan inte beräknas utan hänsyn till det uppvärmningssystem, i vilket radiatorerna är insatta. För en total optimering av systemet fordras att samtliga delar optimeras samtidigt. En strikt matematisk behandling av ett sådant optimeringsproblem skulle innebära en beräkningsgång enligt följande:

Den årliga totalkostnaden, dvs kostnader för energi, amortering och förräntning, tryckfall m m, tecknas som funktion av samtliga fria variabler i systemet. Den optimala dimensioneringen, dvs minimum av årskostnaden, fås för det fall, då de partiella derivatorna av årskostnaden med avseende på var och en av de fria variablerna samtliga är lika med noll. Utmärkande för en sådan optimal dimensionering är att den sist investerade kronan ger samma förräntning oberoende av i vilket objekt, kompressor, förångare, kondensor, jordvärmör osv som den marginella investeringen görs.

Vid så komplexa system som det aktuella är det i praktiken omöjligt att genomföra en sådan matematiskt stringent optimering. Man är i stället hänvisad till någon form av successiva suboptimeringsberäkningar.

En suboptimering av radiatorytans storlek har genomförts vid rimliga storlekar på systemets övriga delar. Kontrollberäkningar, i vilka dessa storlekar varierats, har visat att resultatet är relativt okänsligt för valet av rimlig storlek. Optimeringsberäkningarna har genomförts under nedanstående förutsättningar för värmepumpsystemet:

Årligt värmebehov: 15000 resp 25000 kWh

Kompressorernas slagvolym: $0,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$

Kompressorns varvtal:	2900 rpm
Kondensoryta:	2,5 m ²
Förångaryta:	2,5 m ²
Köldmedium:	R12

Beräkningar har också gjorts med köldmediet R22. Dessa gav mycket nära samma slutresultat som motsvarande med R12.

Radiatorvattenflödet har antagits vara av en sådan storlek, att det fordras en temperaturändring på 10 °C över radiatorerna för att täcka effektbehovet vid DUT. Valet av flöde påverkar inte bara tryckfall i och dimensionering av radiator och rörsystem utan också förhållandena i värmepumpens kondensator. En ökning av flödet medför att kondenseringstemperaturen på grund av den logaritmiska medeltemperaturskillnaden kan sänkas något vid samma överförda effekt i kondensorn och samma medeltemperatur på radiatorvattnet. Dessutom kommer värmeövergången i en given utformning av kondensorn att förbättras på grund av den ökade hastigheten på vattensidan, samtidigt som tryckfallet ökar. Vid en optimering av radiatorvattenflödets storlek bör givetvis hänsyn tas till samtliga ovanstående synpunkter.

Årsvärmefaktorns variation med radiatorvattenflödet visas för ett fall av radiatorstorlek och uppvärmningsbehov i figur 5,1.

Beräkningar

För bestämning av radiatorstorlekens inverkan på värmefaktorn vid ovan givna förutsättningar har beräkningar utförts enligt följande:

Vid bestämd husstorlek och viss utetemperatur beräknas radiatorvattnets temperaturskillnad enligt:

$$\Delta\theta_{\text{rad}} = \frac{P_{\text{rad}}}{c_p \cdot \dot{q}_{\text{rad}}} \quad (5.1)$$

\dot{q}_{rad} bestäms ur ovanstående samband vid $P_{\text{rad}} = P_{\text{max}}$, då enligt ovan $\Delta\theta_{\text{max}}$ satts till 10°C .

Nödvändig medeltemperatur för radiatorvattnet vid en viss utetemperatur fås enligt:

$$\theta_m = \frac{P_{\text{rad}}}{k_{\text{rad}} \cdot A_{\text{rad}}} + 20 \quad (5.2)$$

där rumsluften antagits vara 20°C . k_{rad} är beroende av θ_m , varför beräkningarna har gjorts med iteration, där det samband mellan k_{rad} och θ_m som visas i figur 5,2 har använts. Ur $\Delta\theta_{\text{rad}}$ och θ_m bestäms enkelt inkommande och utgående radiatorvattentemperatur i kondensorn.

Beräkningar för bestämning av årsvärmefaktorn har utförts vid olika värden på A_{rad} . Eftersom beräkningarna ligger till grund för en optimering, har i detta fall köldbärarpumpens elbehov inkluderats i värmefaktorn. Detta elbehov är beroende av slangsystemets utformning men bör kunna hållas vid 250 W.

Som ett exempel på beräkningsresultaten visas i figur 5,3 värmefaktorns variation med årstiden vid årliga värmebehovet 15000 kWh och en radiatoryta motsvarande ett 55/45- respektive ett 35/25-system, dvs vid $\theta_{m,\text{DUT}}$ ungefär 50°C respektive 29°C .

Figur 5,4 visar årsvärmefaktorns variation med radiatorytan, dvs med $\theta_{m,\text{DUT}}$, vid de två uppvärmningsbehoven 15000 och 25000 kWh/år. Orsaken till att kurvan för det större värmebehovet har brantare lutning än den för det mindre är att det i det förra fallet behövs en viss mängd tillsatsel under årets kallaste dagar vid de högre värdena på $\theta_{m,\text{DUT}}$.

Optimering av radiatorytans storlek

Vid en ändring av radiatorytans storlek påverkas årlig el-energiförbrukning, enligt figur 5,4, investerings- och årlig tryckfallskostnad för radiatorsystemet samt storleken på slangsystemet i marken. Det senare orsakas av att årlig energiupptagning ur marken måste ökas vid ökande storlek på radiatorytan, dvs ökande värmefaktor, för att summan av energitillförseln från marken och via el skall vara lika med det givna årliga värmebehovet.

Utgående från tidigare givna förutsättningar kan samtliga årliga kostnader tecknas:

$$E = \frac{Q_{\text{hus}}}{\phi} \cdot b_{\text{el}} + (r_A \kappa_A + E_{\Delta p}) \cdot A_{\text{rad}} + \\ + (Q_{\text{hus}} - \frac{Q_{\text{hus}}}{\phi}) \cdot b_{\text{slang}} + E_0 \quad (5.3)$$

Minimum av E som funktion av A_{rad} fås då den partiella derivatan är noll, vilket ger:

$$\frac{\partial E}{\partial A_{\text{rad}}} = \frac{Q_{\text{hus}}}{\phi^2} (b_{\text{slang}} - b_{\text{el}}) \cdot \frac{\partial \phi}{\partial A_{\text{rad}}} + r_A \kappa_A + E_{\Delta p} = 0 \quad (5.4)$$

dvs:

$$\frac{Q_{\text{hus}}}{\phi^2} \cdot \frac{\partial \phi}{\partial A_{\text{rad}}} = \frac{(r_A \kappa_A + E_{\Delta p})}{b_{\text{el}} - b_{\text{slang}}} \quad (5.5)$$

Värdet av det vänstra ledet kan enkelt beräknas ur figur 5,4 och ekvation 5.2. Resultatet av sådana beräkningar visas i figur 5,5, där värdet av vänstra ledet är avsatt mot $\theta_{m,DUT}$ för de två aktuella uppvärmningsbehoven. Som synes är inverkan av uppvärmningsbehovets storlek i det närmaste försumbar.

Ekvation 5.5 är skriven så att det vänstra ledet är oberoende av ekonomiska data. De visade kurvorna i figur 5,5 bör därför vara generellt giltiga vid de ovan givna förutsättningarna och vid rimliga avvikelser från dessa. Värdet av det högra ledet kommer däremot att vara beroende av de ekonomiska förutsättningarna och därför variera från fall till fall.

För bestämning av optimal radiatorstorlek beräknas värdet av högra ledet i ekvation 5.5 utgående från de ekonomiska data, som är aktuella i ett visst fall. I figur 5,5 avläses sedan det värde på θ_m som ger samma värde på det vänstra ledet som på det högra, varefter optimal yta beräknas ur ekvation 5.2.

Efter diskussioner med konsultfirmor och tillverkare av radiatorer och jordvärmepumpar har följande ekonomiska data befunnits vara representativa för svenska förhållanden:

r_A : 12 %

κ_A : Marginell kostnad för radiatorerna är beroende av storlek och utformning av varje enskild radiator, men ett rimligt värde är 100 kr/m².

$E_{\Delta p}$: Tryckfallet över radiatorerna är litet jämfört med det i ventiler och rörsystem. Denna term kan därför försummas vid sidan om $r_A \kappa_A$.

b_{el} : Ett normalt värde på eltaxan för abonnenter med jordvärmepump är idag 0,15 kr/kWh. Med tanke på troliga kommande energiprishöjningar under radiatorsystemets livslängd bör emellertid beräkningarna göras vid ett högre värde. Här antages ett 50 % påslag, dvs ett energipris på 0,225 kr/kWh.

b_{slang} : Utgående från de av storleken beroende kostnader som är aktuella vid nedläggning av horisontella rörsystem

har b_{slang} beräknats till ca 0,03 kr/kWh. I många verkliga anläggningar måste emellertid rörsystemet dimensioneras med viss marginal för att klara topp-effekterna under årets kallaste dagar. Den marginella kostnaden vid ändring av årligt energiuttag bör därför vara något lägre än ovan angivet värde. Här antages 0,015 kr/kWh.

(Den marginella driftskostnaden på grund av ökat tryckfall i jordslangsystemet påverkar värmefaktorn enligt definitionen av denna. Beräkningar har visat att denna påverkan normalt bör ge en försumbar ändring av kurvorna i figur 5,5.)

Insättning i ekvation 5.5:s högra led ger:

$$\frac{0,12 \cdot 100}{0,225 - 0,015} = 57,1$$

Enligt figur 5,5 motsvarar detta värde ungefärligen ett 60/50-system, dvs i stort sett den storlek på radiatorsystemet som man måste ha för att värmepump skall kunna användas. (Högre kondenseringstemperaturer än ca 60 °C är inte tillrädligt i dagens värmepumpar med R22, bl a beroende på risken för termisk krackning av smörjoljan.) Detta resultat har nåtts trots att ett så stort påslag på energipriset som 50 % jämfört med dagens har gjorts. Det kan vidare observeras att det på grund av den kraftiga lutningen av kurvorna i figur 5,5 fordras en ändring av förhållandet mellan årliga kostnaden för radiatorerna och elenergikostnaden med drygt en faktor två för att exempelvis ett 50/40-system skall vara ekonomiskt motiverat.

Slutsatsen av det ovan sagda blir att det inte är ekonomiskt motiverat att dimensionera radiatorsystemet större än vad som av driftstekniska skäl är nödvändigt vid värmepumpar, såvida inte de ekonomiska förutsättningarna skiljer sig

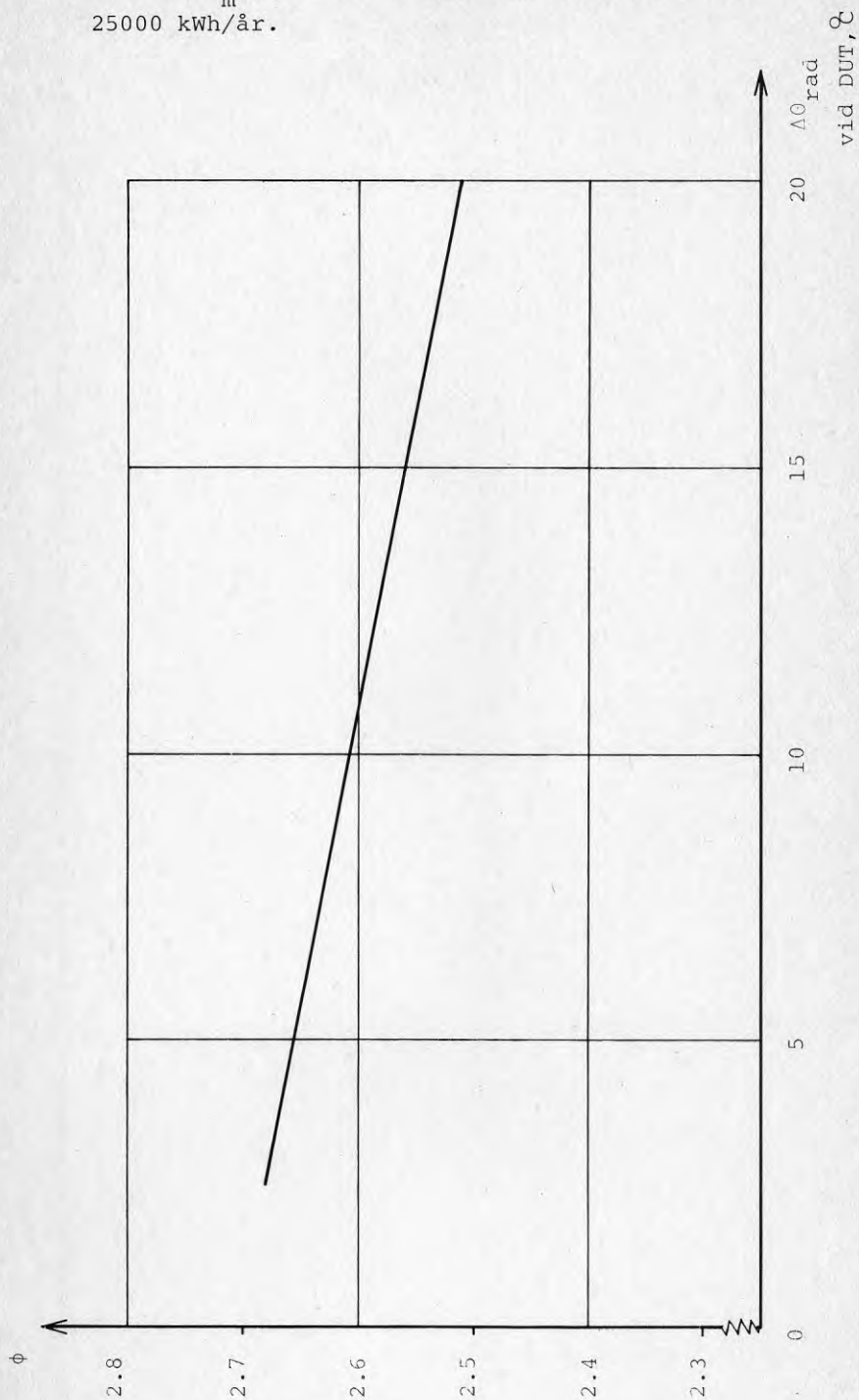
markant från dem som här antagits. Beräkningarna ovan gäller endast för ett jordvärmepumpsystem, men ett rimligt antagande är att samma slutresultat skulle nås även för andra typer av värmepumpsystem.

Optimeringsberäkningar enligt ovan visade metod kan givetvis göras även för övriga delar av anläggningen. Institutionen avser att inom Jordvärmeprojektets ram utföra sådana beräkningar när uppgifter om rimliga marginalkostnader för dessa delar insamlats. Resultaten skall sammanställas i form av "tumregler" för dimensionering av jordvärmeanläggningar.

Resultaten i kapitel 4 kan givetvis också användas för överslagsmässiga bedömningar av det ekonomiska utfallet av en viss investering. Exempel:

Antag en annuitet av $0,20 \text{ år}^{-1}$, ett elpris av $0,225 \text{ kr/kWh}$ och ett energibehov av 20000 kWh/år . En förbättring av årsvärmefaktorn från $2,5$ till $3,0$ betyder då en energibesparing av 1330 kWh/år och merinvesteringen får högst uppgå till 1500 kr . På motsvarande sätt fås att en förbättring med fem tiondelar vid årsvärmefaktorn $3,5$ får kosta högst 800 kr i merinvestering.

Fig. 5,1 Årsvärmefaktorn som funktion av radiatorvattnets temperaturskillnad vid DUT vid $\theta_{m,DUT} = 50^{\circ}\text{C}$ och värmebehovet 25000 kWh/år.



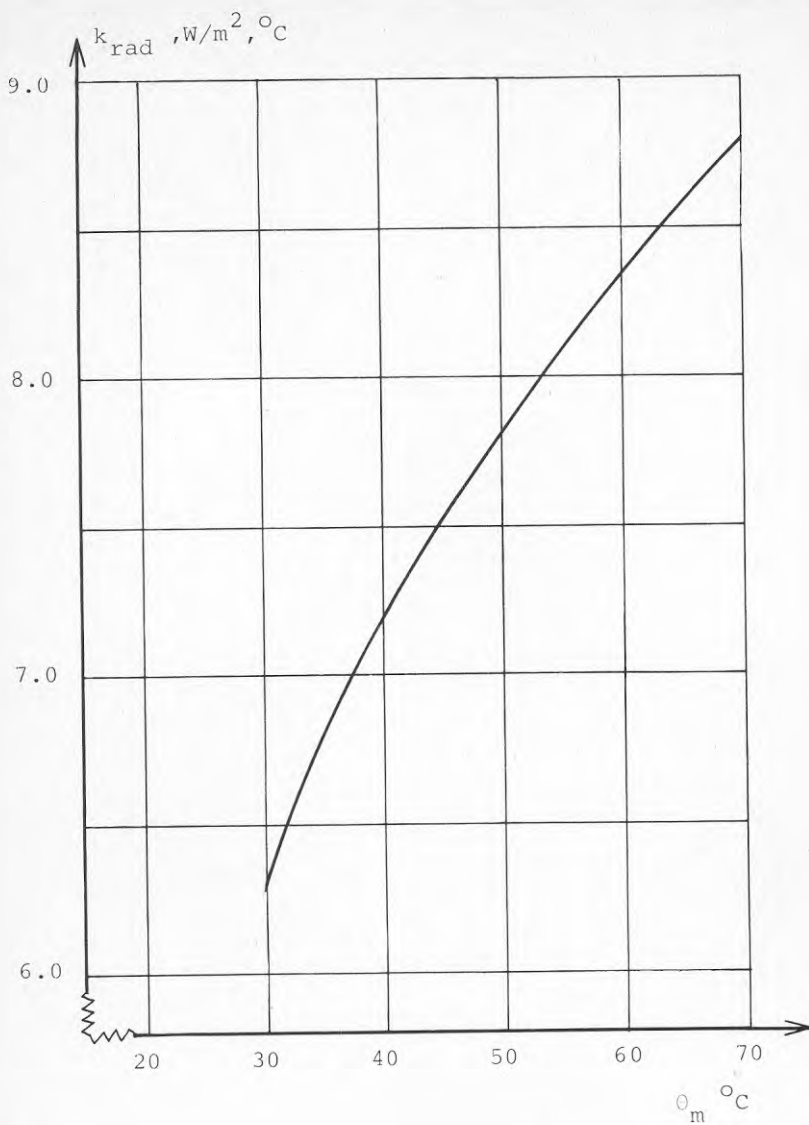


Fig 5,2. Värmeöverföringskoefficienten mellan radiatorvattnet och rumsluften som funktion av radiatorvattnets medeltemperatur. Rumsluften = $20\text{ }^\circ\text{C}$.

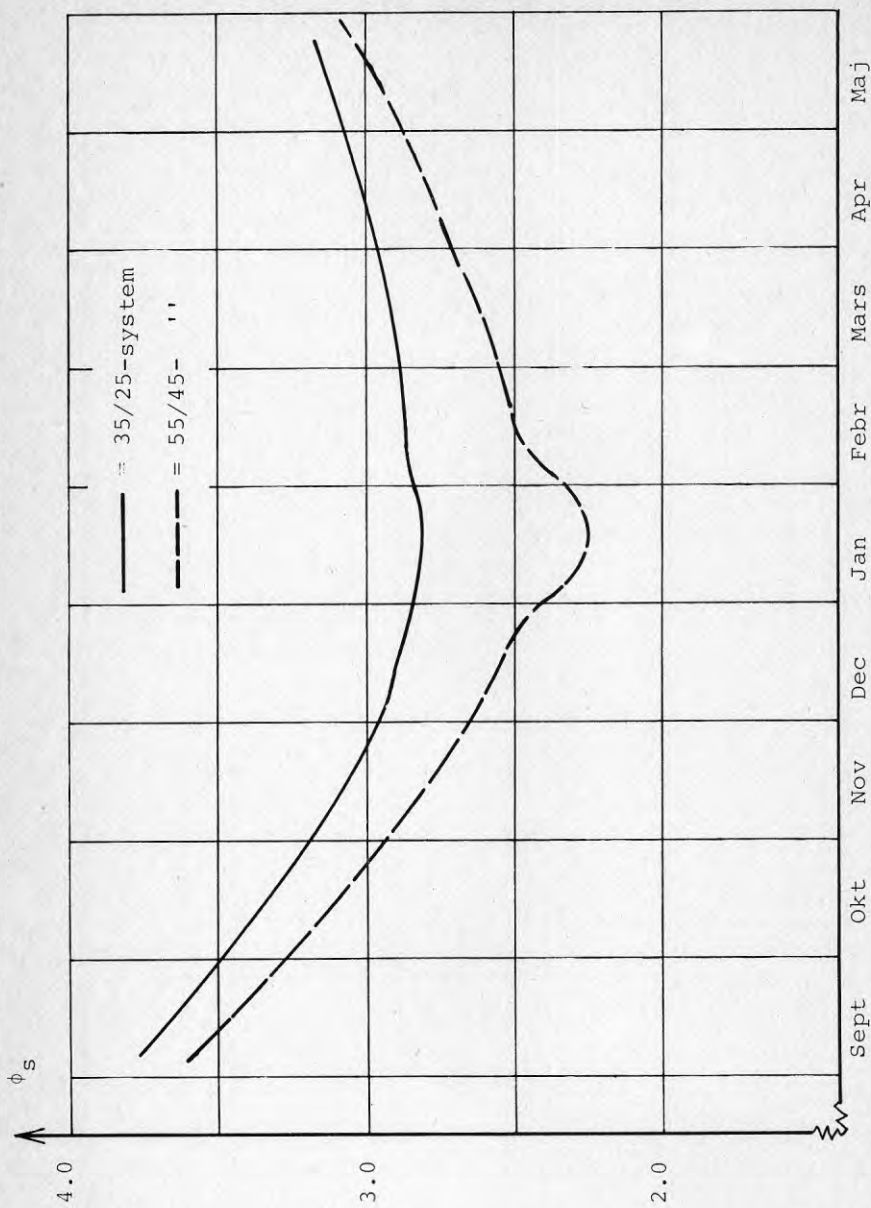


Fig 5,3. Värmefaktorns variation under uppvärmningssäsongen vid årliga värmebehovet 15000 kWh och två olika storlekar på radiatorytan.

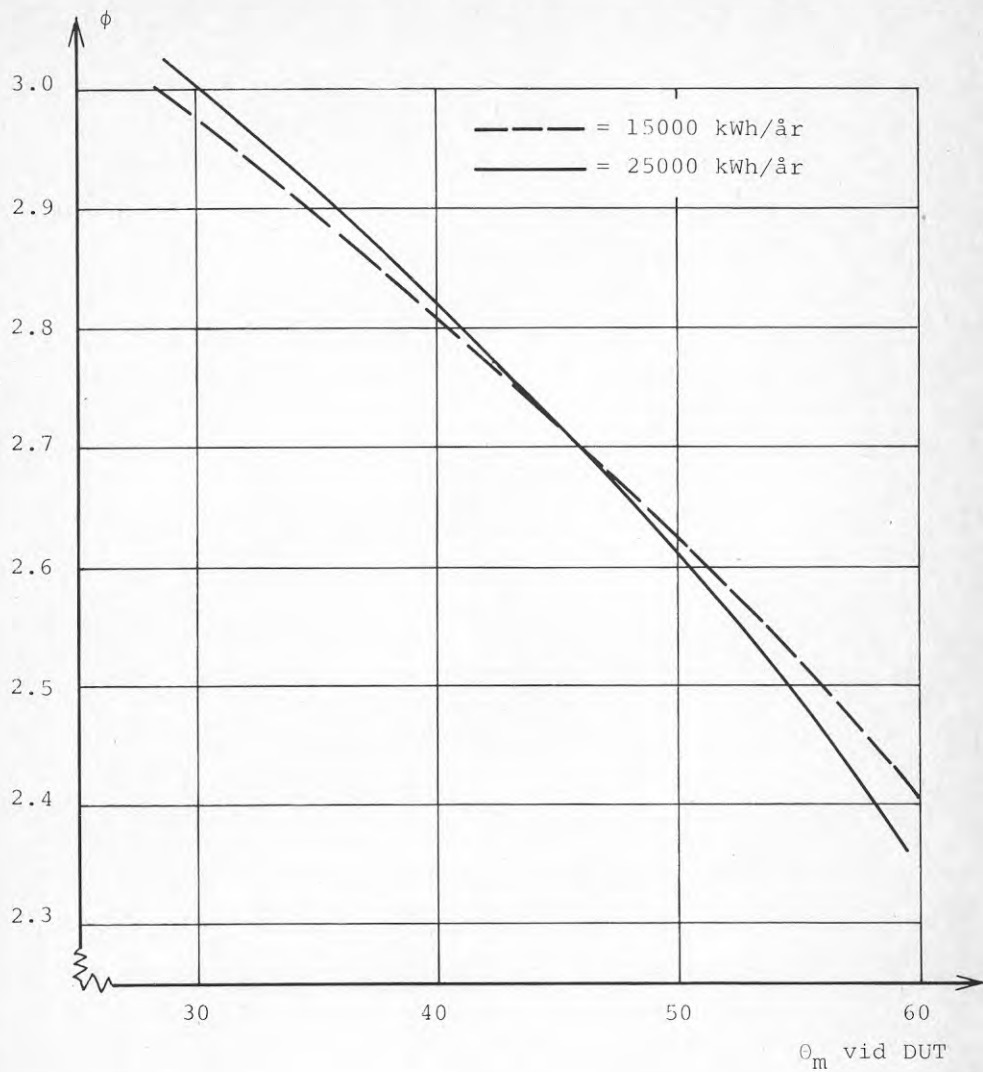


Fig 5,4. Årsvärmefaktorn som funktion av θ_m vid DUT vid årliga värmebehovet 15000 och 25000 kWh.

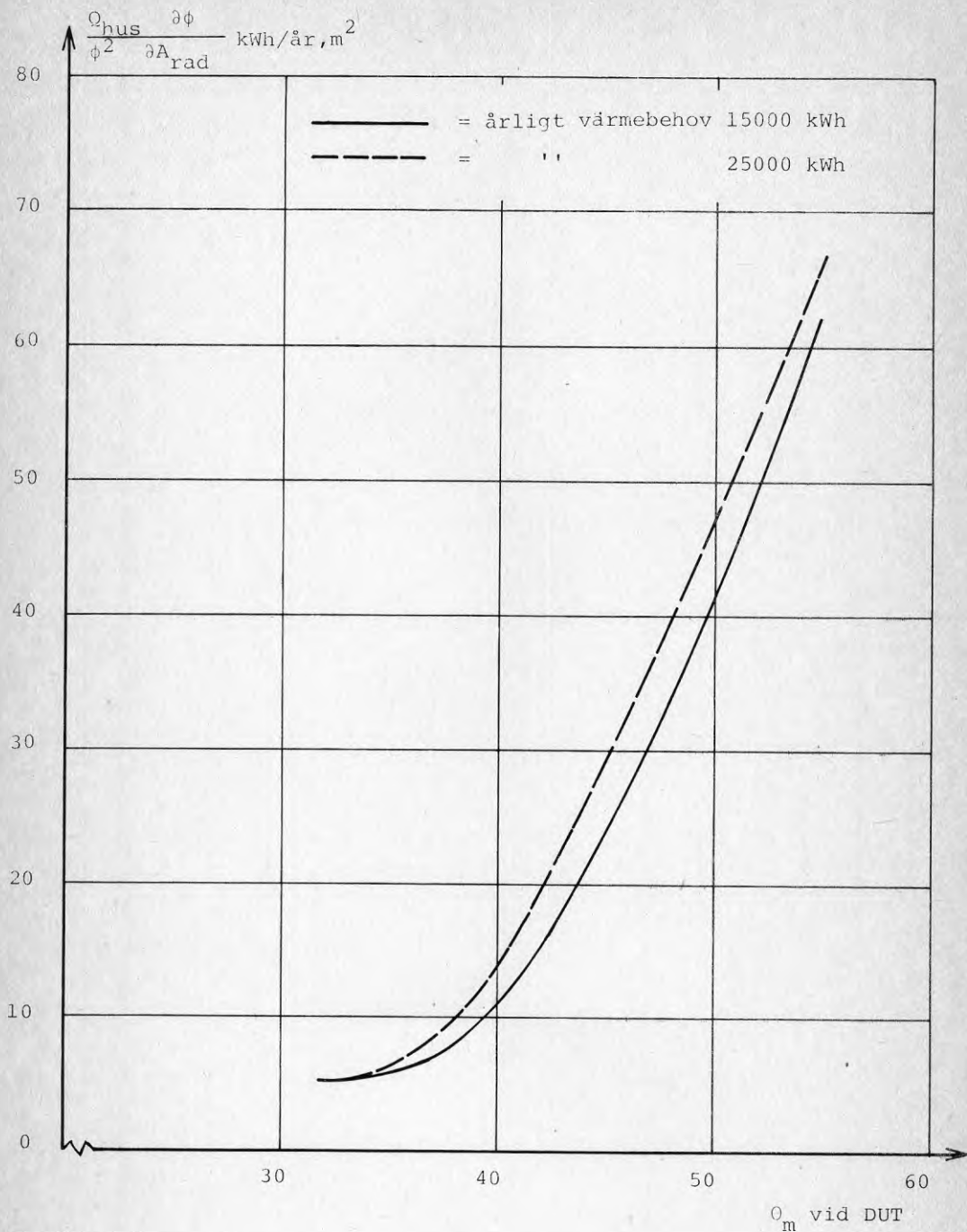


Fig 5,5. $\frac{Q_{\text{hus}}}{\phi^2} \frac{\partial \phi}{\partial A_{\text{rad}}}$ som funktion av Q_m vid de årliga värmebehoven
 15000 och 25000 kWh.



**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 770609-7
från Statens råd för byggnadsforskning till Chalmers
tekniska högskola, Institutionen för värmeteknik,
Göteborg.**

R53: 1980

ISBN 91-540-3242-3

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6700153

**Abonnemangsgrupp:
W. Installationer**

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

Cirkapris: 30 kr exkl moms