



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.



Effektiva uppvärmningssystem

Folke Peterson
Ulf Lilliengren

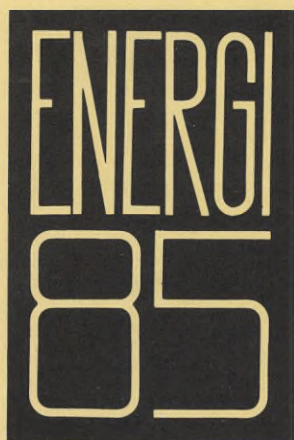
INSTITUTET FÖR
BYGGDOKUMENTATION

Accnr

Plac

Sev

R
AWA



Byggeforskningsrådet

R137:1984

EFFEKTIVA UPPVÄRMNINGSSYSTEM

Folke Peterson
Ulf Lilliengren

Del 1: Tillförselsektorn

Del 2: Tillförselsektorn

Del 3: Avvägning mellan energiproduktion
och energikonsumtion

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
831634-3 från Statens råd för byggnadsforskning
till Kungliga Tekniska Högskolan, Institutionen
för Uppvärmnings- och ventilationsteknik, Stockholm

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

R137:1984

ISBN 91-540-4206-2

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck Stockholm 1984

Byggforskningsrådets förord.

Målet för forsknings- och utvecklingsinsatserna inom solvärmeområdet var enligt proposition 1978/79:115 och proposition 1980/81:90 att de från i huvudsak mitten av 1980-talet skulle kunna ge underlag i tekniskt och ekonomiskt hänseende för skilda beslut rörande införande av solvärme i olika systemlösningar och systemkombinationer. Inriktningen av eventuella fortsatta forsknings- och utvecklingsinsatser inom området samt möjligheterna att på sikt ersätta olja med solenergi - direkt eller indirekt (naturvärme) - ingick också i målsättningen. Metoder för värmelagring över långa tidsperioder är av stor betydelse för möjligheterna att utnyttja solvärme för byggnadsuppvärmning. Värmepumpar och olika typer av värmeavgivningssystem som är anpassade till låga temperaturer ingår i många systemlösningar. Oljeersättningsdelegationens arbetsgrupp för solvärme bedömde (Ds I 1980:10) att ett införande av solvärme, värmepumpar och energilager om 10 TWh netto år 1990 och 30-35 TWh netto år 2000 skulle kunna uppnås.

Industridepartementet har uppdragit åt statens råd för byggnadsforskning att göra en samlad utvärdering av insatserna inom solvärmeområdet. Arbetet med utvärderingen av den nya energitekniken har letts av en styrgrupp bestående av:

Ingrid Munro, föreståndare, BFR, ordförande; Leif Bernegård, avdelningsdirektör, statens naturvårdsverk; Ingvar Ö Andersson, avdelningsdirektör, statens energiverk (från 84-01-01); Enno Abel, professor, installationsteknik, CTH; Stefan Sandesten, avdelningsdirektör, Byggnadsstyrelsen; Lars Bern, VD, ÅF Energikonsult AB; Kirtland Mead, Ph.D., MAC Management Analysis Center; Ola Nyqvist, jur. Dr, BFRs vetenskapliga nämnd (adjungerad). Därutöver har professorerna Thore Berntsson, CTH, Bernt Bäckström, CTH, samt Lennart Thörnqvist, LTH, deltagit i styrgruppens arbete.

Denna rapport utgör en expertrapport som bildar underlag till huvudrapporten Energi 85 - Energianvändning i bebyggelse (G26:84).

Stockholm i augusti 1984

Byggforskningsrådet.

INNEHÅLLSFÖRTECKNING Del 1

sid

FÖRORD	10
UPPDRAGET	11
METOD	12
Nettobehovet E_n	12
Typhus	13
Värmeanordningsanläggningens verkningsgrad	15
Förluster i fritt värme	15
Förlusterna i oförbränt	16
Mantel- och luckförluster	18
Genomströmningsförluster	18
Intermittens betydelse	18
Övriga storheter	22
ÖVERFÖRINGSVERKNINGSGRADER	23
REGLERVERKNINGSGRADEN	
Sammanfattning	25
TILLFÖRSELANLÄGGNINGAR	
Översikt	27
OLJEPANNOR FÖR VILLOR	28
Inverkan av geografiskt läge, husisolering och husstorlek	31
Inverkan av pannändringar	33
Sammanlagning av fler hus till en anläggning	36
Trimning av oljepannor	37
Slutlig verkningsgrad vid drift med enbart oljeeldning	40
Inverkan av geografiskt läge, husstorlek m m	41
VEDPANNOR FÖR VILLOR	44
Vinsten genom att slå samman värmesänkor till en central	46
Förbättringar hos pannorna	47
GASPANNOR FÖR VILLOR	51
ELPANNOR FÖR VILLOR	56
OLJEPANNA MED SOLFÅNGARE FÖR VARVVATTEN	58
OLJEPANNOR FÖR FLERBOSTADSHUS	60
Besparingsmöjligheter	65
Oljepanna i kombination med solfångare - flerbostadshus	67
VEDPANNOR FÖR FLERBOSTADSHUS	69
Kombination med solenergi	71
Sammanfattning	71
LITTERATUR	74

INNEHÅLLSFÖRTECKNING del 2	sid
FÖRORD	78
LÄSANVISNING	79
VAL AV OLJEPANNA MED HÄNSYN TILL ORT OCH HUSTYP	80
Hur bör valet ske	80
Anpassning av panna och brännare till varandra	82
Val av panna för södra Sverige	86
Mellan Sverige	89
Norra Sverige	89
Sammanfattning och slutsatser	92
Litteratur	92
VILLAPANNANS VERKNINGSGRAD OLIKA ÅR	94
Inflytande av väderlek	95
Verkningsgradsförändringar	95
Typexempel	96
Litteratur	96
FÖRLUSTER GENOM SOTPÅSLAG I PANNOR	98
Förluster i fritt värme	98
Mätexempel	100
Litteratur	103
VERKNINGSGRADEN HOS VILLAPANNOR VID MINSKANDE ENERGI- BEHOV	104
Sparande	104
Litteratur	107
ENERGISPARANDE OCH PANNVERKNINGSGRAD FÖR FLER- BOSTADSHUS M M	108
Inflytande av nettoeffektbehovet	108
Litteratur	110
VÄRMEAVGIVNING FRÅN SKORSTENAR	111
Äldre skorstenskonstruktioner	111
Sammanfattning	114
Litteratur	114
PANNORS VERKNINGSGRAD SOMMARTID	115
Inledning	115
Modell	115
Praktiska fall	116
Fall 1	117
Fall 2	118
Fall 3	119
Fall 4	120
Fall 5	121
Fall 6	122
Fall 7	123
Totalverkningsgraden för systemet	124
Litteratur	125
REGLERKURVAN	126
Inledning	126
Reglerkurvan	130
Litteratur	135

INNEHÅLLSFÖRTECKNING del 3	sid
FÖRORD	138
LÄSANVISNING	139
FASTA OCH RÖRLIGA PRISER PÅ FJÄRRVÄRME	140
Inledning	140
Samband energi och effekt	141
Effekt eller energitaxa	144
Energipris	146
Effektberäkning	147
Litteratur	148
VARAKTIGHETSKURVOR	149
Vinterförhållanden	151
Solstrålning	160
Sammanfattning	168
Litteratur	168
ENERGIKOMBINAT	169
Energipriset	171
Avvägning mellan olika energiformer	171
Energiförsörjning för stora byggnader	172
Effektkostnaderna	173
Sambandet mellan effekt och tid	177
Exempel 1	178
Exempel 2	179
Exempel 3	179
Exempel 4	180
Exempel 5	180
Exempel 6	180
Överslagsvärden	181
El-olja	182
Litteratur	183
NÅGRA REFLEXIONER RÖRANDE ENERGIBESPARING MED THERMOSTATVENTILER OCH INJUSTERING	185
Översikt	185
Projektet	185
Termostatventilernas funktion	191
Sammanfattning	193
Litteratur	195

E85
TILLFÖRSELSESEKTORN
DEL 1

FOLKE PETERSON

ULF LILLIENGREN

FÖRORD

Föreliggande utredning behandlar värmeförselanordningarnas verkningsgrader. Dessa har indelats i

- o verkningsgraden för värmepannor
- o verkningsgraden för transportsystem
- o verkningsgraden för värmesystem i rummet (temperaturstegringar).

Den totala verkningsgraden erhålls som produkten av de tre.

Studier har utförts för i huvudsak olika energianvändningsanordningar (oljepannor, vedpannor, gaseldade pannor och elpannor) i vissa fall kombinerade med anordningar för solvärt tappvatten sommartid. De sistnämnda studierna är förhållandevis överslagsmässiga - dels behandlas de i Sol-85, dels omfattar de f.n. och under relativt lång tid en mindre del av beståndet.

Studien omfattar beräkningar, baserade på egenskaper hos nuvarande pannbestånd, men också de förbättringar vilka kan nås genom olika konstruktiva förändringar hos pannor och eldningsanordningar. Också förändringar genom bättre effektutnyttjande tas upp liksom genom driftsmässiga (och som praktiskt genomförbara förändringar, t.ex. utsläpp av oförbrända gaser från vedeldning).

UPPDRAGET

Bostadsdepartementet har bl.a. till Statens Råd för Byggnadsforskning givit i uppdrag att utarbete material, lämpligt som grund för en omprövning av nuvarande riktlinjer för energisparverksamheten i byggnader. Då det gäller tillförselsektorn för små och medelstora värmeanläggningar har uppdraget överlämnats till Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Uppgiften har behandlats på så sätt att generella bedömningsmetoder framtagits (för tillförselanordning såsom pannor av olika slag och för olika bränslen behandlas de i föreliggande skrift) och ett stort antal fall belysts.

Vissa av de behandlade förändringarna är av rationaliseringstyp (t.ex. sammanslagning av effektbehov till en gemensam befintlig anläggning) lämpliga att utföra i samband med ROT-åtgärder, medan andra är av ombyggnadstyp eller nykonstruktionstyp. Till de senare hör möjligheten till pannförbättringar eller förbättringar på eldningsanordningarna, medan kombinationen av solvärm tappvatten och eldningsanordningar mer svarar mot ny teknik.

Speciellt har i uppdraget frågan om de effekter energisparåtgärder kan ha på eldningsanordningarnas verkningsgrad (som sänkes genom dem) tagits upp. Denna fråga har därvid fått en relativt bred behandling¹⁾. Inom parentes kan nämnas att sänkningen i energibehov generellt ger en positiv effekt trots verkningsgradsförändringen.

1) Problemet behandlas ytterligare i del 2 och 3 i denna rapport.

METOD

Då man vill undersöka behovet av energitillförsel till en byggnad måste man utgå från

- o byggnadens nettoenergibehov, E_n^*
- o tillförselanordningarnas verkningsgrad, η_o , (verkningsgraden vid energiomvandling)
- o verkningsgraden för energitransporten, η_t , från "källan" till användningspunkten
- o verkningsgraden vid användningspunkten, η_r .

Den tillförda energin blir då

$$E_t = \frac{E_n^*}{\eta_o \cdot \eta_t \cdot \eta_r} \quad (1)$$

Vi skall i detta avsnitt se närmare på de olika termerna i ekvation (1).

Nettobehovet E_n

Nettobehovet av energi per normalår för värmning och ventilation av en byggnad beräknas från

$$E_n^* = C_H \cdot S + E_v - E_g \quad (2)$$

där C_H är värmeeffektbehovet per graddag

S är antalet graddagar - det specifika energibehovet - för den ort byggnaden är belägen på

E_n är energibehovet för varmvatten (netto) och

E_g är energitillskotten från t.ex. inre värmekällor.

Storheten C_H sammansättes av två termer, en för ventilationsförluster och en för transmissionsförluster. Den förra är *ibland* beroende av temperaturdifferensen inomhus/utomhus - t.ex. vid S-system för ventilationen och vid hus med stort läckage, i andra fall mer oberoende (F och FT ventilerade täta hus).

Här skall den anses konstant eller representeras av ett medelvärde sådant att ekv. (2) innehålles på årsbasis (normalår).

Storheten S varierar år från år. Den beror dels på årets medeltemperatur, dels på fördelningen av kalla och varma perioder under året. Variationerna faller vanligen inom $\pm 10\%$ av normalårets värden. S erhålles från temperaturdifferensen, $\Delta\theta$, inne/ute som

$$S = \begin{cases} \frac{\int \Delta\theta^* dt}{T} & \theta_u < 11^\circ\text{C} \\ 0 & \theta > 11^\circ\text{C} \end{cases}$$

där t är tiden och T den betraktade tidsperioden

$\Delta\theta^* = \Delta\theta - \text{temperaturökning genom tillsatsvärmen.}$

Typhus

För bestämningen av E_n - vilket krävs för bedömning av tillförselsektorns egenskaper - skall vi använda oss av några typfall. Detta anges i tabell 1 och 2.

Tabell 1. Normaldata för villa/småhus.

Storhet	Värde	Enhet	Beteckning
Spec. värmebehov	4200	Graddagar (efter avdrag för värmestillskott)	S
Huskonstant	6,5	kWh/graddag	C_H
Varmvattenbehov	4000	kWh/år	
Gratisvärme (hushållsel, 3 personer)	4000	kWh/år	E_g

Tabell 2. Normaldata för flerbostadshus.

Storhet	Värde	Enhet	Beteckning
Spec. värmebehov	4200	Graddagar	S
Antal lägenhet	12	st	
Huskonstant	50	kWh/graddag	C_H
Varmvattenbehov	48000 ^{a)}	kWh/år	
Gratisvärme (hushålls- el, 2,5 personer)	29000	kWh/år	E_g

a) alternativt 27000 kWh/år.

Tabell 1 anger ett enbostadshus beläget i Sverige. Huset har en huskonstant $C_n = 6,5$ kWh/graddag och specifika värmebehovet S är 4200 graddagar. Nettoenergibehovet för huset är således

$$E_n = 6,5 \cdot 4200 = 27000 \text{ kWh}$$

för ventilation och uppvärmning. Härtill kommer energi för varmvatten, som anses kräva 4000 kWh/år samt avdrag för gratisvärme ca 4000 kWh vilket ger

$$E_n^* = 27000 \text{ kWh/år}$$

Som vi senare skall se är storheten E_n^* av betydelse för tillförselanordningarnas egenskaper - främst deras verkningsgrad. Hur däremot energibehovet fördelar sig mellan olika poster spelar en mindre roll.

Tabell 2 avser ett flerbostadshus med 30 lägenheter. Det totala nettobehovet är här

$$E_n^* = 500\,000 \text{ kWh/år}$$

inklusive varmvatten om 1600 kWh/lgh. Motsvarande varmvattenbehov är litet och senare skall alternativet 3200 kWh/lgh studeras.

Värmeanordningsanläggningens verkningsgrad

Beroende på om byggnaden är försedd med värmepanna för olja, ved eller gas eller om man har elvärme eller undercentral till egen värmeanläggning (blockcentral) kommer verkningsgraden, η_o , för användningen av energi att variera. Verkningsgraden varierar också med anläggningens konstruktion - framför allt pannans egenskaper. Här skall vi behandla det fall att vi har en värmepanna av konventionell typ. För en sådan gäller att förlusterna från den kan uppdelas på

- o förluster i fritt värme
- o förluster i oförbränt
- o förluster från mantel (till utrymmet där pannan är uppställd)
- o förluster från luckor (också till uppställningsutrymmet)
- o förluster till följd av nedkylning från luft som genomströmmar pannan.

De olika förlusterna kan beräknas på förhållandevis enkla sätt.

Förluster i fritt värme

Förlusterna i fritt värme avhänger av den temperatur avgaserna har då de lämnar pannan och den halt av koldioxid gaserna har. Förlusterna, P_f , kan enklast beräknas från ekvationen

$$P_f = P_t \left(\frac{0,5}{v(\text{CO}_2)} + 0,007 \right) \cdot \Delta\theta \quad (3)$$

där $v(\text{CO}_2)$ är CO_2 -halten i %, $\Delta\theta$ är gastemperaturen - temperaturen hos förbränningshalten (= lufttemperaturen θ_o i pannans uppställningsplats) och P_t är den tillförda effekten.

De tre sista termerna i ekv. (3) kan erhållas från diagram 1.

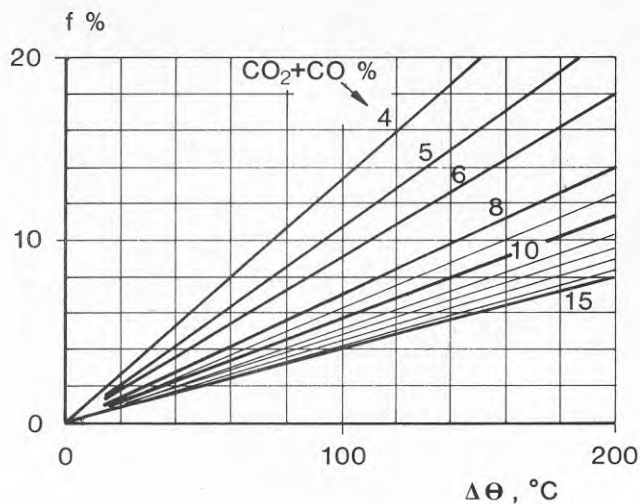


Bild 1.

Förlusterna i oförbränt

Förlusterna vid oförbränt - vid olja enbart CO, vid ved CO och tjärångor - kan beräknas på motsvarande sätt - bild 2-3.

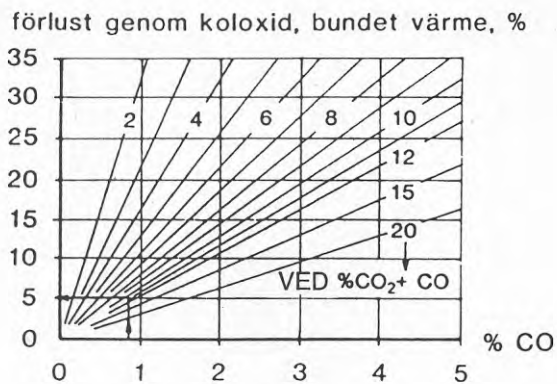


Bild 2.

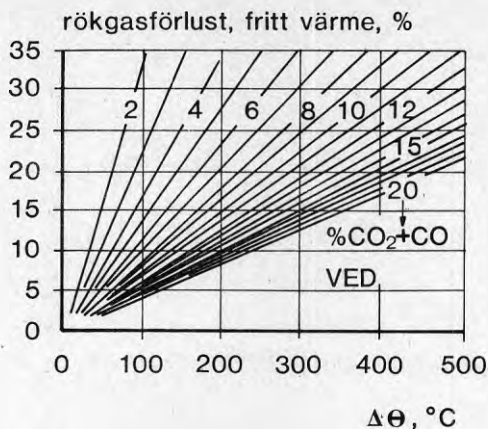


Bild 3.

Då det gäller tjärångor vid vedeldning är beräkningsunderlaget något sämre. Mätningar på äldre pannor redovisat i bild 4 antyder att man kan sätta

$$P_{tjärära} = F_f^* \begin{cases} 0 & \text{om } v(\text{CO}_2) \leq v(\text{CO}_2^*) \\ \{v(\text{CO}_2) - v(\text{CO}_2^*)\} & \text{om } v_{\text{CO}_2} > v_{\text{CO}_2^*} \end{cases}$$

där $v(\text{CO}_2)$ är en kritiskt CO_2 -halt (i bild 4 ca 10 %).

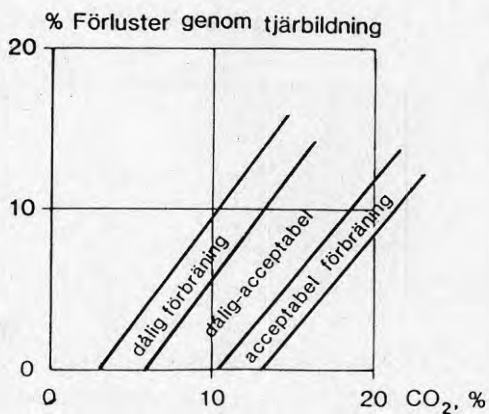


Bild 4.

Mantel- och luckförluster

Förlusterna från hela ytor - luckor, P_l , och den isolerade manteln, P_m , kan beräknas av

$$\left. \begin{array}{l} P_m \\ P_l \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} A_m \cdot \alpha_m (\theta_m - \theta_0) \\ A_l \cdot \alpha_l (\theta_l - \theta_0) \end{array} \right. \quad (5)$$

där m står för mantel och l för luckor

θ är temperatur hos ytan

A_l är ytornas area.

Med kännedom om pannornas storlek kan således en bedömning av P_m och P_l göras. Härför krävs dock också kännedom om storheterna α_m och α_l - värmeövergångskoefficienterna vid ytorna. Dessa har fastställts vad gäller storlek m m för konventionella pannor av Dafgård, Peterson (1980).

Genomströmningsförluster

Genomströmningsförlusterna, P_g , uppträder vid pannor som fås i intermittert drift. De uppträder vid brännarstillestånd (vid konventionella oljepannor). Beroende på det luftflöde som genomströmmar pannan under stillestånd och den uppvärmning luften undergår innan den lämnar pannan kommer förlusterna att också bli stora.

Sätts flödet till bräkdelen ϕ av det flöde fläkten lämnar vid drift och uppvärmningen till θ_l blir förlusten

$$P_g \cong P_t \cdot \phi \left(\frac{0,5}{v_{(CO_2)}} + 0,007 \right) (\theta_l - \theta_0) \quad (6)$$

Intermittens betydelse

Här skall vi se närmare på förhållandena vid t.ex. en oljepanna (som i de storleksgrupper det här rör sig om - arbetar intermittert (on/off)).

De anförda förlusterna uppträder då ej alla på en gång. För förlusterna i *fritt värme* gäller att de varierar med intermittensgraden enligt bild 5. Intermittensen, i , är härvid

$$i = \frac{\text{den tid brännaren gör under en period}}{\text{periodlängden}} = \frac{t}{T} \quad (7)$$

Om brännaren ej alls går ($i = 0$) är $P_f = 0$. Vid kontinuerlig drift ($i = 1$) är P_f bestämda enligt (3). Motsvarande förhållande gäller för förlusterna genom *oförbränt*.

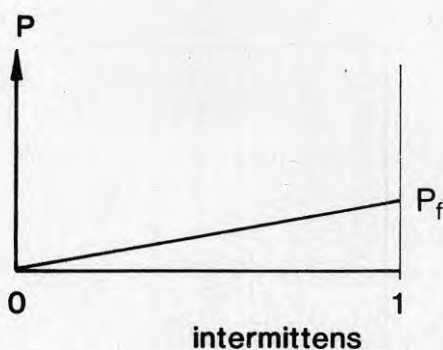


Bild 5.

Mantelförlusterna, P_m , är konstanta och förekommer vare sig förbränning sker eller ej, jämför bild 6. Då det gäller luckförlusterna - luckorna värmes ju av flammans - har man ett annat förhållanden, se bild 7.

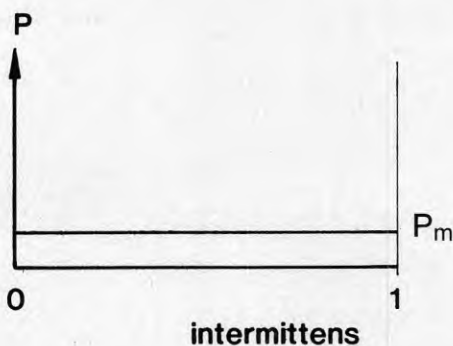


Bild 6.

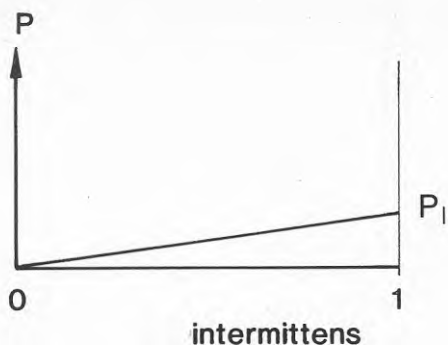


Bild 7.

Genomströmningsförlusterna slutligen uppträder då brännaren icke arbetar (dvs vid $i = 0$), se bild 8.

De sammantagna förlusterna varierar således linjärt med storheten i , se bild 9. Man kan sätta

$$P_{tot} = (P_m + P_g) + (P_l + P_f - P_g)i \quad (8)$$

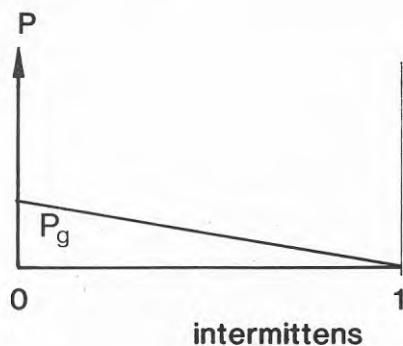


Bild 8.

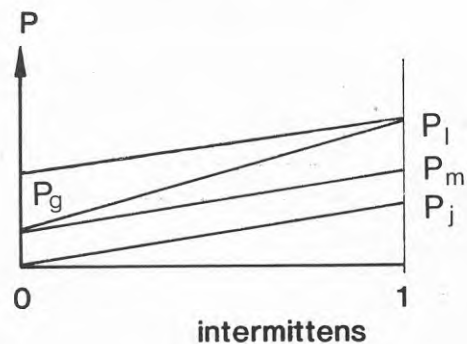


Bild 9.

För en driftsperiod, T , gäller för energiförlusten

$$E_f = \int_T P_{tot} dt \quad (9)$$

Inför vi här ekv. (7) får vi

$$E_f = T \int_T P_{tot} di \quad (10)$$

Detta ger

$$E_f = (P_m + P_g) T \int_T \frac{dt}{T} + (P_l + P_f - P_g) \int_T i/dt \quad (10a)$$

$$= (P_m + P_g)T + (P_l + P_f - P_g)T\bar{i} \quad (10b)$$

där

$$\bar{i} = \frac{1}{T} \int_T i dt \quad (11)$$

är den *genomsnittliga* intermittensen oavsett hur intermittensen varierar över t.ex. ett år.

För att bedömma årsverkningsgraden

$$\eta_0 = 1 - \frac{E_f}{t \cdot P_t} = 1 - \frac{E_f}{T \cdot i P_f} \quad (12)$$

där

$$t = T \cdot i \quad (7a)$$

är driftstiden i h

behöver vi således endast känna \bar{i} - den *genomsnittliga* intermittensen. Denna kan fås - förutom från ekv. (7) - från oljeförbrukningen. Man kan nämligen

$$i = \frac{t}{T} = \frac{\text{oljeförbrukning}}{\text{maximal oljeförbrukning}} = \frac{M}{T \cdot \dot{m}} \quad (13)$$

där M är oljeförbrukningen och
 \dot{m} är oljeflödet vid drift.

se Peterson, Karvounis (1984).

Övriga storheter

De övriga storheter som är av intresse för en värmeproduktionsanläggning är maximal effekt (för dimensionerande förhållanden). Denna fås som

$$P_{max} \geq C_H \frac{\Delta\theta_{max}}{24} \quad (14)$$

där $\Delta\theta_{max}$ är högsta dygnsvärdet för differensen mellan inomhus- och utomhustemperaturen.

Kvoten mellan P_{max} och produkten $C_H \frac{\Delta\theta_{max}}{24}$ är större än 1. Kvoten på kvoten är dels att den skall vara tillräcklig för att täcka effektbehovet för varmvatten, dels kunna medge en snabb uppvärmning av en byggnad efter t.ex. en köldperiod. Kravet ger en minimikvot om ca 1,25 - 1,35 för t.ex. småhus. Den har i det följande beaktats.

En storhet av betydelse för panndriften m m är gastemperaturen efter pannan. Vi har redan sett hur denna avgör förlusterna i fritt värme; här skall dess betydelse för korrosion av pannor och skorstenar nämnas.

Då det gäller spareffekten genom olika åtgärder åskådliggörs denna bäst genom att årsbehovet av bränsle anges för de situationer som skall studeras. Denna beräknas enligt

$$M = T \cdot i \cdot P_t / H_u \quad (15)$$

ÖVERFÖRINGSVERKNINGSGRADER

Verkningsgraden för överföring av värmen från t.ex. en panna till radiatorer eller annan värmare bestämmas av

- o rörledningarnas isolering
- o rörledningarnas dimensioner
- o rörledningarnas längd
- o temperaturer.

I det följande skall η_t bestämmas för en rad fall. Det säger sig själv att beräkningarna av detta slag blir överslagsmässiga om de skall kunna generaliseras. Överslagsmässigheten spelar dock mindre roll i de flesta fall alldenstund $\eta_t \approx 1$. I tabell 3 ges data för olika typfall.

Förbättringar genom bättre isolering ger således små vinster vid de förbättranden som här studerats.

Tabell 3. Typfall för beräkning av ledningsförluster, alla dimensioner i m. λ_i W/mK för isolering.

Fall nr	Avser	Framledning/Retur i källare	Max.transp. effekt kW	Stigare	η_t
1	Villa (pump)	$d_i = 0,04$ isol. $d_y = 0,07$ $\lambda = 0,025$ $L = 4 \cdot 2$	20	$d_i = 0,015$ isol. $d_y = 0,025$ $\lambda = 0,025$ $L = 18 \cdot 2$	0,997
1a		$d_i = 0,04$ oisol. $L = 4 \cdot 2$		$d_i = 0,015$ oisol. $L = 18 \cdot 2$ fril.	0,997
1b	(själv-cirkulation)	$d_i = 0,05$ oisol. friligg. $L = 4 \cdot 2$		$d_i = 0,025$ oisol. friligg. $L = 18 \cdot 2$	0,996
1c		$d_i = 0,04$ oisol. $L = 4 \cdot 2$		$d_i = 0,025$ oisol. rör i slits $L = 18 \cdot 1$	0,996
2	Villa (pump)	$d_i = 0,04$ isol. $d_y = 0,07$ $\lambda = 0,025$ $L = 4 \cdot 2$	5	$d_i = 0,015$ isol. $d_y = 0,025$ $\lambda = 0,025$ $L = 18 \cdot 2$	0,999
2a		$d_i = 0,04$ oisol. $L = 4 \cdot 2$		$d_i = 0,015$ oisol. $L = 18 \cdot 2$	0,993
2b	(själv-cirkulation)	$d_i = 0,05$ oisol. $L = 4 \cdot 2$		$d_i = 0,025$ oisol. $L = 18 \cdot 2$	0,997
2c		$d_i = 0,04$ oisol. $L = 4 \cdot 2$		$d_i = 0,025$ oisol. $L = 18 \cdot 2$	0,996
3	Flerbostadshus (pump)	$d_i = 0,07$ isol. $d_y = 0,10$ $\lambda = 0,035$ $L = 25 \cdot 2$	50	$d_i = 0,015$ isol. $d_y = 0,025$ $\lambda = 0,035$ $L = 30 \cdot 2$	0,993
3a		$d_i = 0,07$ oisol. $d_y = 0,07$		$d_i = 0,25$ oisol. friligg.	0,999
3b		$d_i = 0,04$ oisol. $L = 4 \cdot 2$		rör i slits	0,990

REGLERVERKNINGSGRADEN

En bedömning av reglerverkningsgraden är alltid svår att göra. Den sammanhänger med reglersystemets förmåga att snabbt ta hänsyn till värmestillskott, ändringar i belastningen (t.ex. genom variationer i integrationen). Här skall endast en överslagsbedömning göras.

För ett system avsett att ge 20°C vid normaldrift kan störningar av olika slag inträda. Sådana störningar (t.ex. värmestillskott) kan vara av storleksordningen 1 kW i maximalfallet. Detta motsvarar $\frac{1}{7} \cdot 20 = 3^{\circ}\text{C}$, som maximal temperaturstegring. Intermittensen torde här vara stor och det förefaller ej orimligt att tänka sig att variationer kan inträffa med intervallet 1:7. Verkningsgraden η_r blir då

$$1 - \frac{3}{7 \cdot 20} = 0,98$$

Är villan energisnål kan verkningsgraden bli 0,96. Tydligt är att man vid energisnåla hus måste ha bättre regleringsanordningar än vid äldre byggnader. För flerbostadshus är η_r högre. Det kan här vara lämpligt att räkna med värdena 0,93 respektive 0,98 för de två typfallen.

Sammanfattning

Överföringsverkningsgraden, η_t , varierar inom

$$0,99 \leq \eta_t \leq 0,999$$

för olika förhållanden vad gäller ledningsförläggning m m.

För reglerverkningsgraden, η_r , gäller överslagsmässigt

$$0,96 < \eta_r < 0,98$$

för villor respektive

$$0,93 < \eta_r < 0,98$$

för flerbostadshus.

Dessa värden bör beaktas för den slutliga energibehovsbedömningen. I det följande - där η_0 behandlas - har detta ej skett. Av naturliga skäl kan det först ske då tillförselanordning och hustyp kombineras.

TILLFÖRSELANLÄGGNINGAR

Översikt

Med utgångspunkt i de typhus som presenteras i tabell 1 och 2 har olika situationer analyserats. Analyserna

syftar till att visa på inverkan av bränsleförbrukningen vid energisparande

till att visa på inverkan av "verkningsgradshöjande" åtgärder

till att visa på effekterna av ett bättre effektval

till att visa på effekterna av anslutning av fler förbrukare till en (överdimensionerad) anläggning.

Vidare har analyserna indelats i

oljepannor för villor

vedpannor för villor

gaspannor för villor

elpannor för villor

oljepannor för flerbostadshus

vedpannor för flerbostadshus

samt vissa kombinationer mellan bränslen/sol

oljepannor för villor i kombination ved/sol

oljepannor för flerbostadshus i kombination

ved/sol.

OLJEPANNOR FÖR VILLOR

Villapannor för olja karakteriseras av data enligt tabell 4. Tabellen ger "normaldata" hämtade från kataloger och statistiska undersökningar, se bl.a. Peterson, Karvounis (1984).

De angivna storheterna är i dag alla ovillkorliga. T.ex. gäller för sambandet mellan oljeflöde och gastemperatur, θ_g , vid pannans rökrör (Peterson (1974))

$$\theta_g = 90 + 910 \cdot \exp\left(-\frac{C}{v(\text{CO}_2) \dot{m}}\right) \quad (16)^1$$

där \dot{m} är oljeflödet och $v(\text{CO}_2)$ CO_2 -halten vid förbränningen. Konstanten C beror på pannkonstruktion och väljs så att de samhörande värdena på θ_g , $v(\text{CO}_2)$ och \dot{m} enligt tabell 1 innehålls.

Vidare föreligger självfallet ett samband mellan verkningsgrad och intermittens, se ovan, men också ett mellan det aktuella fallets värmebehov, E_n , oljeflöde, \dot{m} , och verkningsgrad, $\bar{\eta}$, för året

$$\bar{\eta} \cdot \dot{m} \cdot T \cdot H_u = E_n$$

Värmebehovet, E_B , bestäms dels av varmvattenbehovet dels av behovet för att täcka ventilations- och transmissionsförlusterna, se sid 7.

Förutom årsverkningsgraden kännetecknas pannan och brännaren av en förbränningsverkningsgrad och en maximalverkningsgrad. De - liksom den ovan nämnda intermittensgraden - är beroende av pannstorlek, brännarens "kapacitet" och behovet av värme. Ett lågt bränsleflöde ger bättre verkningsgrad och högre intermittensgrad än ett högt osv.

1) I ekv. (16) är 90°C vattentemperaturen. 910°C är temperaturdifferensen mellan gaserna och vattnet vid konvektionsdelens början.

Tabell 4. Normaldata för oljeeldade villapannor.

Storhet	Värde	Enhet	Anm.
Area, mantel	2,5	m ²	} Avser enkelpannor. Vid dubbelpannor ökas arean med ca 75 %
luckor	0,15	m ²	
Temp. mantel	50	°C	} Avser äldre normalisolerade pannor vid god mantelisolering 35°C.
luckor	100	°C	
Oljeflöde, \dot{m}	1,8	kg/h	
Värmevärde	11600	Wh/kg	
CO ₂ -halt	9		
Värmeövergångs- koefficient			
mantel	9	W/m ² K	
luckor	13	W/m ² K	
Gastemperatur	200	°C	
Drifftid	~2000	h/år	
Intermittensgrad	~1/5	-	
Oljebehov	4	m ³ /år	
	3,7	ton/år	
Genomströmning	10	%	av normalt gasflöde

Ytterligare några randvillkor skall nämnas. Effekten från pannan skall givetvis kunna klara dagar med DUT för orten. Helst skall ca 25 % överkapacitet föreligga för att huset skall kunna uppvärmas snabbt efter en djup köldperiod och slutligen skall intermittensgraden vara identisk med drifftiden genom den totala tiden anläggningen är tillgänglig och med totala oljeflödet dividerat med det maximalt möjligt tillförda.

För normalfallet och andra fall anges beräknade värden i bild 10. Bildens data avser det fall att man med en värmepanna så konstruerad att man vid 9 % CO₂ och bränsleeffekten 3 kg/h får en gastemperatur om 200°C och oljebehovet 4 m³ per år.

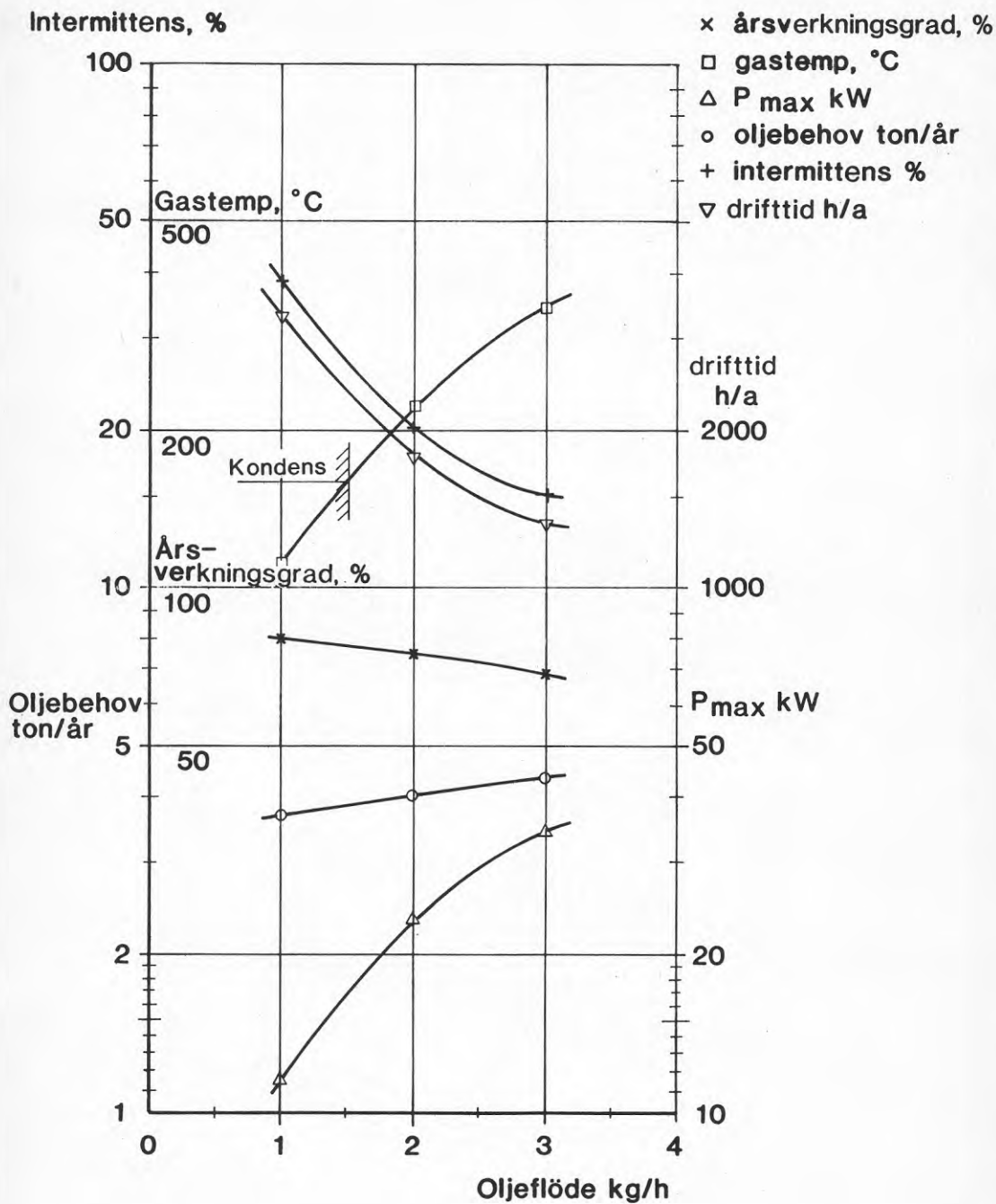


Bild 10.

Verkningsgraden varierar här från 0,68 (vid oljeflödet 3 kg/h) till 0,80 (vid oljeflödet 1 kg/h).

Utöver pannan i normal stålqualität torde icke lägre gas-temperatur än 160°C kunna accepteras (vid "rostfri" skorsten), vilket enligt bilden ger ett lägsta tillfört oljeflöde om 1,5 kg/h och då en årsverkningsgrad av 0,78. Oljebehovet blir vid denna gränslast enligt bilden ca 3,8 ton/år mot normalfallets 3,9 ton/år. Vinsten genom den stora flödesstrympningen (med viss risk för korrosion) är således blygsam motsvarande 100 kg/år. Intermittensgraden är låg både vid det nämnda gränsfallet (28 %) och vid normalfallet (22 %).

Inverkan av geografiskt läge, husisolering och husstorlek

Vore anläggningen placerad i en annan byggnad på en annan ort eller ett liknande hus beläget på samma ort men bättre isolerat kommer behovet av värme att ändras. Härvid - om man har samma oljeflöde som förut - blir intermittensgraden en annan och därmed verkningsgraden och oljebehovet. En smärre ändring från huskonstanten 6,5 kW/graddag till 7 kW/graddag - vilket motsvarar ett otätare hus - ger en obetydlig ändring i prestanda och oljebehov, se bild 11.

Fortfarande ligger pannans driftpunkt fast vid 1,8 kg/h 200°C vid 9 % CO_2 .

Verkningsgraden ligger här antingen högre än i förra fallet men denna förbättring räcker ej att täcka det större värmebehovet. Vid det lägsta - med hänsyn till korrosion - godtagbara oljeflödet blir nu oljebehovet 4 ton/år mot 3,8 i föregående fall. En merkostnad av ca 400 kr/år är således resultat. Motsvarande värden erhålls för orter och hus för vilka produkten av spec. värmebehovet och huskonstanten är 29 000 i senare och 27 000 kWh/år i föregående fall.

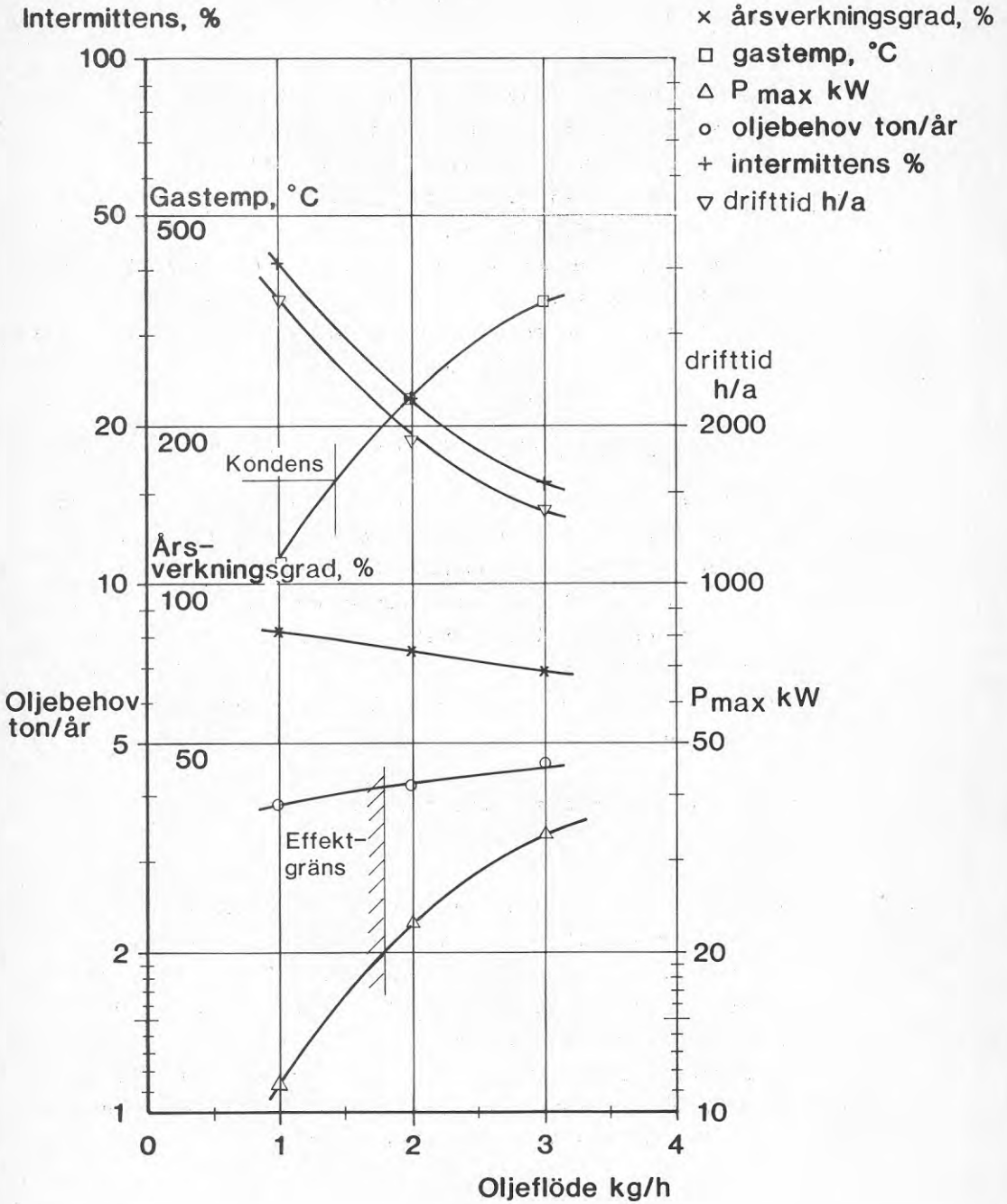


Bild 11.

Inverkan av pannändringar

För en oljeeldad värmepanna som är konstruerad att vid 2 kg olja per timme ge en förbränningsgastemperatur om 200°C erhålls de data bild 12 ger. Gastemperaturen efter pannan stiger ca 30°C i jämförelse med normal fallet, men någon större inverkan på verkningsgraden får man ej. Årsverkningsgraden blir praktiskt taget densamma som vid den tidigare betraktade konstruktionen (bild 10).

Vore anläggningen placerad på en varmare ort, huset mindre eller mycket välisolerat (specifikt värmebehov x huskonstant = 15 000) t.ex. så att endast *ca* halva behovet krävs erhålls värden enligt bild 13. Medan värmebehovet i förra fallet var 31 000 kWh/år (varav 4 000 kWh för varmvatten) är det i detta senare fall 19 000 kWh/år (fortfarande 4 000 kWh för varmvattenberedning). Minskningen är således då det gäller behovet 39 %. Oljeanvändningen vid t.ex. flödet 2 kg/h är i de båda fallen 4 ton/år respektive 3,8 ton/år dvs minskningen 30 %. Den stora pannan (nära en normal panna med retarder) ger vid drift för en så liten byggnad en kraftig försämring av årsverkningsgraden. Från bild 12 och 13 ser man att den sjunker med 10 %-enheter. Av samma skäl sjunker intermittensen kraftigt. Att använda dagens stora pannor på energisnåla hus är därför icke tillrådligt (även om oljebehovet endast sjunker marginellt) om man ej sänker oljeflödet, se Peterson (1984a).

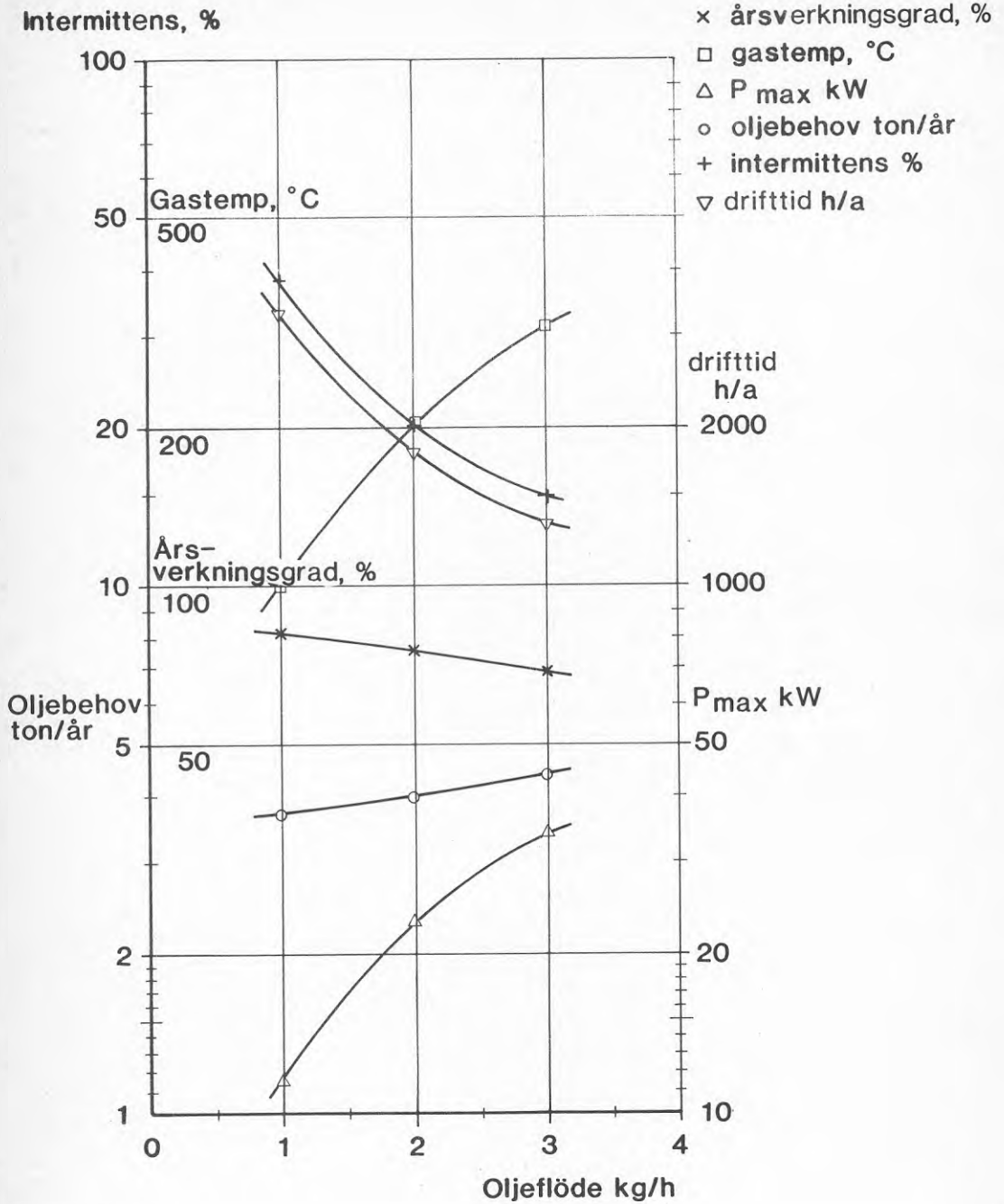


Bild 12.

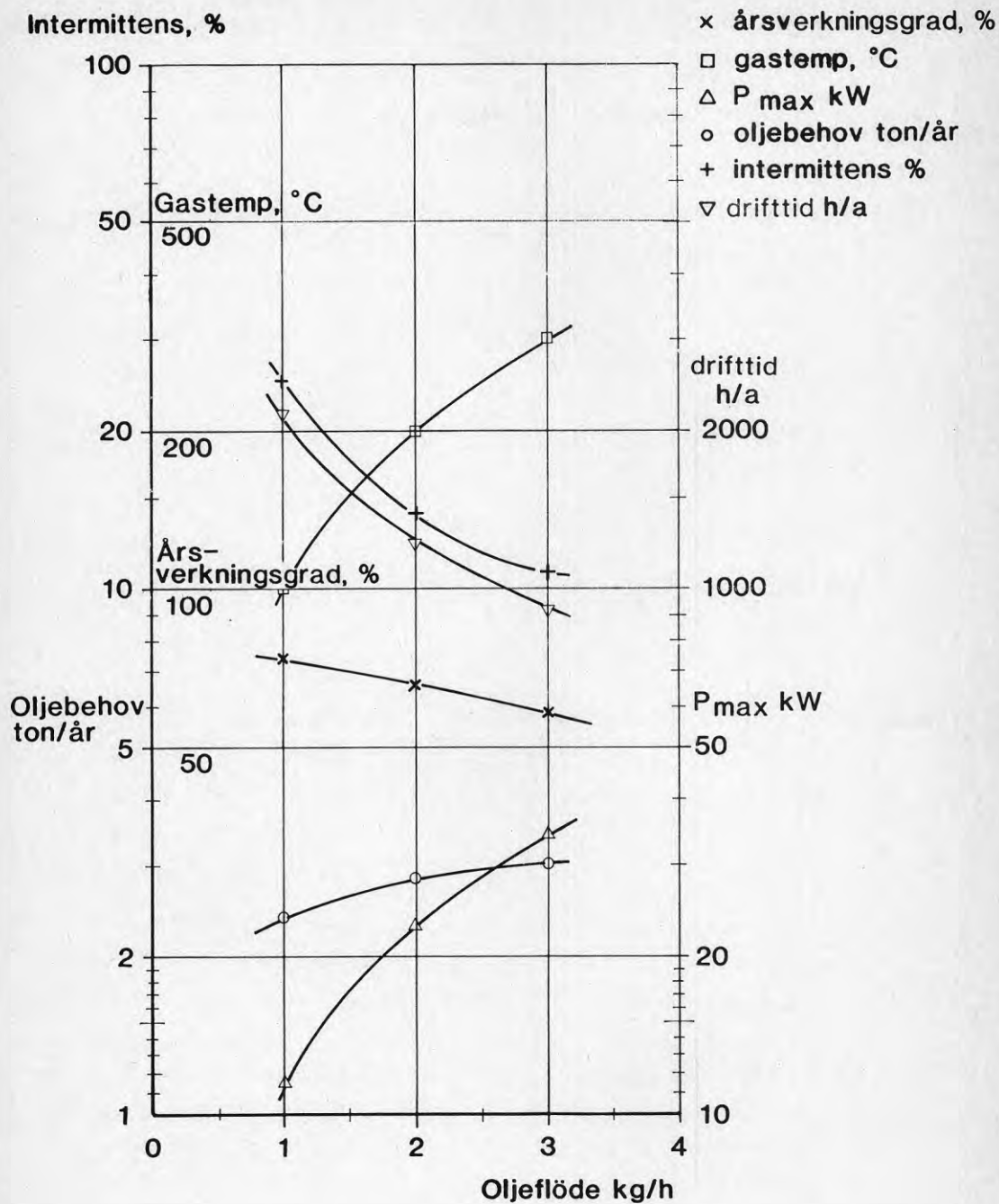


Bild 13.

Sammanslagning av fler hus till en anläggning

Här ser vi en möjlighet att utnyttja de stora effekter som småhus ofta är utrustade för. Normalt är ett radhus värmebehov för transmission 5-7 kW. Genom tilläggsisolering etc kan det sänkas. Värmeeffekten från en villapanna är ofta 20-25 kW (se bild 10-13), dvs 2-2,5 gånger båda husens effektbehov! Differensen torde väl räckta till badvattenberedning eller duschning! Två villor skulle därför ofta kunna gå samman om en gemensam panna. I bild 14 visas resultat av ett sådant samgående¹⁾.

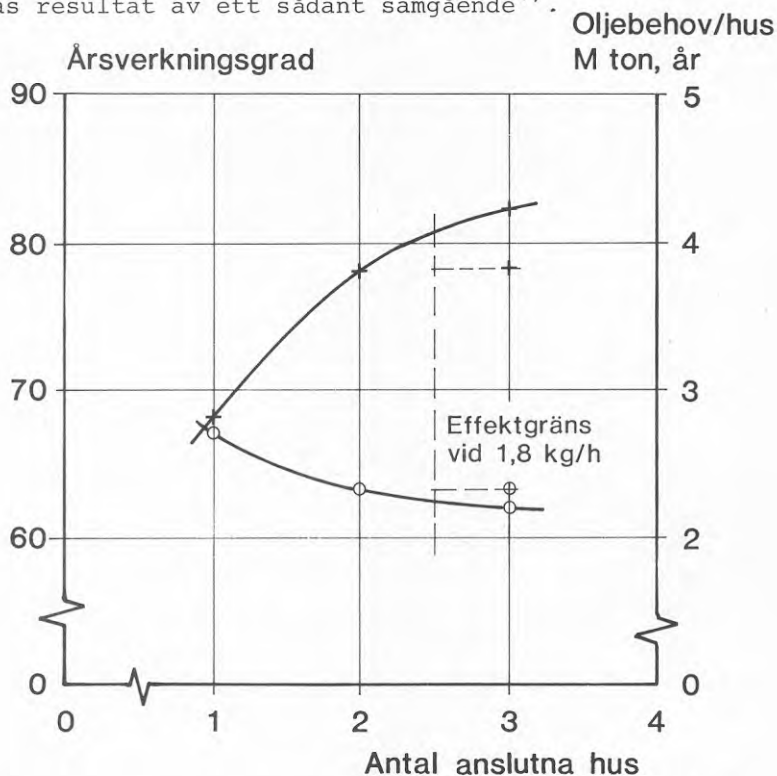


Bild 14. Effekten av att ansluta flera hus ($C_H = 3,6$ kWh/ggrd) till en gemensam panna (normal panna). Den inlagda effektgränsen (1,8 kg/h) svarar mot att man kommer att behöva 2 dygns uppvärmningstid efter en DUT-period. Byter man till munstycke för 2,5 kg/h erhålls verkningsgrad och oljebehov enligt streckat förlopp.

1) Det kan här uppstå svårigheter av adm. karaktär och dessutom fårman räkna med kulvertkostnader m m. Vid radhus (eller kedjehus) är dock de senare små jämförda med de energivinster som nås.

Vid övergång till att 2 hus försörjdes av en panna (nämligen en "normal panna") blir oljebehovet $1,9 \text{ m}^3$ mot $2,3$ vilket ger en besparing av 17 % och vid tre anslutna hus blir besparingen från $2,3$ till $1,8$ ton/år eller 22 %. Vinsten blir således störst vid parvis sammanslagning för att senare avta. Den stora vinsten beror på att intermittensen stiger kraftigt genom sammanslagningen. Genomströmningsförlusterna sjunker härvid kraftigt, liksom de procentuella pannförlusterna.

För fler anslutna hus (värmebehov $> 50\ 000$ kWh/år) får man med samma panna svårigheter att klara DUT-perioden.

Trimning av oljepannor

Genom trimning av oljepannor kan verkningsgraden ökas¹⁾. Vi skall i det följande se närmare på ökningens storlek. Beräkningarna tar sin utgångspunkt i normalfallet.

Enbart CO_2 -halten ökas (genom trimning av brännaren). Detta ger stor effekt eftersom en ökad CO_2 -halt ger lägre gasflöden och också lägre avgastemperatur. I bild 10 ges data för normalfallet, i bild 15 för 13 % CO_2 . De gränsvärden som anges i bild 15 svarar mot 180°C (högsta för icke kondensrisk i skorsten), 160°C ²⁾ lägsta för icke kondensrisk i pannan). Genom användning av korrosionströga material (sådana har framtagits under senare år) har värden ned mot 100°C tillämpats. Verkningsgraden stiger då från normalvärdets 74 % till 84 %! Detta motsvarar en besparing av 16 %.

Man kan notera att

$$\frac{d\bar{\eta}}{d(\text{CO}_2)} = 0,25 \%$$

inom det aktuella intervallet för CO_2 -halten.

1) Detta behandlas också av Peterson et al (1984).

2) Där också effektgränsen ligger.

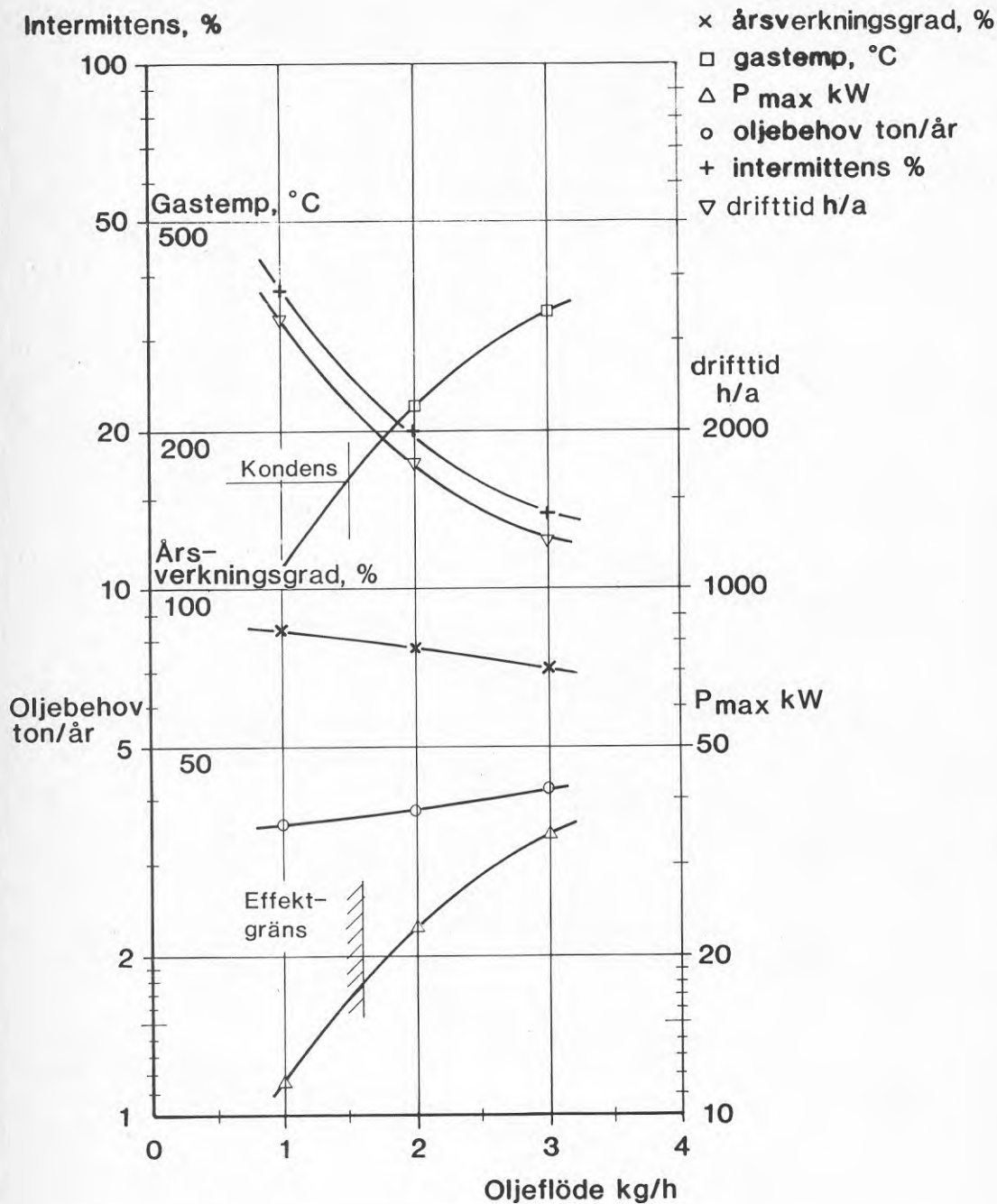


Bild 15. Data för normalpannan (2 kg, 200°C) med vid $\text{CO}_2 = 13\%$ (i bild 10 gäller 9%).

Tilläggsisolering av luckor och mantel så att temperaturerna hos dessa sjunker till 50 respektive 25°C resulterar i en ändring av verkningsgraden vid 13 % CO₂ från 0,69 till 0,76 och vid 9 % CO₂ från 0,66 till ca 0,72 dvs med 2 respektive 3 %-enheter (alla data för 1,8 kg/h, 200°C gastemperatur), se bild 16a¹⁾.

Retarder så utformad att pannans avgaser vid normalfallet är 160°C (vilket kräver rostfritt insatsrör) ger en verkningsgrads förbättring med 1 %.

Avgasvärmeväxlare efter pannan kan medge ytterligare sänkt temperatur. Sänks den till 60°C (vilket ej ger vattenutfällning) ökas verkningsgraden ytterligare med ca 5 %, se bild 16b.

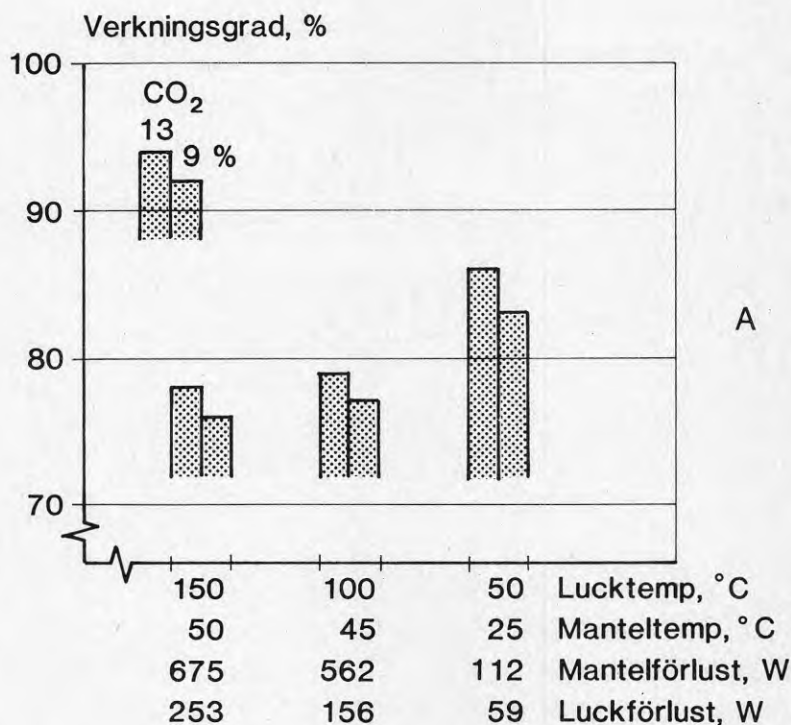


Bild 16a.

1) Observera att vid mindre munstycke stiger verkningsgraden.
En ändring av flödet ger $d\eta_o/d\dot{m} = 10\%$!

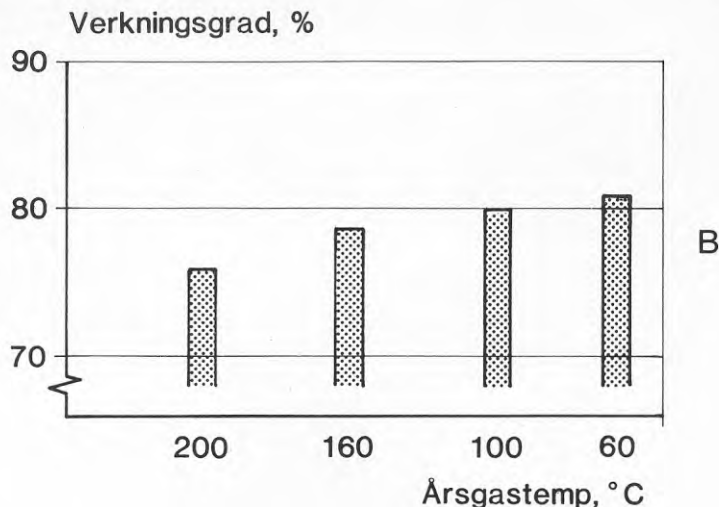


Bild 16b.

Tätning av pannan ger en verkningsgradsökning av ca 1 % från ett läckage motsvarande 10 % av normalt utförande vid drift till helt tät.

Slutlig verkningsgrad vid drift med enbart oljeeldning

För drift med enbart oljeeldning och under följande förutsättningar

- o CO₂ 14 % (bedömd högsta i praktisk drift)
- o CO 0 % (bedömd lägsta i praktisk drift)
- o gastemperatur 100°C
- o isolerad panna enligt ovan
- o två hus kopplade till en panna
- o tät panna vid stillestånd

fås en årsverkningsgrad av ca 95 %. Det förusätts här en mycket god skötsel¹⁾.

1) Ytterligare vinst kan göras vid s.k. kondenspanna, se Peterson (1984b).

Inverkan av geografiskt läge, husstorlek m m

Vi skall även här se på inverkan av en rad olika faktorer. Först inverkan av geografiskt läge (graddagar) och hustyp (huskonstant). Produkten av dessa storheter är för normalfallet 27 000 kWh medan ett stort eller kallt beläget hus bör representeras av 45 000 kWh och ett gott och i mildt klimat beläget hus svarar mot 15 000 kWh. För de båda senare storheterna anges driftresultaten i bild 17a och 17b.

Bild 17a visar förhållandena vid det större eller mer energikrävande huset. Här kan man genom att använda lågt oljeflöde nå ca 0,80 % i verkningsgrad medan man vid 3 kg bränsle per timme trots allt får 0,76! Att minska bränsleeffekten under ca 2,5 kg/h är icke möjligt eftersom effekten från pannan då ej täcker husets värmebehov.

För det energisnåla huset är pannan alldeles för stor, se bild 17b varför verkningsgraden blir låg! Även vid små munstycken (1,5 kg/h) når verkningsgraden ej över 75 %. I Peterson (1984c) går vi närmare in på detta problem.

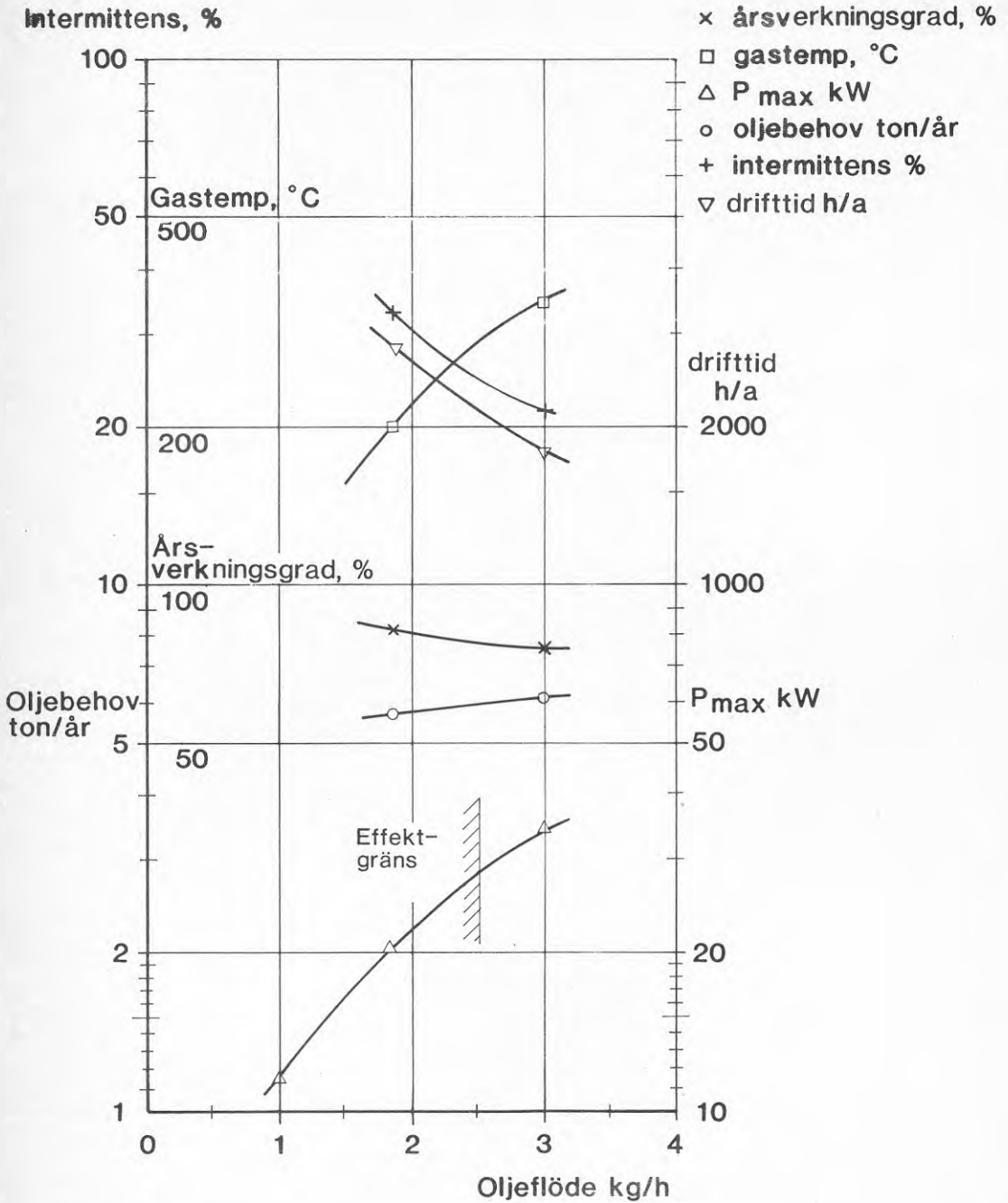


Bild 17a.

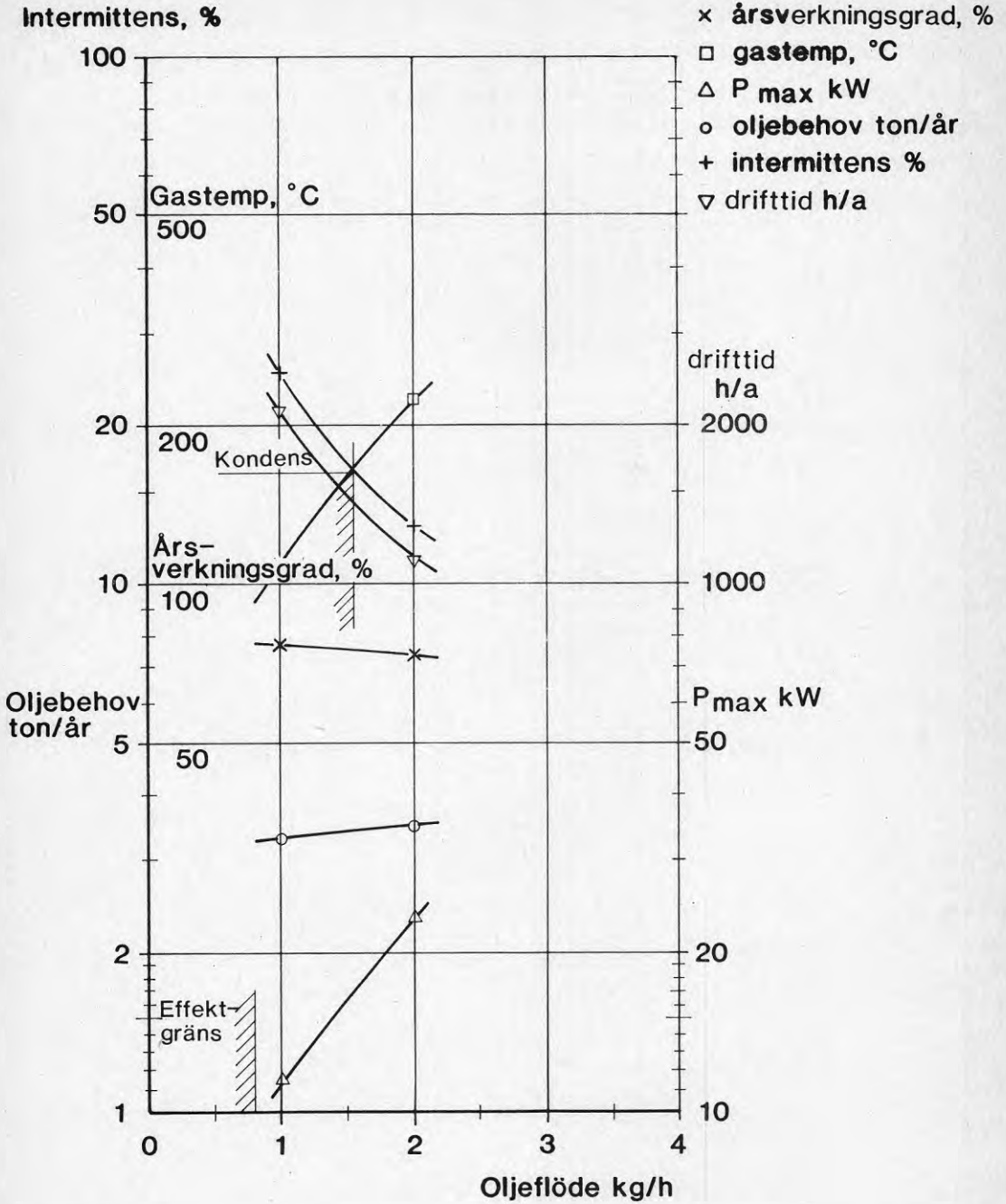


Bild 17b.

VEDPANNOR FÖR VILLOR

Modellen för en villapanna för ved är i stort uppbyggd som den för olja, några förluster tillkommer dock. Dels är mängden oförbränt normalt större, se Mavroudis (1982), dels finns en risk för förluster genom tjärångor. För normala pannor kan dessa förluster tillsammans med att vedpannorna är större än oljepannorna ge en lägre verkningsgrad än man har vid oljeeldning. I bild 18 ges resultatet av drift med en panna enligt tabell 4 och vid ett hus enligt tabell 1.

Tabell 4. Normaldata för vedeldad villapanna.

Storhet	Värde	Enhet
Area, mantel	3,5	m ²
luckor	0,25	m ²
Temperatur		
mantel	35	°C
luckor	100	°C
Vedbehov	4	kg/h
Värmevärde	4000	kWh/kg
CO ₂ -halt	15	%
CO-halt	1	%
Värmeövergångskoef.		
mantel	9	W/m ² K
luckor	13	W/m ² K
Gasttemperatur	300	°C
Drifttid	2500	h/år
Intermittensgrad	1/4	-
Vedbehov	12	ton/år
Tjärångor	1	% per % CO ₂ > 10

Några särdrag för den vanliga vedpannan är

- o relativt låg CO₂-halt
- o ganska otät
- o hög avgastemperatur
- o hög CO-halt
- o hög halt av tjärångor.

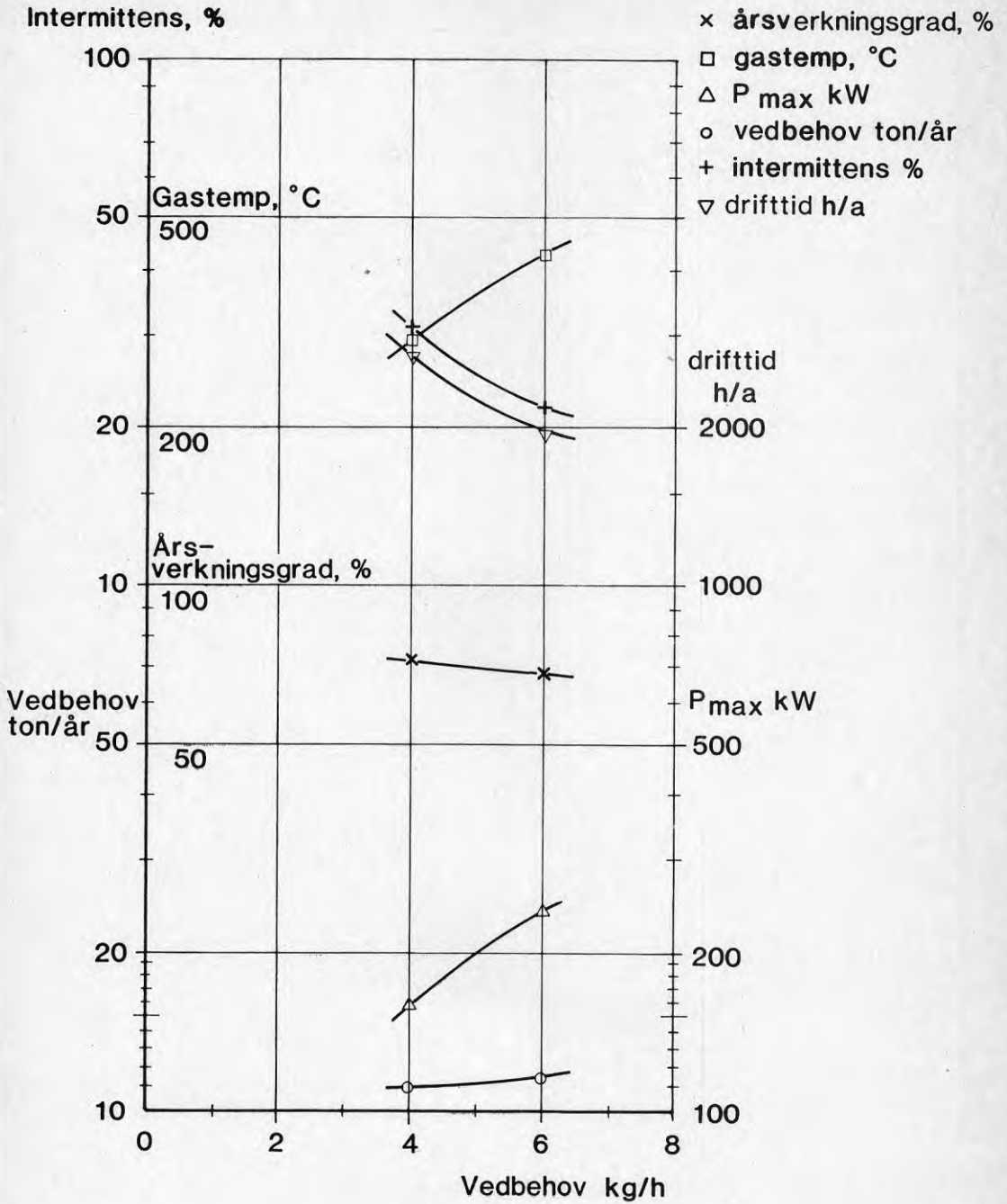


Bild 18.

Verkningsgraden varierar från 0,71 till 0,68 då medelbelastningen går upp från 4 till 6 kg ved per timme (vid eldning). Detta beror på att gastemperaturen stiger kraftigt med ökande belastning. Maximalvärdet för gastemperaturen kan här sättas vid ca 50°C och den aktuella pannan kan därför bara användas för ca 5 kg vedbränsle/h.

Vinsten genom att slå samman värmesänkor till en central

Liksom vid oljeeldning kan man använda samma värmepanna för flera hus. Pannornas effekt är i allmänhet tillräckligt stor för att man skall kunna försörja 2 eller 3 hus med en panna som nu används för ett enstaka hus. Sammanslagning är dock än mindre aktuell vid vedeldning som vid oljeeldning eftersom ved normalt icke används inom radhusområden eller annan tät bebyggelse med enfamiljshus.

I bild 19 visas hur man med en panna som eldas med 6 kg/h kan spara genom att ansluta 2 olika värmesänkor. Även här får man en stor vinst då man försörjer två hus från en panna.

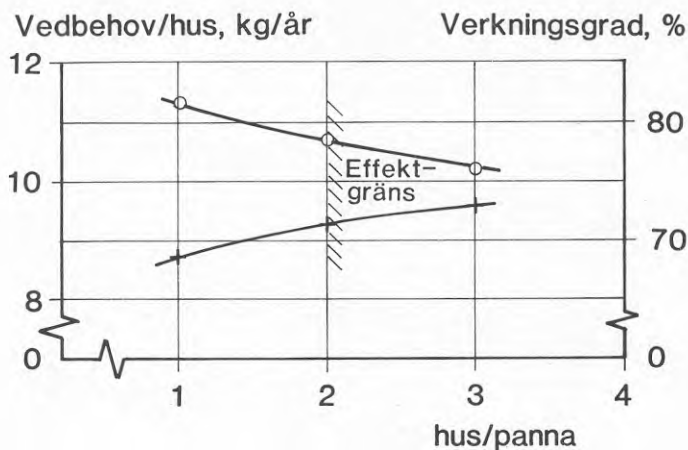


Bild 19.

Förbättringar hos pannorna

I detta avsnitt skall vi studera förbättringar i pannkonstruktionen. Till dessa hör förbättringar i isolering (medeltemperatur 25°C , lucktemperatur 50°C) bättre tillförsel en sekundär luft (som minskar tjära i gaserna) och i någon mån förbättring av pannans täthet.

Förbättring av isoleringen enligt ovan ger värden enligt bild 20 vid normalfallet. Vinsterna kan synes små, men bör sannolikt betala merinvesteringen.

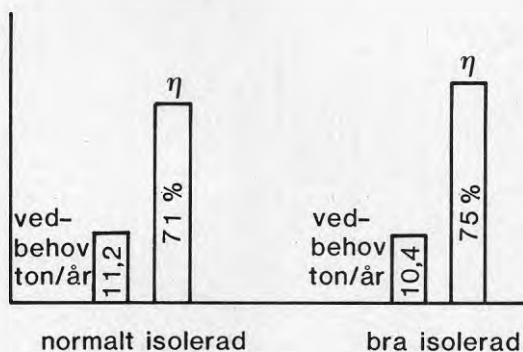


Bild 20.

Minskning av pannvolymen (vilken här ses som en metod att minska isoleringsförlusterna men också givetvis förbilliga pannan) till en storlek lika oljepannans ger dock en mycket liten verkningsgradsförbättring om luckor och mantel är isolerade väl.

Tillförsel av sekundärluft på bättre sätt kan minska förlusterna genom oförbrända tjärångor. Uppträder tjärångor först vid $\text{CO}_2 \geq 15\%$ erhålls data enligt bild 21. Verkningsgraden stiger kraftigt (mot 80 % vid normalfallet). Lämplig tillförsel av sekundärluft minskar också risken för sotbildning, se Mavroudis (1983).

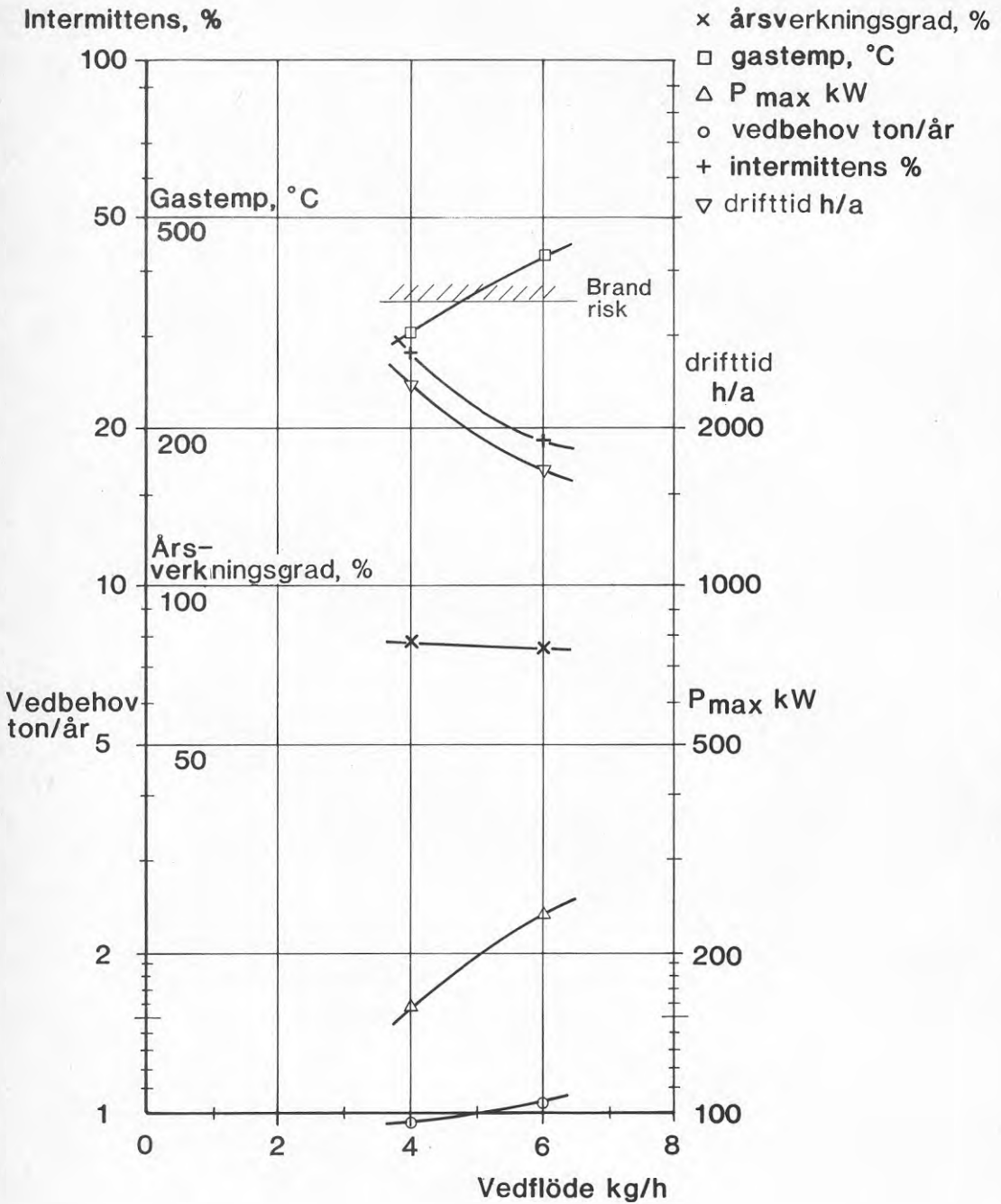


Bild 21.

Förbättring av sotbildningen och därmed möjligheterna att nå längre i verkningsgrad kan åstadkommas genom eldning med fuktig ved, se Mavroudis (1982) och Peterson (1982). Härvid nedbringas också halten oförbränt. Värmevärdet behöver ej försämrans om pannan utförs så att den extra fukten i veden får kondensera i pannans kallaste konvektionsparti. Sätts gasens sluttemperatur till 90°C får vi därmed förbättringar enligt bild 22. 500 kg ved kan tydligen sparas och dessutom minskar belastningen på miljön.

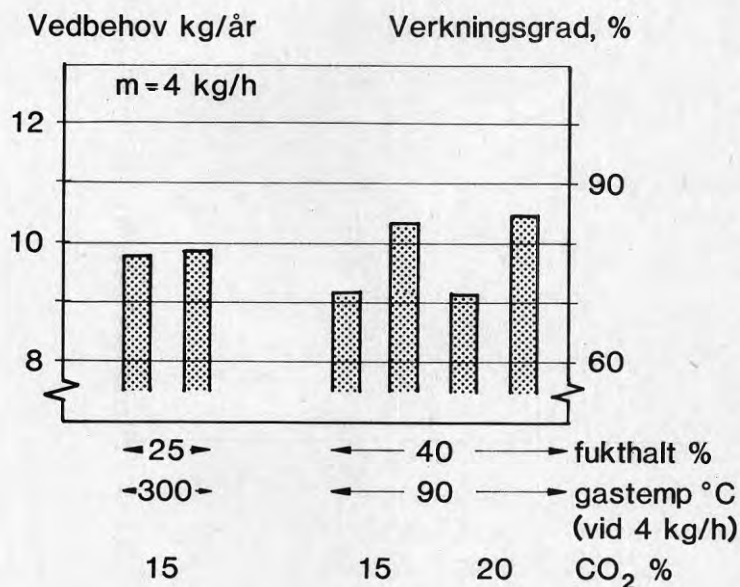


Bild 22.

Driftsmässiga förändringar kan vara att förbränna "optimalt", dvs utan tjärutsläpp. Skulle detta vara möjligt erhåller man för 20 % CO_2 och det senast visade fallet en slutlig verkningsgrad av 80 % medan man med den bättre tjärbildningen (bild 22) når 85 %.

Fullständig kondensering av vattnet kan erhållas genom lämplig konstruktion av pannan. Vid eldning med låg sotbildning, se ovan, bör detta ej föranleda några besvär. Ytterligare 5 % torde gå att vinna.

Val av panna spelar som vi sett stor roll för driftsekonomin (liksom för installationskostnaden). Det normalfall vi studerat här - som läsaren säkert noterat har för stor panna för normalhuset (jämför bild 10). Betydelsen av pannan anpassning visas i Peterson (1984c).

GASPANNOR FÖR VILLOR

Gaspannor kännetecknas av mindre sotbildning även vid hög CO_2 -halt, smäckra konstruktioner med små areor och små luckor. Låga gastemperaturer möjliggörs som en följd av den låga svavelhalten i bränslet. Detta gör att man kan använda låga fasflöden och därmed få hög intermittens och hög verkningsgrad. Tabell 5 ger normala data använda i detta sammanhang.

Tabell 5. Normaldata gaspanna.

Storhet	Värde	Enhet
Area, mantel	1,5	m^2
luckor	0,1	m^2
Temperatur		
mantel	30	$^{\circ}\text{C}$
luckor	50	$^{\circ}\text{C}$
Gasflöde	1,5	kg/h
Värmevärde	8000	Wh/kg
CO_2 -halt	15	%
CO-halt	0	%
Värmeövergångskoeff.		
mantel	8	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
luckor	8	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
Gastemperatur	100	$^{\circ}\text{C}$
Drifttid	3000	h/år
Intermittens	1/4	-
Gasbehov	3,5	ton/år
Genomströmning	5	% av normalt gasflöde

Vi skall - liksom förut - studera pannornas ekonomi under olika förutsättningar.

I bild 23 ges resultat för normalhuset (tabell 7) och den här skisserade gaspannan. Som framgår av bilden varierar här $\bar{\eta}$ inte starkt med belastningen på pannan men en viss vinst står

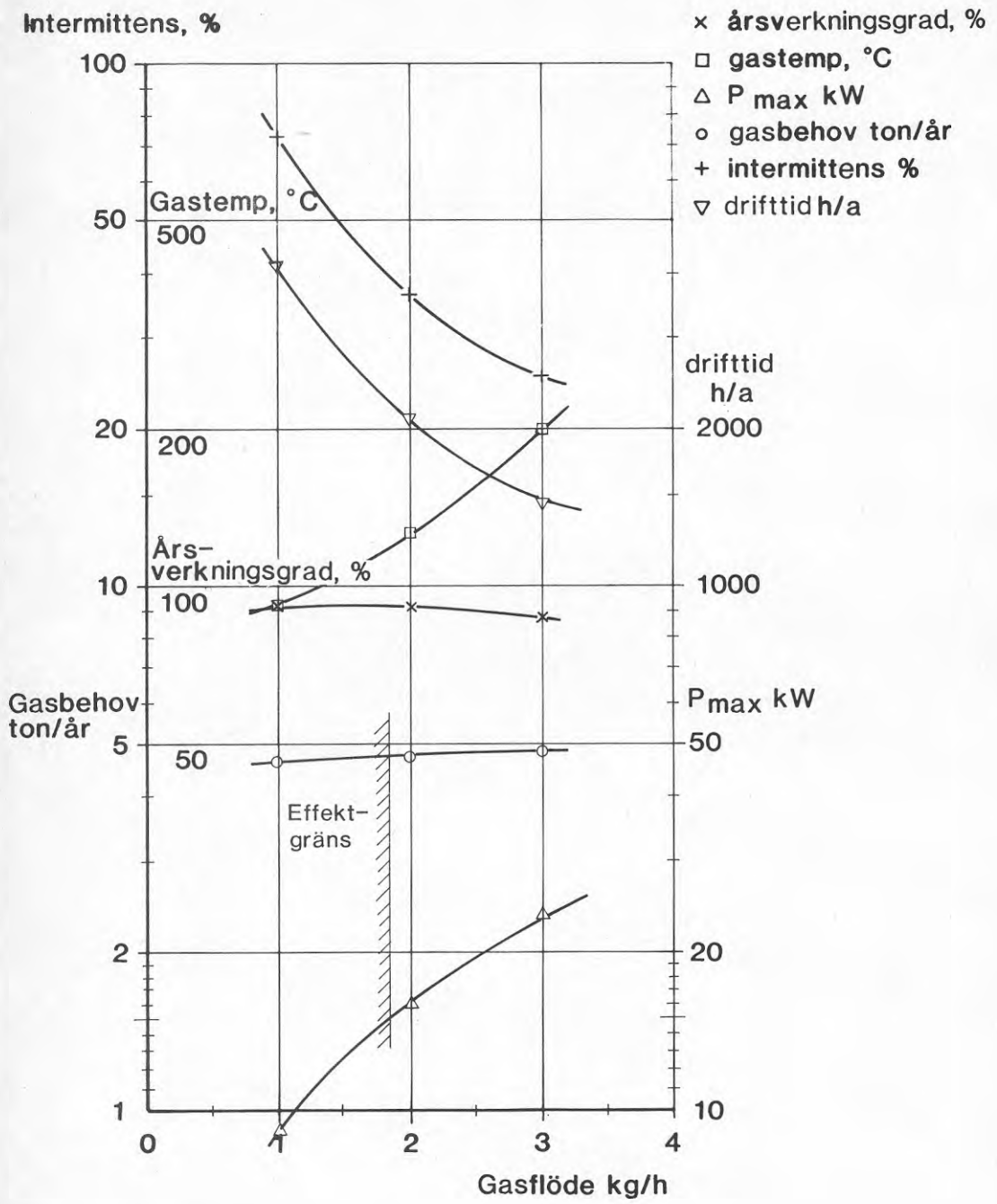


Bild 23.

givetvis att få genom att välja lagom (liten) panna. I bild 24 redovisas för den aktuella pannan data då den används för en energisnålt hus (huskonstant 3,5 kW/graddag) men i det tidigare klimatet (4200 graddagar).

Några större verkningsgradsförändringar uppträder ej som visades i föregående fall. Däremot sjunker givetvis gasbehovet. Bilderna kan läggas till grund för en bedömning av vinsten genom att använda en panna för två hus i stället för ett. I bild 25 redovisas detta.

Här blir som framgår av bilden vinsten liten. Detta hör ihop med att intermittensgraden endast obetydligt påverkar detta slag av panna.

Bland de få förbättringsmöjligheter normalfallet rymmer av en *förbättrad* isolering. Denna liksom ytterligare minskning av pannytan (till 1 m^2) ger en ökning av $\bar{\eta}$ till 0,94 (5 %-enheter) vid flödet 1,5 kg/h (mindre huset). Det kan uppenbarligen vara lönsamt beroende på gaspris m m.

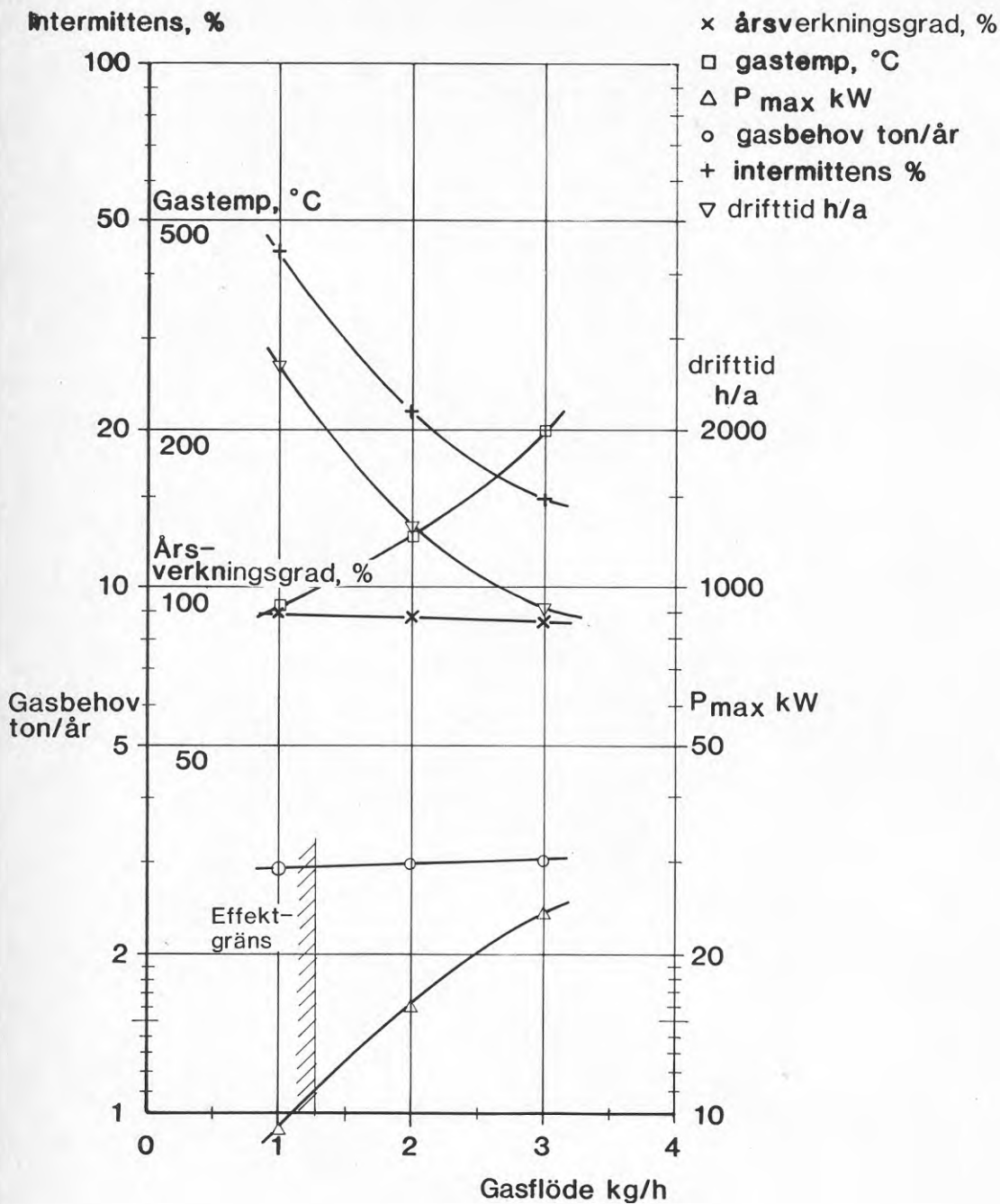


Bild 24.

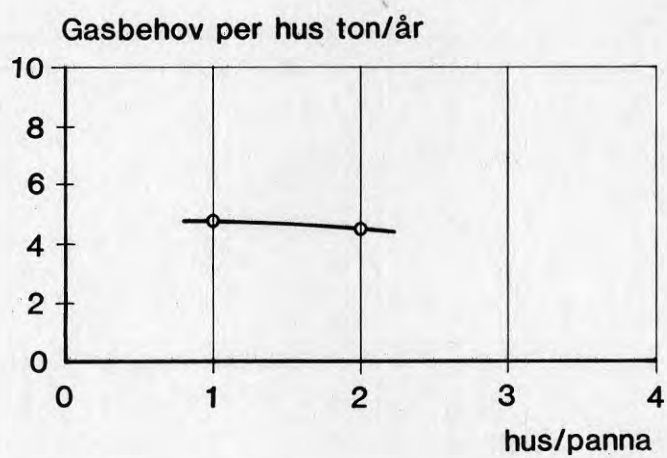


Bild 25.

ELPANNOR FÖR VILLOR

Också elpannor har låga förluster. Egentligen förekommer endast mantel- och luckförluster. Data se tabell 6.

Tabell 6. Normalvärden elpanna.

Storhet	Värde	Enhet
Area		
mantel	1	m ²
luckor	0,1	m ²
Temperatur		
mantel	35	°C
luckor	50	°C
Värmeövergångs- koefficient	8	W/m ² K
El-effekt	10	kW
Drifftid	3300	h/år
Intermittens	1/3	-
El-behov	33	kWh/år

I bild 26 visas data för det aktuella normalfallet. Verkningsgraden påverkas ej av tillförd effekt eftersom intermittensgraden spelar liten roll. För det visade fallet (med ett nettobehov av 31000 kWh/år) är 10 kW en alldeles för liten tillförd effekt. Täckningsbehovet är visserligen stort nog (110 % av effektbehovet) men trots det för litet för att uppstart efter en köldsvacka skall kunna klaras. Härför krävs ca 17 kW!

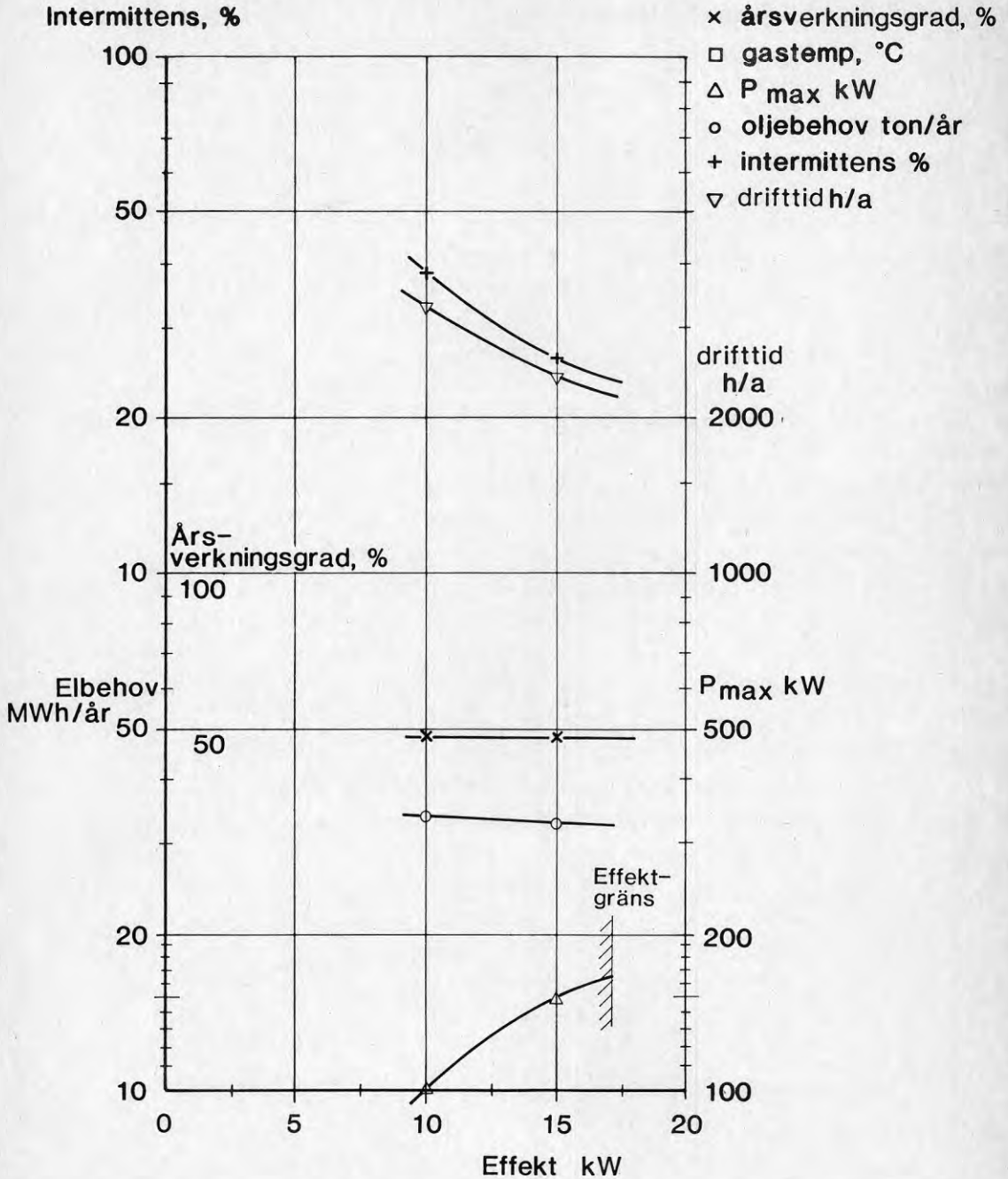


Bild 26.

OLJEPANNA MED SOLFÅNGARE FÖR VARMVATTEN

Oljeeldade anläggningar har sommartid dålig verkningsgrad. Denna kan förbättras av en solfångare används för varmvattenberedning. Ca 2000 kWh kan tillagras genom solfångare, se Widegren-Dafgård (1980). Genom denna kombination kommer intermittensen för normalfallet (tabell 1) att stiga från ca 0,24 till 0,27 och verkningsgraden till 0,82. I bild 27 visas resultaten för denna kombination.

Gränsen för risk för korrosion (160°C gastemperatur) har inlagts. 1,5 kg/h är således det lägsta oljefflöde som kan accepteras om ej specialpanna skall användas.

Verkningsgraden blir ca 0,85. Jämför vi detta mot det rena oljefallet - bild 10 - finner vi att pannans verkningsgrad stigit ca 10 %. Detta resulterar i en oljebesparing av 0,6 ton/år (ca 1800 kr). Motsvarande vinster vid större tillfört oljefflöde är (vid 2,5 kg/h) 0,8 ton/år. Vid användning av nyare pannor (med lägre intermittensberoende) blir vinsten något mindre. Vinsten synes tillräcklig för kapitalisering av en solfångaranläggning för villor! En sådan anläggning drar nämligen en investering av storleksordningen 20 000 kr. Data enligt Brandeker (1983) visar att solfångare för det aktuella användningsområdet kan försvaras ekonomiskt.

Några ord skall sägas om solfångaren. Normalt antas solfångare för varmvattenberedning ha en verkningsgrad av 0,4 över säsongen. Dåligt isolerade rör, cisterner etc kan sänka verkningsgraden till hälften. I ett sådant fall krävs icke normala 8 m^2 för att täcka behovet.

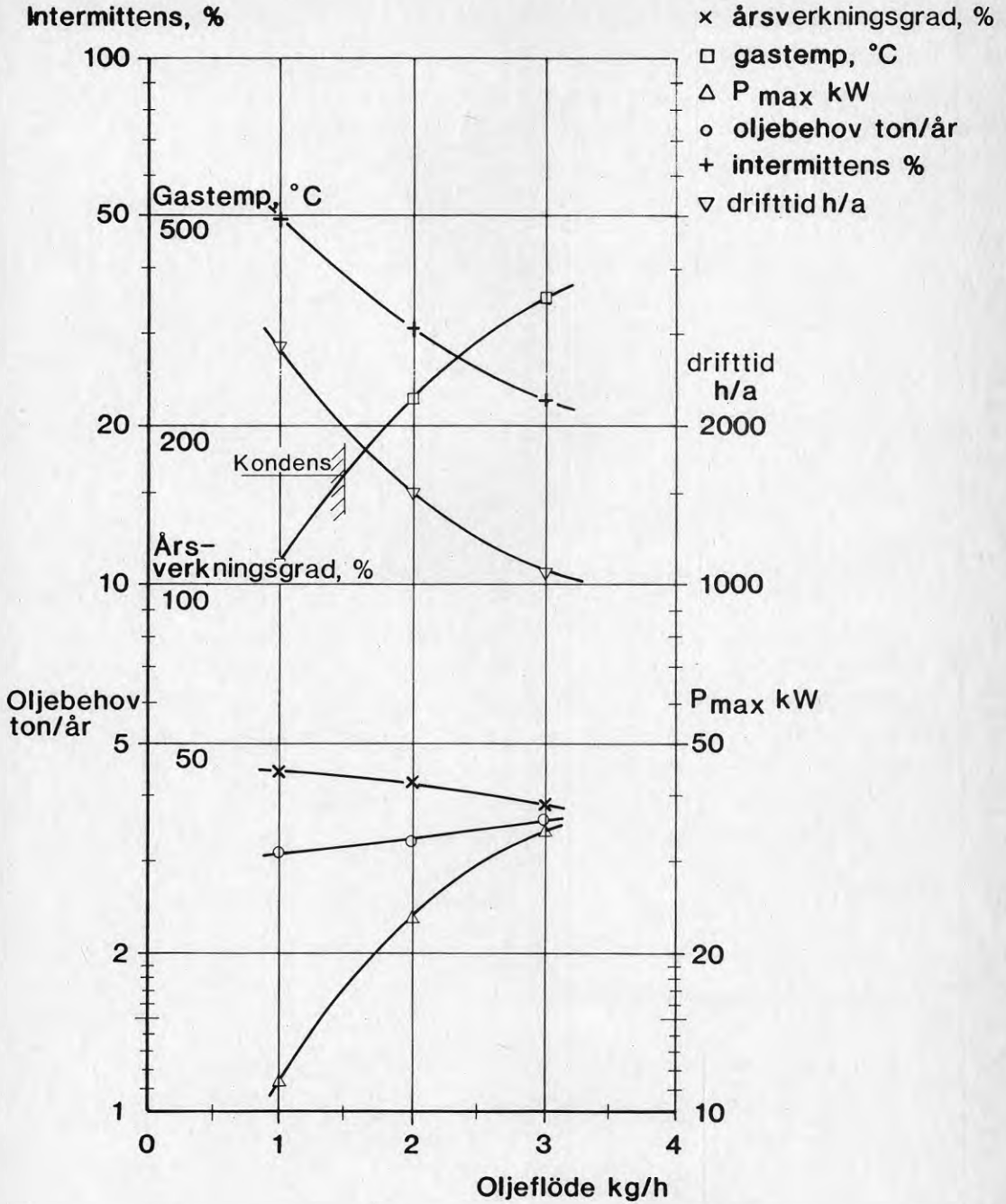


Bild 27.

OLJEPANNOR FÖR FLERBOSTADSHUS

Oljepannor för flerbostadshus kännetecknas enligt tabell 7. Flerbostadshusets normalfall ges i tabell 2.

Tabell 7. Normaldata flerbostadspannor, olja.

Storhet	Värde	Enhet
Area		
mantel	10	m ²
luckor	1	m ²
Temperatur		
mantel	35	°C
luckor	100	°C
Värmeövergångs-		
koefficient		
mantel	9	W/m ² K
luckor	13	W/m ² K
Oljeflöde	20	kg/h
Driftstid	ca 2000	h/år
Intermittens	1/5	-
CO ₂ -halt	9	%
CO-halt	0	%
Gastemperatur	200	°C
Genomströmnings-		
flöde	10	% av luft- flödet vid drift

Som framgår av tabell 2 antas normalvattenbehovet per lgh vara lägre än för villan. Detta är realistiskt och sammanhänger dels med familjestorlek dels med boendevanor. I bild 28 ges driftdata m m för normalpanna med med olika oljeflöde till pannan. Gränslasten för pannan motsvarar ca 12 kg olja/h (tillförd effekt 140 kW) då verkningsgraden över året är 86 %. Oljebehovet är då 29 ton/år eller 2,4 ton/lgh.

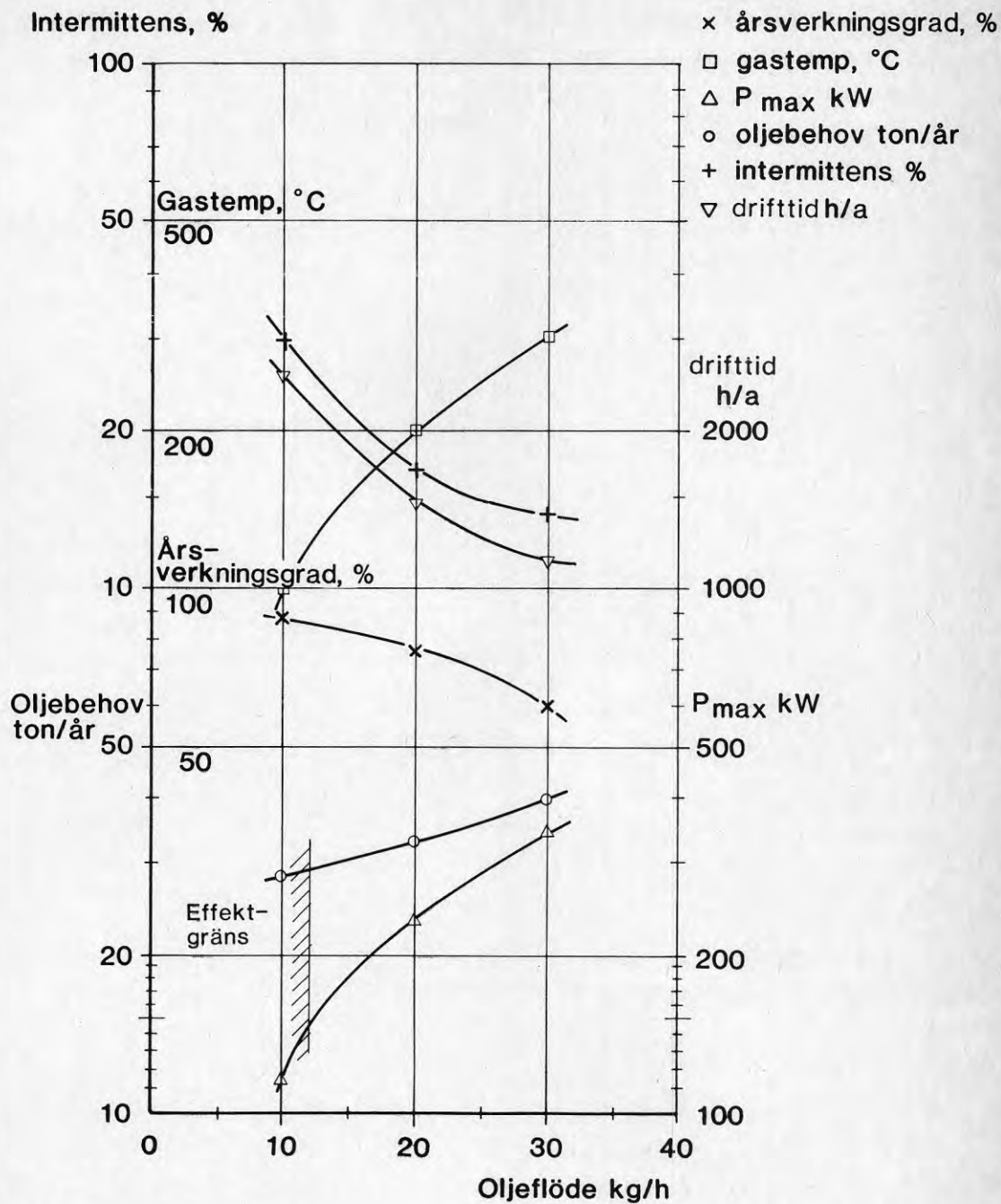


Bild 28.

För en större fastighet eller en sämre isolerad eller en med annat geografiskt läge kan värmebehovet vara dubbelt så stort (huskonstant 100) och varmvattenbehovet likaså. Data för detta fall ges i bild 29. Oljebehovet ligger här mycket nära 58 ton/år dvs 2,45 ton/lgh medan vi enligt bild 28 har 2,4 ton/lgh, år. Besparingen är således 0,05 ton/lgh (driftsfall 29 kg/h) eller 2 %. Även här är hopslagning av byggnader till en och samma panna/panncentral av viss betydelse, se även Peterson (1984d).

Det kan tilläggas att man i realiteten har en betydligt större överdimensionering än den här visade och att man vid ombyggnaden kan nå än större vinst (vartill den ekonomiska vinsten genom att lokalytor friställs och driftskötsel och servicekostnader kommer). Problemet behandlas utförligt av Peterson (1984d).

Möjligheter har tidigare tagits upp i samband med villapannor (bild 19). Använder vi pannan på en mindre byggnad (huskonstant 40 kWh/graddag och varmvattenbehov 22000 kWh/år) erhålles data enligt bild 30 (för $\dot{m} = 20$ kg/h, vilket ger dålig verkningsgrad).

Här synes tydligt den tillförda effektens betydelse. Vid 20 kg/h (230 kW) krävs 2,7 ton/år, lgh vid 1 hus, 2,3 ton/år, lgh vid 2 anslutna hus och 2,15 ton/år, lgh vid 3 hus. Differensen på 17 ton/år för 3 hus svarar mot 33000 kr/år!

Nu kan vinsten genom sammanslagning av energisnåla (ROT-hus) anges. Bild 31 ger data för en panna av normaltyp.

Besparingen blir - som redan tidigare antytts - stor vid denna åtgärd.

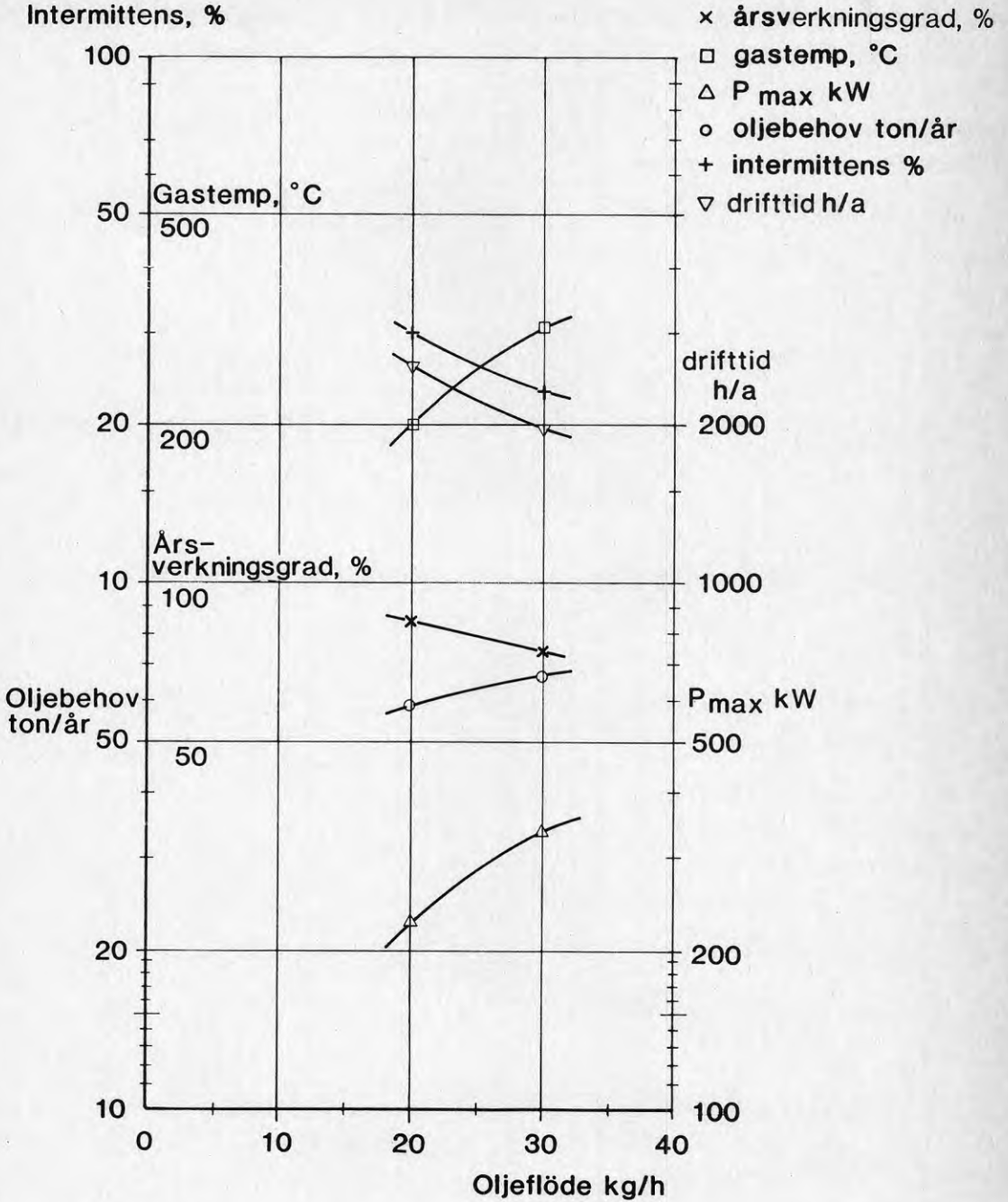


Bild 29.

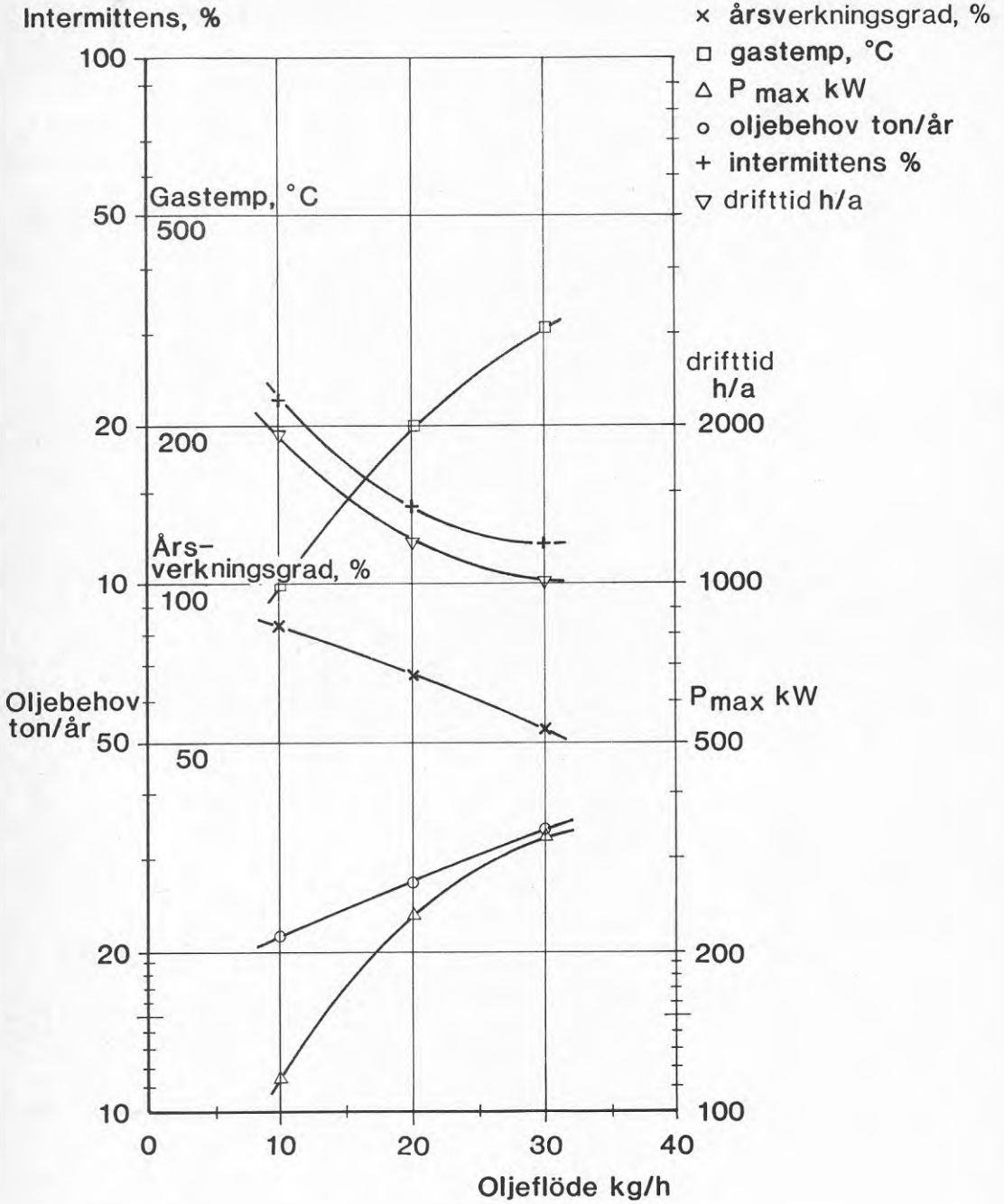


Bild 30.

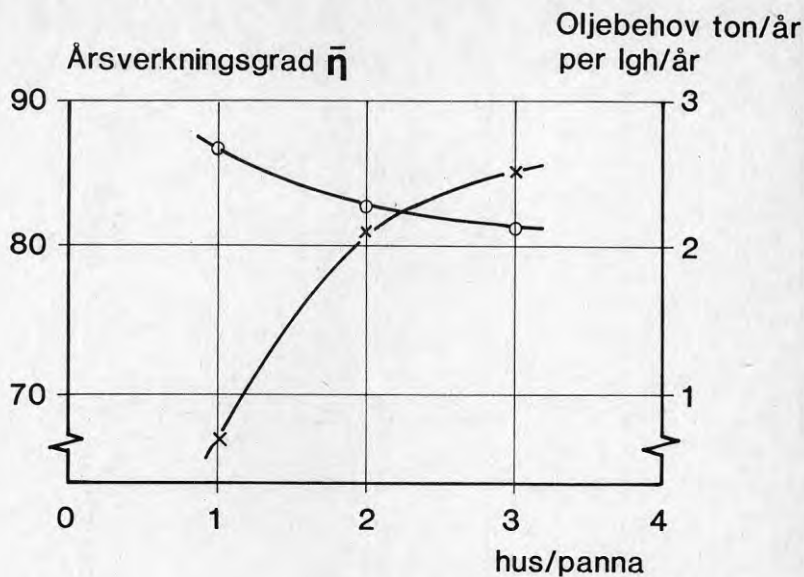


Bild 31.

Besparingsmöjligheter

Besparing kan åstadkommas genom *tilläggsisolering* av pannor. Gör vi en liknande isolering som den vid villapannor får vi data som i bild 32 för normalfallet.

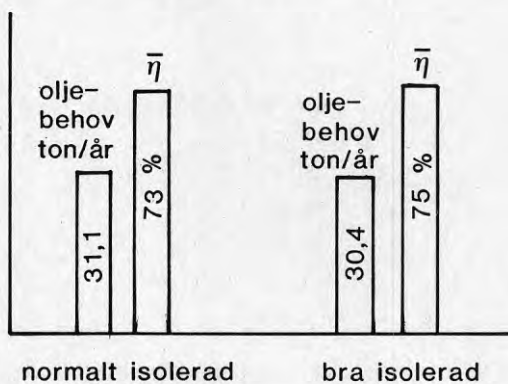


Bild 32.

Besparingen blir ca 0,5 ton per år eller ca 1000 kr i pengar. Detta kapitaliserar investeringen.

Tätning av pannan ger värden enligt bild 33.

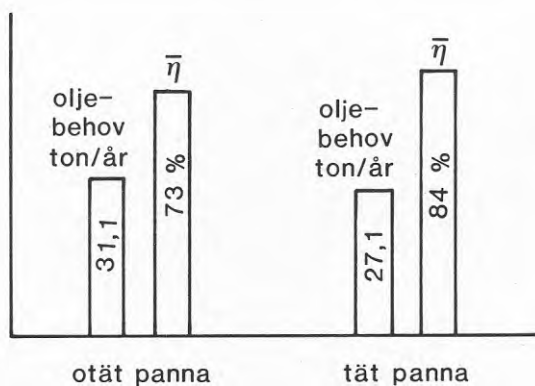


Bild 33.

Driftsändringen - till ökningen av CO_2 - är också möjliga genom nya brännarkonstruktioner. I bild 23 ges data för besparingen.

En så stark ökning i CO_2 -halt är icke möjlig annat än genom byte till en stabil mycket bra brännare. Den är dock ej orimlig!

Slutligen skall även här nämnas möjligheten att sänka gastemperaturen. Vinsterna blir här procentuellt av samma storleksordning som vid villapannor.

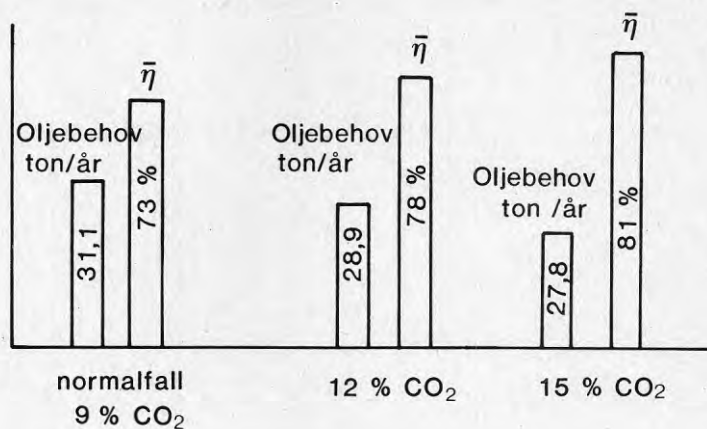


Bild 34.

Oljepanna i kombination med solfångare - flerbostadshus

Att använda solfångare för flerbostadshus har provats med viss framgång. Ca 50 % av varmvattenbehovet kan sparas vartill kommer att besparing genom högre pannverkningsgrad kan erhållas. För det här studerade normalfallet för flerbostadshus (tabell 2 och 7) erhålls förbättringar enligt bild 35.

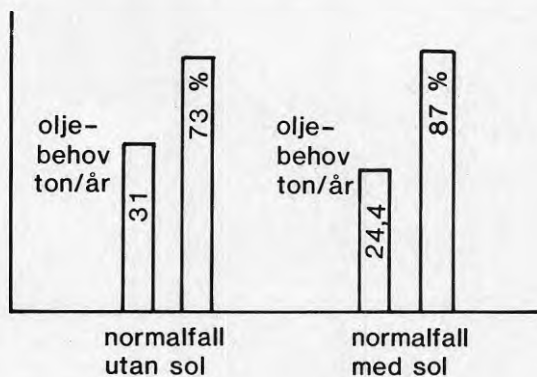


Bild 35.

Vinsten utgör ca 7 ton olja motsvarande ca 14000 kr per år vilket kapitaliserar anläggningen. Här krävs ca $4 \text{ m}^2/\text{lgh}$ solabsorbator vilket kostar ca 6000 kr/lgh eller 7000 kr/år vid 10 % annuitet. Man får eventuellt tilläggsisolera vissa rör mellan panna och varmvattencistern för att höja systemverkningsgraden för solfångaranläggningen.

VEDPANNOR FÖR FLERBOSTADSHUS

Ved pannor kan förekomma för flerbostadshus på orter där ved är billigt. Bild 36 visar driftsegenskaper för normalfallet enligt tabell 8.

Tabell 8. Vedpanna för flerbostadshus, normalfall.

Storhet	Värde	Enhet
Area		
mantel	10	m ²
luckor	1	m ²
Temperatur		
mantel	35	°C
luckor	100	°C
Värmeövergångs-		
koefficient		
mantel	9	W/m ² K
luckor	13	W/m ² K
Vedbehov	50	kg/h
Driftstid	2500	h/år
Intermittens	1/4	-
CO ₂ -halt	15	%
Gastemperatur	200	°C
Genomströmnings-		
flöde	10	% av gas-
		flödet vid
		drift

Driftsresultat som funktion av bränsletillförseln ges i bild 36. Verkningsgradsförbättringen vid lägre effekttillförsel blir betydande. Verkningsgraden är nära nog lika den för villor.

Besparingarna (och verkningsgradshöjningarna) blir de också procentuellt sett ungefär lika/eller något sämre än de vid villor. De stora förlusterna ligger i tjärångor och fritt värme. Åtgärder för förbättring och förbättringarnas storlek har således tidigare tagits upp.

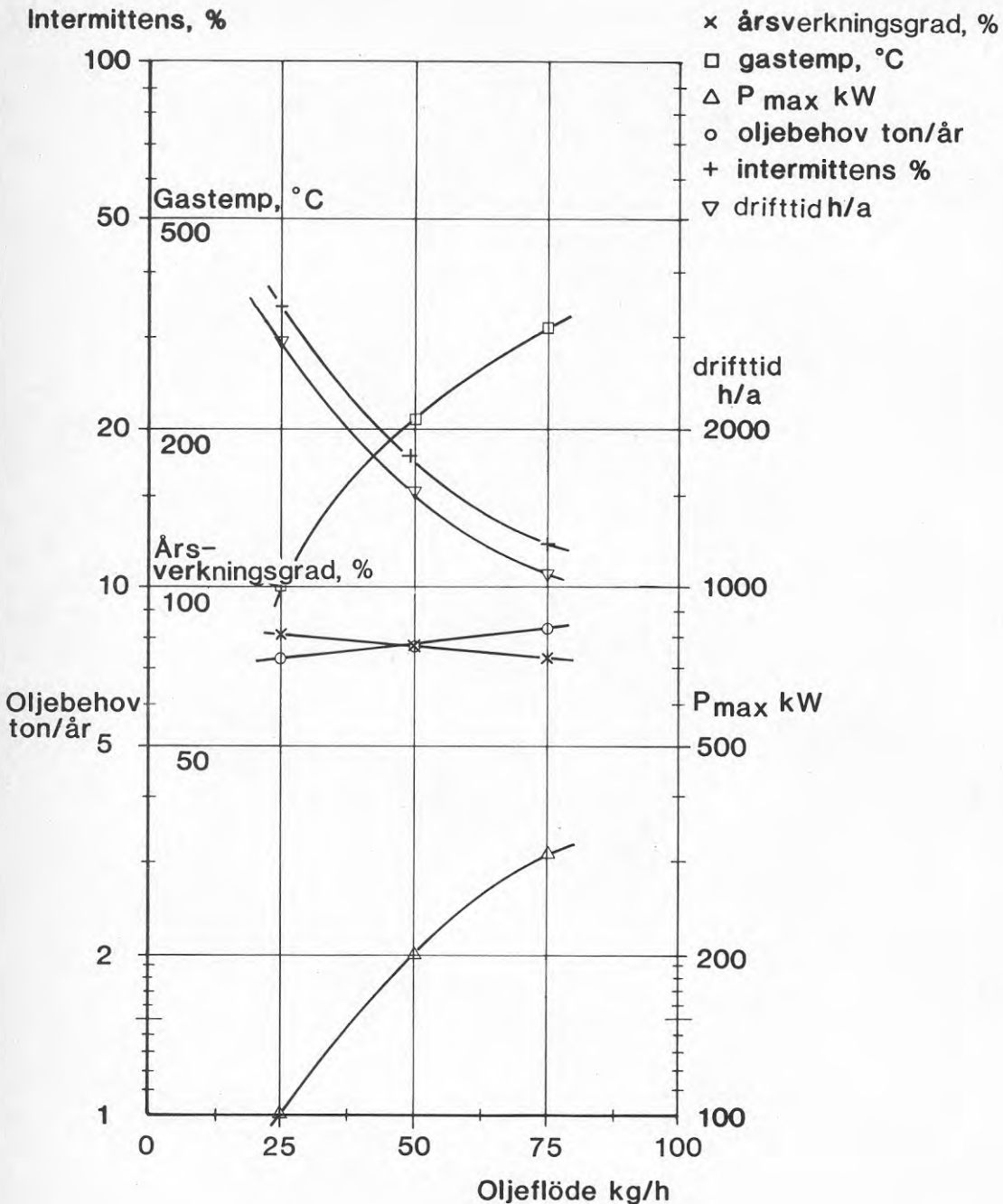


Bild 36.

Kombination med solenergi

Kombination med solenergi för varmvattenberedning är givetvis tänkbar också vid större vedpannor. Här skall - se bild 37 - endast ett fall tas upp nämligen då den del av varmvattenbehovet som skall täckas av vedbränsle halveras genom solfångar-användning¹⁾. 5 ton ved kan således sparas. Detta torde icke betala kapitalinvesteringen för solfångarna.

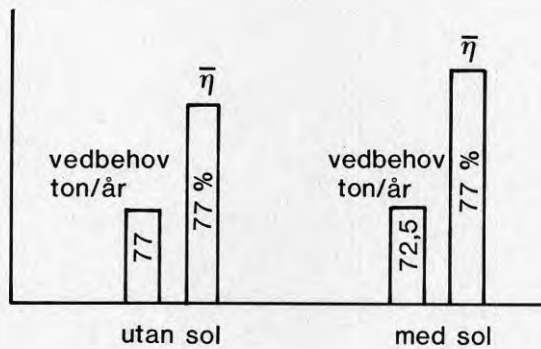


Bild 37.

Sammanfattning

Den ovan redovisade studien skall här sammanfattas. Grovt sett kommer sammanfattningen att schematisera förhållandena ytterligare.

Sammanfattningen sker tabellvis. Tabell 9 ger η_p för olika fall med småhus. Tabell 10 ger η_p för flerbostadshus.

1) Driftfall enligt tabell 8.

Tabell 9. Typfall för $\bar{\eta}_p$ och ändringar i $\bar{\eta}_p$ småhus.

Fall	Normal- fallet	Bra effekt- utnyttjande	Dåligt effekt- utnytt- jande	Ändring
Olje- panna	0,75	0,80	0,68	Normalfall
	+0,07	+0,06	+0,05	CO ₂ 10→15
	0,07	0,07	0,07	2 hus/panna
	+0,03	+0,03	+0,03	Isolering
	+0,05	+0,05	+0,05	Avgaser→90°C
	+0,03	+0,05	+0,02	Sekundär in- sats med solf.
	0,82	0,87	0,72	Maximalt om ej helt nya pann- konstr.
Vedpanna	0,76	0,82	0,70	Normalfall
	+0,04	+0,04	+0,04	Isolering
	+0,04	+0,04	+0,04	Tjärbildn. elimineras
	+0,09	+0,09	+0,09	Fuktig ved, hög CO ₂ -halt (20 %) ²
Gasp. elpanna	0,91	0,92	0,88	Normalfall
	0,97	0,97	0,97	Normalfall

Tabell 10. Typfall för $\bar{\eta}_p$ och ändring i $\bar{\eta}_p$ i flerbostads-
hus.

Fall	Normal- fallet	Bra effekt- utnyttjande	Dåligt effekt- utnytt- jande	Ändring
Oljepanna	0,77	0,86	0,60	Normalfall
	+0,02	+0,02	+0,02	Isolering
	+0,07	+0,09	+0,05	Tätning
	+0,12	+0,12	+0,12	CO ₂ 9→15
	0,88	0,92	0,80	Max. verk- ningsgrad
Vedpannor	0,76	0,80	0,72	Normalfall
	+0,03	+0,03	+0,03	Isolering
	+0,05	+0,05	+0,05	Tjärbild. elimineras
	+0,09	+0,09	+0,09	Fuktig ved, hög CO ₂ -halt
Gaspannor	0,91	0,92	0,88	Normalfall
Elpannor	0,97	0,97	0,97	Normalfall
Oljepanna med sol- energi	+0,04	+0,05	+0,02	Normalfall
	0,90	0,95	0,80	Max. verk- ningsgrad
Vedpanna med sol- energi	+0,00	+0,00	+0,00	Normalfall
	0,90	0,92	0,80	Max. verk- ningsgrad

LITTERATUR

- Brandeker, B.:* Solvärt tappvatten - 5. Resultat från en anläggning i Lidköping. A4 nr 78. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1983.
- Brandeker, B.:* Solvärt tappvatten - 6. Resultat från en anläggning i Nyköping. A4 nr 85. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1983.
- Dafgård, N. & Peterson, F.:* Kostnader för värmeproduktion. A4 nr 36. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1980.
- Mavroudis, K.:* Stoftbildning vid vedeldning - del 1. Tekniska Meddelanden nr 234. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1982.
- Mavroudis, K.:* Stoftbildning vid vedeldning - del 2. Tekniska Meddelanden nr 235. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1982.
- Mavroudis, K.:* Stoftbildning från vedeldning. A4 nr 76. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1983.
- Mavroudis, K.:* Stoftanalys - del 1. A4 nr 80. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1983.
- Peterson, F.:* Sotbeläggningar i värme pannor. Tekniska Meddelanden nr 34. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1974.
- Peterson, F.:* Stoftbildning från vedeldning. A4 nr 76. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1983.
- Peterson, F. & Karvounis, D.:* 5000 pannor - del 1. Tekniska Meddelanden nr 270. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1984.
- Peterson, F. & Karvounis, D.:* 5000 pannor - del 2. Tekniska Meddelanden nr 271. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1984.

- Peterson, F.:* Verkningsgrad hos villapannor vid minskande energibehov. E 85 - Tillförselsektor - del 2 (ingår i BFR's material för E 85 utredningen). Stockholm 1984.
- Peterson, F.:* Verkningsgrad vid kondenspannor (ingår i BFR's material för E 85 utredningen). Stockholm 1984.
- Peterson, F.:* Val av oljepanna med hänsyn till ort och hus-typ. E 85 - Tillförselsektor - del 2 (ingår i BFR's material för E 85 utredningen). Stockholm 1984.
- Peterson, F.:* Värmeeffekter för bostäder (kommer att ingå i Tekniska Meddelanden). Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1984.
- Widegren-Dafgård, K.:* Solenergiforskning och experimentbyggande i USA - En reserapport. A4 nr 39. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH, Stockholm 1980.

E85
TILLFÖRSELSESEKTORN
DEL 2

FOLKE PETERSON

Förord

I del 2 - Tillförelsessektorn - av Folke Peterson och Ulf Lilliengren har olika värmertilförselanordningars verkningsgrader studerats. Problem som togs upp i denna första inventering av möjligheterna att spara energi genom

- o bättre värmepannor m m
- o sammanslagning av energisänkor
- o kombinationer av olika värmekällor.

Här skall ytterligare problem inom tillförelsessektorn tas upp. Bland annat är frågan om verkningsgradens påverkan av energisparande, liksom av klimatet behandlat men också beroendet av orten och hustyper då det gäller standardpannor diskuteras.

Inflytande från skorstenar på verkningsgraden tas upp liksom frågan om styrning av rumstemperaturer med hjälp av radiator-termostater.

Den sista uppgiften behandlas schematiskt då den tas upp i andra sammanhang inom det BFR arbete denna skrift ligger till grund för.

LÄSANVISNING

Föreliggande uppsatser ingår som en del i underlaget för E 85. De bygger till stor del på de modeller för värmepannor som publicerades i del 1 men går i vissa stycken djupare in i resonemangen än vad som var möjligt i denna första del. Det kan - för att underlätta läsandet av uppsatserna - vara lämpligt att inledningsvis beröra uppbyggnaden av arbetet.

I *del 1* angavs en modell för beräkning av värmepannors årsverkningsgrad. Modellen var uppbyggd så att årsverkningsgraden kunde beräknas för oljepannor, vedpannor, gaspannor och elpannor. Kombinationer med t.ex. solfångare togs också upp. Modellen visade att verkningsgraden var en funktion av driftsätt, pannstorlek, värmesänkans storlek m m. Dessa olika faktorer kan anta värden inom vida gränser och för att åstadkomma en viss förenkling behandlades endast vissa typfall.

I *del 2* skall typfallen och avvikelser från dessa närmare granskas. Inledningsvis behandlas således betydelsen av värmebehovet både som det kommer till uttryck i det specifika värmebehovet (uttryckt i graddagar) och som det kommer till uttryck i de aktuella husens värmetekniska status och storlek. Fortfarande schematiseras beräkningarna till att gälla tre landsdelar. Inverkan av väderleken under året är en annan faktor vilken påverkar energibehovet. Denna variationsbetydelse för verkningsgraden studeras i en uppsats. En annan faktor av betydelse är pannans försotning vid drift. Här presenteras en studie över sotningsintervallens betydelse.

De förändringar som husen underkastas vid energisparande leder till avsevärda ändringar i värme- och effektbehoven. Det har därför ansetts angeläget att presentera en studie över hur stor besparing man kan genomföra innan pannan (som genom besparingen blir för stor) får en allvarligt sänkt verkningsgrad. Detta görs för olika pann typer motsvarande små respektive medelstora pannor.

Till pannanläggningen hör en skorsten. Värme sprids från skorstenen till byggnaden och en viss värmevinst kan härvid uppstå. Det visar sig att denna icke är föraktlig.

Slutligen behandlas i en uppsats verkningsgraden under sommaren. Denna anses av många speciellt låg för oljepannor men såväl praktiska som beräkningsresultat pekar på motsatsen.

VAL AV OLJEPANNA MED HÄNSYN TILL ORT OCH HUSTYP

Vid val av oljepanna till ett hus står normalt konsumenten inför en svår uppgift. Vanligtvis har han dåliga kunskaper om pannornas teknik och ej heller känner han direkt sitt behov. Ofta väljer konsumenten ej heller själv pannan utan väljer en som är lika den han har (eller likvärdig) eller överlåter valet på en installatör eller annan sakkunnig person.

Inventeringar av installerade pannor - se Peterson och Karvounis (1984) - pekar på att man ganska slentrianmässigt har valt pannstorlek - oavsett vem som stått för valet. Pannorna har vanligtvis en standardstorlek, 25 kW för småhus eller i det fall det rör sig om tvåfamiljshus upp emot 40 kW.

Hur bör valet ske

Att pannorna ej kan väljas efter husens behov säger sig självt. Man skulle då få höga kostnader genom de mindre serier som skulle bli följd. Speciellt gäller detta för små villaenheter där man ju ej har samma möjligheter att genom t.ex. val av antal sektioner i en gjuten panna nå en lämplig storlek som man har vid flerbostadshus. Installatören har då en annan möjlighet att anpassa pannans effekt till den önskade. Detta kan ske genom att rätt oljefflöde inställes, vilket sker dels genom korrekt munstyckesval, dels genom anpassning av oljetrycket före munstycket.

Vid detta fall gäller att ju mindre flöde installatören väljer för en given panna desto högre verkningsgrad kan han nå på pannan. Detta sammanhänger med att den största av pannförlusterna är den genom varma avgaser. Denna bestäms genom dels gastemperaturen, dels gasflödet. För gastemperaturen kan man sätta

$$\theta_g = \theta_v + \theta^* \exp(-kA/Rm) \quad (1)$$

där θ_v är pannvattnets temperatur (vanligen 90°C)
 θ^* är en temperatur vars storlek bestäms av förbränningskammarens volym m
 k är värmeövergångskoefficienten för konvektionsdelen av pannan, se bild 1
 A är konvektionsdelens area
 m är oljeflödet i kg/tidsenhet och
 R är gasflödet per kg olja.

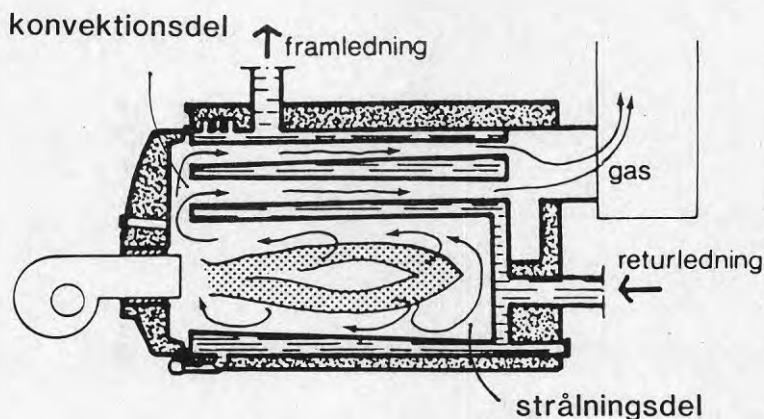


Bild 1. Säckpanna för oljeeldning.

Ju lägre oljeflödet är, desto mindre blir exponentens värde och desto lägre gastemperatur får man. Detta är förklaringen till att installatören genom munstyckesval och delvis genom val av arbetsstryck för oljepumpen kan förbättra pannverkningsgraden.

Förbättringsmöjligheterna begränsas dock av olika skäl. Dels kan man inte tillverka hur små munstycken som helst, i varje fall inte av den typ som normalt kommer till användning. Svenska försök att tillverka munstycken har tekniskt och praktiskt begränsats nedåt med oljeflödet $0,5 \text{ kg/h}$. Genom nya principer för munstycken har man dock i Sverige liksom i utlandet nått väsentligt lägre flöden. Praktisk drift har åstadkommit ned till $0,2 \text{ kg}$ olja per timme. Ett så lågt flöde kräver dock en annan typ av oljebrännare än de som f.n. finns på marknaden.

En annan begränsning av möjligheterna att nedbringa oljeflödet ligger i att man ej kan minska oljetrycket under ett gränsvärde. Under detta värde kommer oljedimma ej att utvecklas på ett sådant sätt att förbränningen kan ske med rimligt små miljö- och driftsproblem.

Slutligen kan ej oljeflödet nedbringas alltför lågt just med hänsyn till de låga gastemperaturer man når. Under 160°C riskerar man nämligen kondens av svavelhaltiga gaser med kraftiga korrosionsskador. Peterson (1984a) tar upp frågan om möjligheten att trots detta underskrida denna gränstemperatur.

Anpassning av panna och brännare till varandra

Genom val av både panna och oljeflöde står dock ett rimligt sätt att anpassa behov och tillförsel till varandra. Det är den möjligheten som här skall studeras närmare.

Med den i Peterson et al (1984) beskrivna pannmodellen kan en bedömning av verkningsgrad och avgastemperatur för olika val av pannor ske. För små oljeeldade villapannor har en standardpanna definierats, se tabell 1.

Tabell 1. Standardpanna och standarddriftsfall.

Storhet	Enhet	Värde
Mantelarea	m^2	3
Luckarea	m^2	0,25
Temperaturer	$^{\circ}\text{C}$	
mantel		45
luckor		150
omgivning		20
genomstr.luft efter pannan		70
Gaser	%	
CO_2		10
CO		0,01
luftflöde vid genomstr. räknat på förbr.luftflöde		10

De valda värdena motsvarar ungefär de man finner vad gäller pannytans temperaturer och genomströmning av luft vid stillestånd, se Peterson, Karvounis (1984) men den valda CO_2 -halten har lagts något över den som vanligen återfinnes på fältet. Skälet härtill är att vi här skall behandla val av *nya* pannor (eller möjligen anpassning av gamla) och att vi då kan förutsätta en viss förbättring av förbränningsförhållandena, se Peterson, Karvounis (1984).

Vi skall först se på valet av panna i sydligaste delarna av landet. Pannan antas placerad i ett hus med netto energibehovet

$$W_n = 5000 + C_H S \quad \text{kWh} \quad (2)$$

där 5000 kWh svarar för varmvattenberedning

C_H är en huskonstant (här vald till 6,5 kWh/graddagar)

S är antalet graddagar.

Våra bedömningar skall ske för tre orter med respektive

$$S = \begin{cases} 3000 \\ 4000 \\ 5000 \end{cases} \quad \text{graddagar} \quad (3)$$

se bild 2.

För den valda pannmodellen och för ett oljeflöde om 2 kg/h (tillförd effekt ca 23 kW, nyttiggjord effekt ca 18 kW) får man det graddagsberoende som visas i bild 3. För låga värmebehov (3000 graddagar motsvarande ungefär sydligaste Sverige) ligger pannans driftstid vid ca 1500 h/år. Oljebehovet för huset är $3,2 \text{ m}^3/\text{år}$. Samma panna använd på ett lika hus men beläget i mellansverige (4000 graddagar) kräver nära $4 \text{ m}^3/\text{år}$ och har en något längre driftstid (ca 1800 timmar) och använd i norrdelarna av landet (5000-6000 graddagar) kommer såväl driftstiden T som oljebehovet att stiga upp emot $5-5,5 \text{ m}^3/\text{år}$.

Verkningsgraden ändras som visas i bilden från ca 70 % i Skåne till 80 % i Norrland.

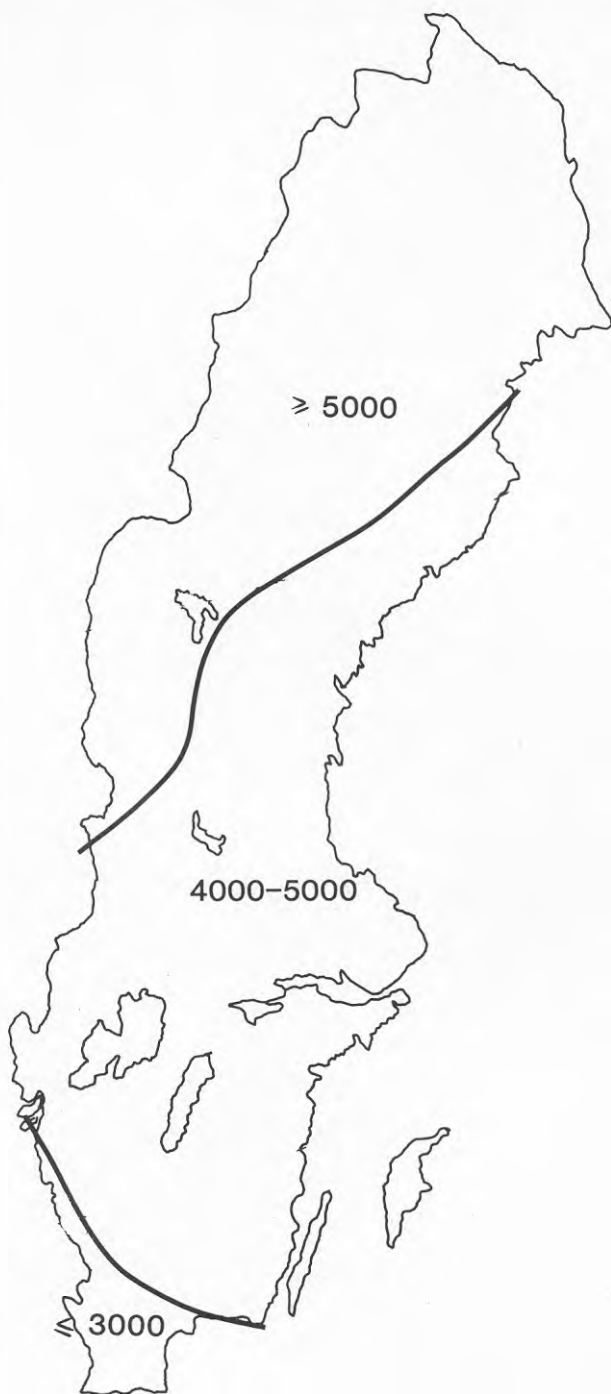


Bild 2. Zoner för specifika värmebehov (graddagar).

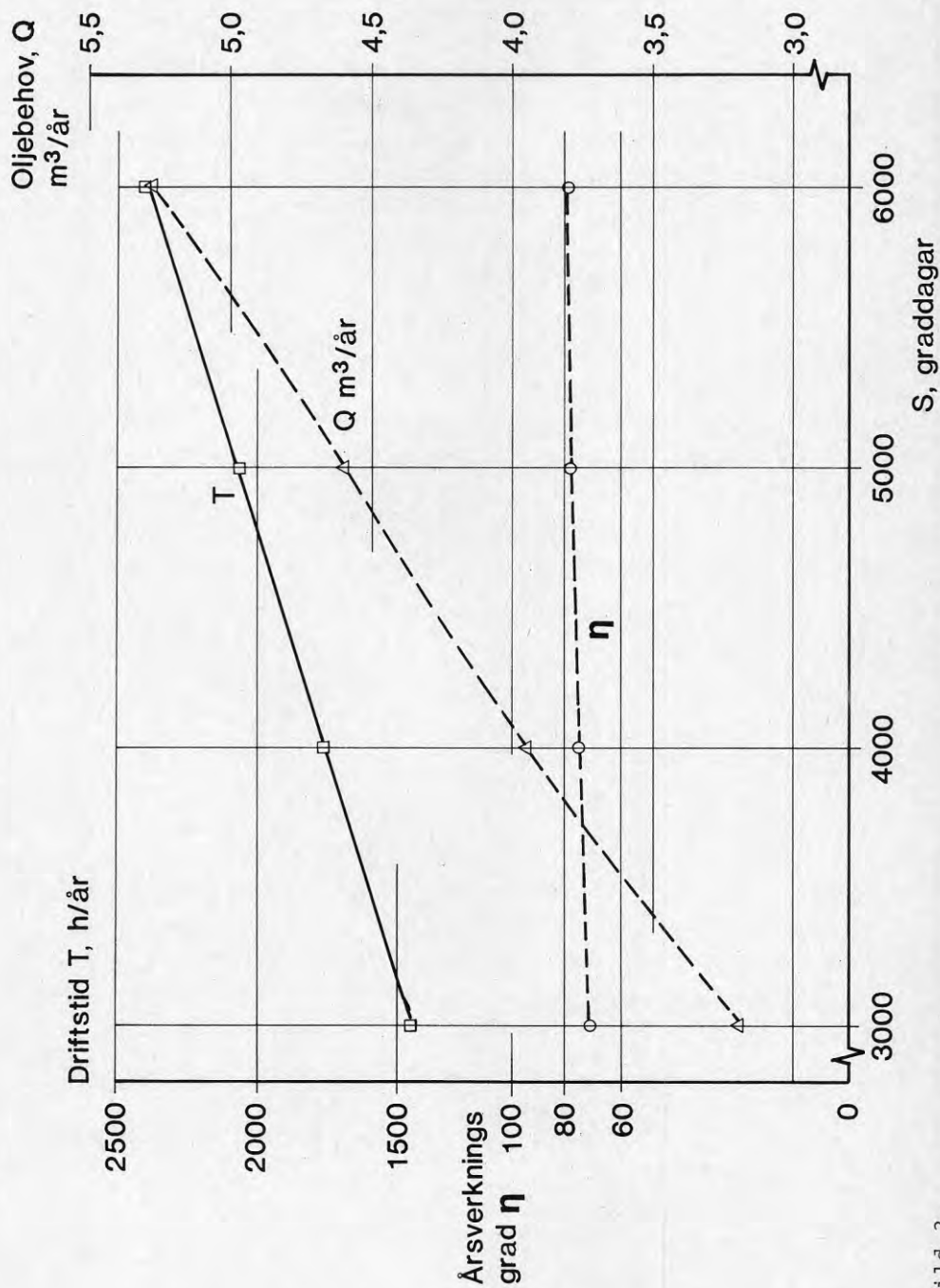


Bild 3.

Val av panna för södra Sverige

Bild 3 pekar översiktligt på det problem man står inför då man vill välja panna. Väljer man en och samma panna med ett och samma oljeflöde får man olika orter också skillnader i verkningsgrad. Även om de kan tyckas små skall man hålla i minnet att ökningen från 70 till 80 % svarar mot en inbesparing av ca 1000 kr per år och att den därför har stor ekonomisk betydelse. Är antalet anläggningar stort har det också betydelse för landets oljebehov.

Samma inflytande som variationen i S har också variationer i C_H . För välisolerade hus eller hus med t.ex. värmeåtervinning kommer C_H att anta lägre värden än för "normalhus". Med hänsyn till uppbyggnaden av ekvation (2) inser man att bild 3 också kan användas för bedömning av andra situationer än den som beskrivits. Vill man t.ex. studera hur oljebehov eller verkningsgrad varierar för ett hus med $C_H = 4,5$ kWh/graddagar, kan skalindelningen av abskissan bytas så att t.ex. 4000 graddagar svarar mot

$$S = 4000 \frac{4,5}{6,5} = 2800 \text{ graddagar}$$

osv.

Enklare än att använda en sådan omräkning - och dessutom mer belysande för hur pannvalet kan ske - är att använda bilderna 4-6. Dessa visar - för en ort med 3000 graddagar - dels årsverkningsgraden, dels gastemperaturen från pannan som funktion av oljeflödet. De tre bilderna skiljer sig åt vad gäller pannegenskaperna. I bild 4 har storheten kA i ekvation (1) avpassats så att gastemperaturen från pannan är 200°C vid oljeflödet $0,84$ kg/h. Detta är det minsta oljeflöde som kan accepteras för ett hus med $C_H = 6,5$! Försöker man tillämpa lägre oljeflöde kommer man icke att få tillräckligt hög effekt vid DUT eller vid låga utomhustemperaturer av kortvarig karaktär. Gastemperaturen 200°C svarar mot en genomsnittlig mellan två sotningsperioder, se Peterson (1984b). Inverkan av sotpåslag har avpassats genom valet av kA .

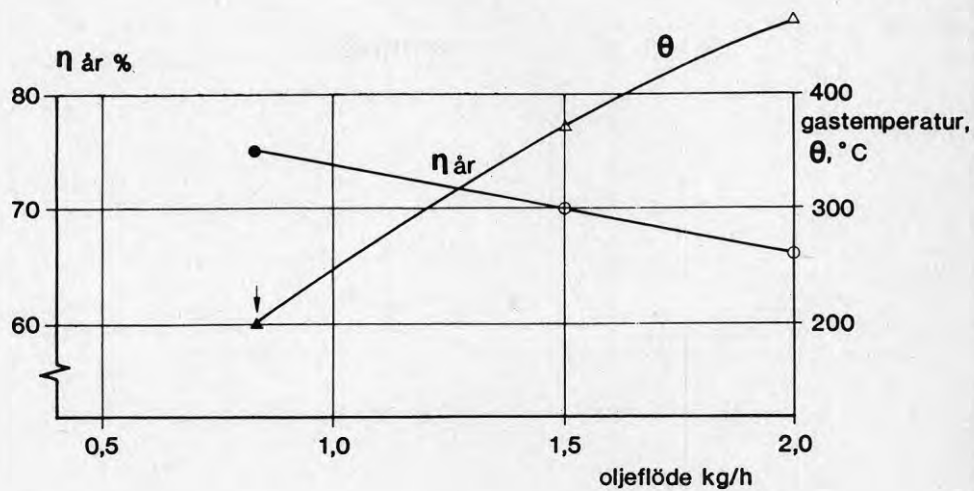


Bild 4.

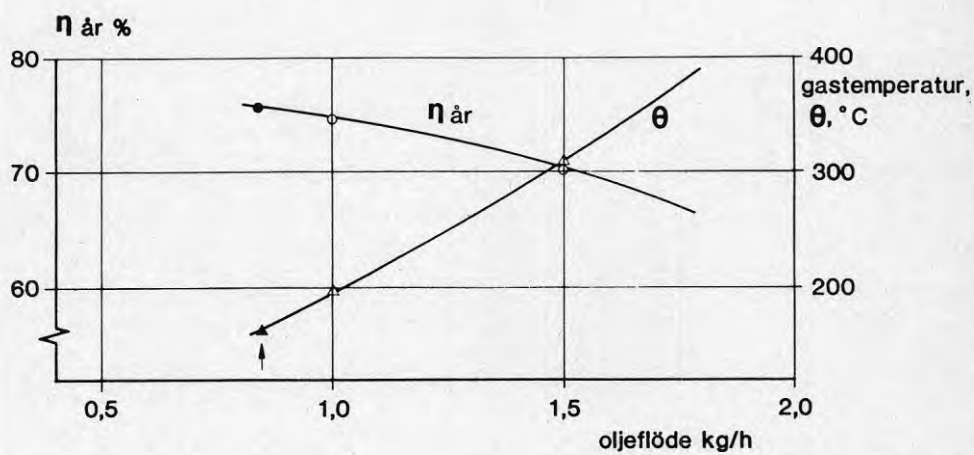


Bild 5.

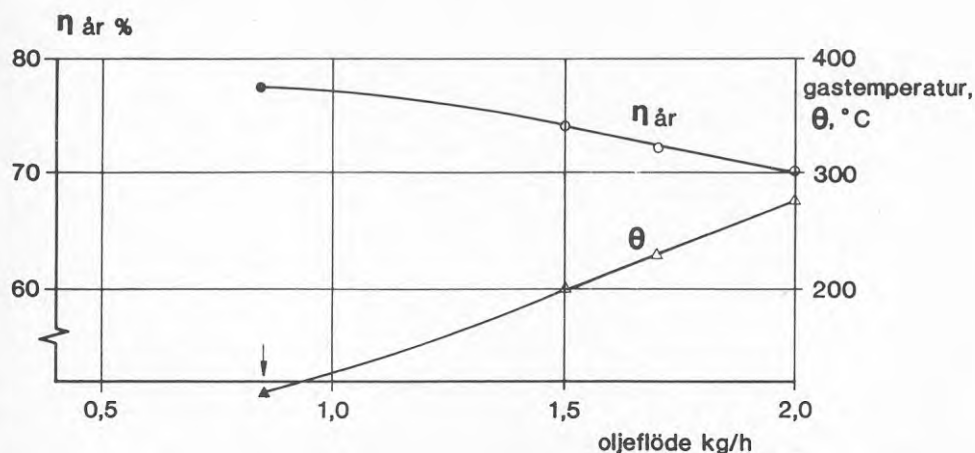


Bild 6.

En sådan panna som den som avses i bild 4 har vid extremt lågt oljeflöde ca 75 % årsverkningsgrad. Pannkonstruktionen är helt konventionell. Genom att minska pannans omfång en smula kan verkningsgraden höjas någon %-enhet. Detsamma gäller om pannluckor och mantel isoleras bättre (se Peterson, Lilliengren (1984)). Används pannan för ett större oljeflöde än det avsedd kommer - se bilden - pannans verkningsgrad att sjunka. Detta är en följd av att gastemperaturen stiger, jämför ovan, vilket indikerats i bilden. Redan vid 1 kg olja/h har den genomsnittliga gastemperaturen blivit ca 250°C (vilket medverkat till en minskning av verkningsgraden). Detta kan kanske vara ett gränsvärde med hänsyn till skorstenens påkänningar, brandrisker m m. Möjligen kan flödet 1,3 kg/h accepteras.

I bild 5 visas motsvarande förhållanden för en panna som avpassats konstruktivt så att gastemperaturen 200°C erhålles vid 1 kg olja/h, dvs ett något större munstycke än i det förra fallet. Denna panna ger vid gränslasten 0,84 kg/h en gastemperatur av ca 170°C vilket kan vara acceptabelt, men som vid helt nysotad panna

är nära kritiskt för korrosion. Denna panna kan användas för oljeflöden upp till 1,5 kg/h innan gastemperatur stiger för högt. Verkningsgraden kommer att variera inom 0,76 och 0,7 räknat på årsbasis.

Slutligen i bild 6 har vi resultaten för en större panna, avsedd för 1,5 kg olja per timme (tillförd effekt 17 kW, nyttig ca 14 kW). Genom den större värmeöverförande ytan (A i ekv. (1)) kommer mer värme att tas från förbränningsgaserna och vid oljeflödet 0,84 kg/h blir verkningsgraden ca 77 %.

Verkningsgraden sjunker som i de föregående fallen och pannans driftsområde kan sägas vara mellan 1,3-2,9 kg/h (det begränsas då att gastemperaturen dels med hänsyn till korrosion dels med hänsyn till höga temperaturer).

Man skall observera att verkningsgraden blir störst för denna senare panna trots de långa stilleståndstiderna som pannan får vid höga oljeflöden. Den luftläckning som antogs som standardfall medför icke någon väsentligt försämring av verkningsgraden ens vid höga effekter (och därmed långa stilleståndstider eftersom energibehovet är konstant).

Mellansverige

På motsvarande sätt som Skåne har förhållandena för pannor använda i småhus i mellansverige åskådliggjort i bild 7-8. För den större av pannorna ligger verkningsgraden ca 1 %-enhet över den som erhålls vid den mindre pannan.

Norra Sverige

För norra Sverige visas motsvarande data i bilderna 9-10. Observera att man här får en kraftig begränsning vad gäller rimligt minimiflöde som faller vid ca 1,5 kg/h. Som tidigare avser förhållandena en byggnad med $C_H = 6,5$. Omräkning till andra byggnader och andra grad dagar kan ske som ovan.

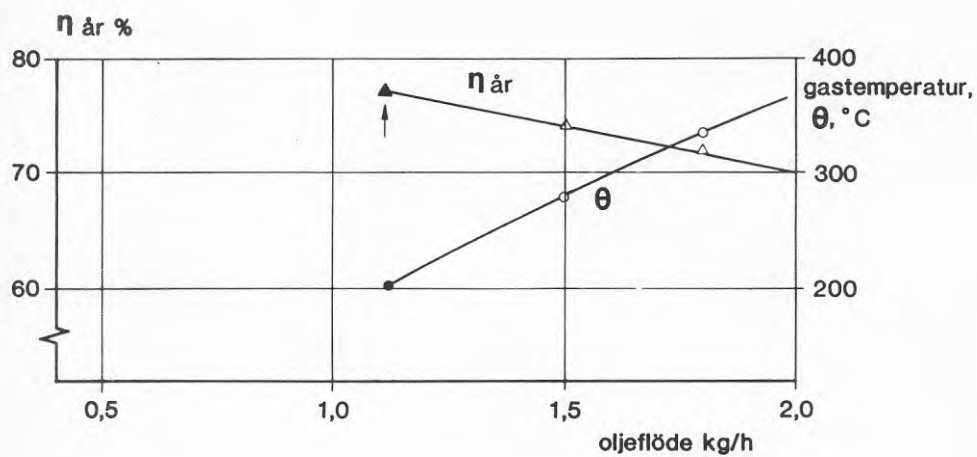


Bild 7.

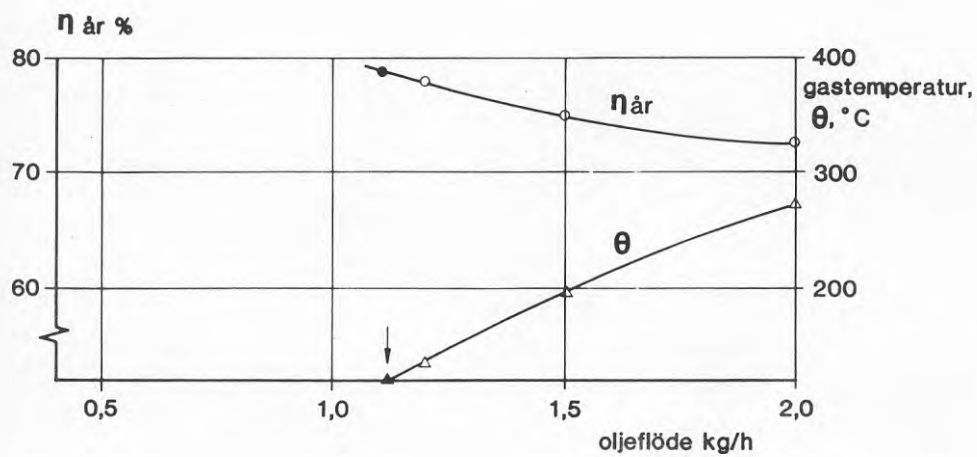


Bild 8.

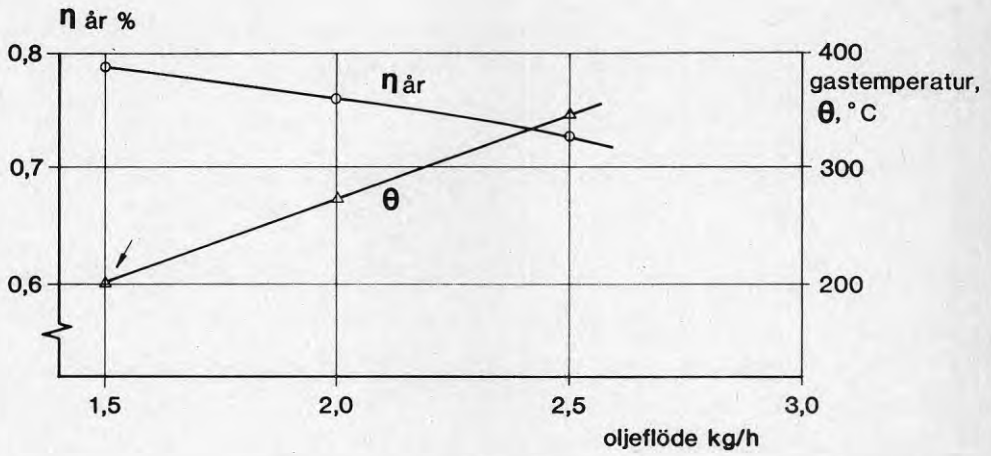


Bild 9.

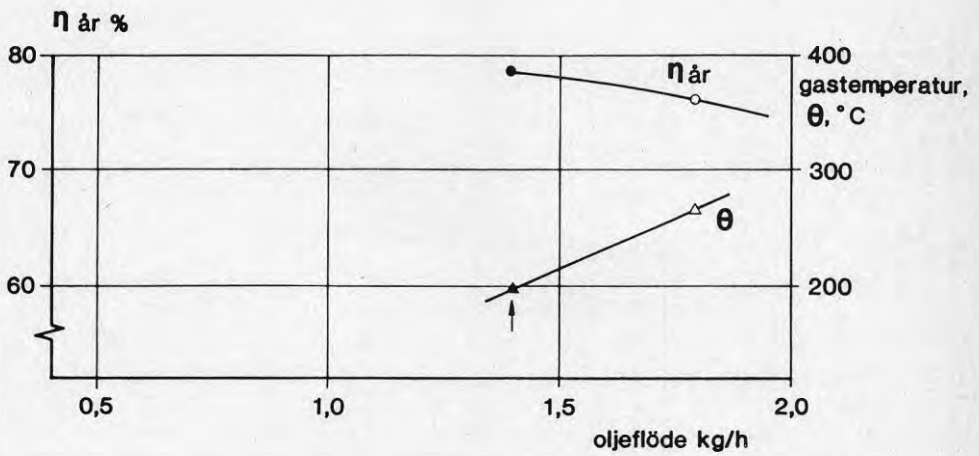


Bild 10.

Sammanfattning och slutsatser

De redovisade beräkningarna bygger på mätningar av ett stort antal oljeeldade värmepannor, se Peterson, Karvounis (1984). Resultaten av beräkningarna - och därmed mätningarna - kan sammanfattas sålunda.

För olika orter bör man välja villapanna så att

- o pannan är så stor som möjligt vad gäller pannyta utan att kondens inträffar. Detta kan - om samtidigt olje-flödet väljes lågt - ge en årsverkningsgrad om ca 78 %.
- o effektbehoven under kortvariga köldperioder tillgodoses. Det kan finnas skäl i att lägga den tillförd effekten något högre än det ovan angivna minimivärdet. Läger man den ca 20 % över finns gardering mot köldperioder, se Berg (1984). Detta leder till en genomsnittlig verkningsgrad av omkring 77 %.

Då nuvarande pannor arbetar med delvis andra verkningsgrader ger beräkningarna en uppfattning om möjligheterna att förbättra driftresultatet utan större investeringar (munstyckesbyte och intrimning kostar några hundralappar). De praktiska förhållandena härvid har belysts i Peterson, Karvounis (1984).

Valet av effekt kan ske på ett förenklat sätt, se Peterson (1984c) varvid man utgår från oljebehovet under ett uppvärmningsår.

Litteratur

- Berg, E.: Om effektdimensionering (under färdigställande). Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1984.
- Dittrich, A.: Zum Jahreswirkungsgrad von Ein- und Mehrkesselanlagen. HLH 23 (1972) nr 12, sid. 381-386.
- Peterson, F.: Kondenspannor för gaseldning (ingår i BFR's material för E 85 utredningen). Stockholm 1984.

- Peterson, F.:* Förluster genom sotpåslag i pannor (ingår i BFR's material för E 85 utredningen). Stockholm 1984.
- Peterson, F. & Karvounis, D.:* 5000 pannor - del 1. Tekniska Meddelanden nr 270. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1984.
- Peterson, F. & Karvounis, D.:* 5000 pannor - del 2. Tekniska Meddelanden nr 271. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1984.
- Peterson, F. & Lilliengren, U.:* E85 - Tillförselsektor - del 1. (Ingår i BFR's material för E 85 utredningen). Stockholm 1984.
- Plate, J. & Tenhumberg, J.:* Zum Jahresnutzungsgrad von Ein- und Zweikesselanlagen. HLH 34 (1983) nr 1, sid. 14-18.
- Plate, J. & Tenhumberg, J.:* Theoretische und experimentelle Ermittlung des Nutzungsgrades von Wärmeerzeugern - Ein Vergleich. HLH 35 (1984) nr 3, sid 96.
- Tenhumberg, J. & Plate, J.:* Nutzungsgrad von Heizungsanlagen als Funktion der Auslegung und der Betriebsweise der Anlagenkomponenten. VDI nr 464, 1982.

VILLAPANNORS VERKNINGSGRAD OLIKA ÅR

Villapannor - för t.ex. oljeeldning - har en verkningsgrad som bestäms av bland annat driftstiden. Man kan visa - se Peterson et al (1984) - att förlusterna från en oljeeldad panna kan skrivas

$$P_f = a + b \cdot i \quad (1)$$

där a och b är bestämda av pannkonstruktionen och i är intermittensgraden

$$i = \frac{t}{T} \quad (2)$$

dvs driftstiden t dividerad med den totala varmhållningstiden T för en period (t.ex. vecka, månad eller år). Den genomsnittliga effektförlusten under en sådan period blir

$$\bar{P}_f = \frac{i}{T} \int_0^T P_f dt \quad (3)$$

som genom linealiteten i (1) helt enkelt ger

$$\bar{P}_f = a + b \cdot \bar{i} \quad (4)$$

där \bar{i} är den genomsnittliga intermittensen.

Denna kan beräknas från oljebehovet Q och oljeflödet q i liter respektive liter/h

$$\bar{i} = \frac{t}{T} = \frac{q}{Q} \frac{t}{T} = \frac{Q}{q} \cdot \frac{1}{T} \quad (5)$$

Storleken av \bar{i} är

$$0,17 < \bar{i} < 0,3 \quad (6)$$

för små oljepannor, se Peterson (1984a) och Peterson, Karvounis (1984).

Inflytande av väderlek

För olika år är specifika värmebehovet S olika. Skillnaderna kan ligga i storleksordningen $\pm 10\%$ jämför med normalåret. S påverkar energibehovets temperaturberoendedel men ej varmvattendelen vilken kan ligga i storleksordningen 25% av totala nettobehovet för ett småhus. Om specifika värmebehovet ett år j är S_j är oljebehovet då i storleksordningen

$$0,75 Q_o \frac{S_j}{S_o} + 0,25 Q_o \quad (7)$$

där Q_o är oljebehovet ett normalår och S_o är specifika värmebehovet under normalår.

Intermittensen år j blir därmed

$$\bar{i}_j = \frac{Q_o}{q_T} \left(0,75 \frac{S_j}{S_o} + 0,25 \right) \quad (8)$$

mot normalårets

$$\bar{i}_o = \frac{Q_o}{q_T} \quad (9)$$

Pannförlusterna blir då

$$P_{fj} = a + b \frac{Q_o}{q_T} \left(0,75 \frac{S_j}{S_o} + 0,25 \right) \quad (10)$$

mot

$$P_{fo} = a + b \frac{Q_o}{q_T} \quad (11)$$

Verkningsgradsförändringar

De verkningsgradsförändringar man erhåller till följd av den ändrade intermittensgraden kan beräknas från

$$\eta = 1 - \frac{\bar{P}_{fj} \cdot T}{Q} \quad (12)^1$$

1) Med Q omräknat i samma enhet som P_f !

För år j blir de

$$\eta_j = 1 - \frac{aT + b \frac{Q_0}{q} (0,75 \frac{S_j}{S_0} + 0,25)}{Q_0 (0,75 \frac{S_j}{S_0} + 0,25)} \quad (13)$$

mot normalårets

$$\eta_0 = 1 - \frac{aT + b Q_0/q}{Q_0}$$

Ändringen i verkningsgrad $\Delta\eta$ blir

$$\Delta\eta = \eta_j - \eta_0 = 0,75 \frac{aT}{Q_0} \frac{1 - S_j/S_0}{0,25 + 0,75 S_j/S_0} \quad (14)$$

Typexempel

För en typisk villapanna ligger η vid drift ($i = 0$) vid 0,80. Detta ger för normalåret $aT = 0,2 Q_0$. För den ovan anförda relationen

$$0,9 < \frac{S_j}{S_0} < 1,1 \quad (15)$$

får vi således

$$\Delta\eta = \pm 1,38 \% \quad (16)$$

vilket är försumbart i jämförelse med de fal som normalt erhålls vid fältmätningar av värmepannors verkningsgraden. Då avvikelserna är systematiska ($S_j > S_0$ ger + 1,38 % och vice versa) bör de dock tas med vid kalkyler över energiåtgång m m.

Litteratur

Dittrich, A.: Zum Jahreswirkungsgrad von Ein- und Mehrkesselanlagen. HLH 23 (1972) nr 12, sid 381-386.

Peterson, F.: Val av oljepanna med hänsyn till ort och hustyp. Ingår i BFR's material för E 85 utredningen. Stockholm 1984.

Peterson, F. & Lilliengren, U.: E85 - Tillförselsektor - del 1. Ingår i BFR's material för E85 utredningen. Stockholm 1984.

Peterson, F. & Karvounis, D.: 5000 pannor - del 1. Tekniska Meddelanden nr 270. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1984.

Peterson, F. & Karvounis, D.: 5000 pannor - del 2. Tekniska Meddelanden nr 271. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1984.

Plate, J. & Tenhumberg, J.: Zum Jahresnutzungsgrad von Ein- und Zweikesselanlagen. HLH 34 (1983) nr 1, sid 14-18.

Plate, J. & Tenhumberg, J.: Theoretische und experimentelle Ermittlung des Nutzungsgrades von Wärmeerzeugern - Ein Vergleich. HLH 35 (1984) nr 3, sid 96.

Tenhumberg, J. & Plate, J.: Nutzungsgrad von Heizungsanlagen als Funktion der Auslegung und der Betriebsweise der Anlagenkomponenten. VDI nr 464, 1982.

FÖRLUSTER GENOM SOTPÅSLAG I PANNOR

Förluster genom sotpåslag i pannor har behandlats av bland andra Peterson (1974). Normalt brukar det antas att förlusterna uppväger kostnader för sotning vid en temperaturstegring av 50°C hos förbränningsgaserna.

Nedan skall kostnader för värmeförlusterna i fritt värme behandlas på ett åskådligt sätt. Idén till framställningar har erhållits från skorstensfejarmästaren Sundström i Ny-näshamn.

Förluster i fritt värme

Förlusterna i fritt värme från en *oljeeldad* anläggning kan beräknas med kännedom av förbränningsgasflödet (eller CO₂-halten) och gastemperaturen, θ_{gas} , enligt

$$\text{förl} = \left(a + \frac{b}{\text{CO}_2} \right) \cdot (\theta_{\text{gas}} - \theta_{\text{pannrum}}) \quad (1)$$

därför anges i % och där a och b är konstanter samt θ_{pannrum} är pannrummets temperatur.

Gastemperaturen varierar med drifttiden efter sotning. Ofta sätter man, se Peterson (1974), gastemperaturen beräknad från en enkel pannmodell. Denna ger

$$\theta_{\text{gas}} = \theta_0 \exp - \frac{k \cdot A}{R \cdot c_p} \quad (2)$$

där k är pannans k -värde

A är den värmeöverförande ytans area

R är gasflödet vid drift för vilket gäller

$$R = c + \frac{d}{\text{CO}_2} \quad (3)$$

med c och d som konstanter

c_p är gasens värmekapacitivet.

Storheter A och c_p kan ofta betraktas som konstanta även om smärre variationer i c_p uppträder. I ekv. (2) uppträder en konstant θ_0 vilken avhänger av panntyp m m.

Storheten k avhänger av sotskiktets tjocklek, δ , på pannytorna. Den beräknas från

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_0} + \frac{\delta}{\lambda} \quad (4)$$

där k_0 är k -värdet vid ren panna och

λ är sotets värmeledningsförmåga, se bild 1.

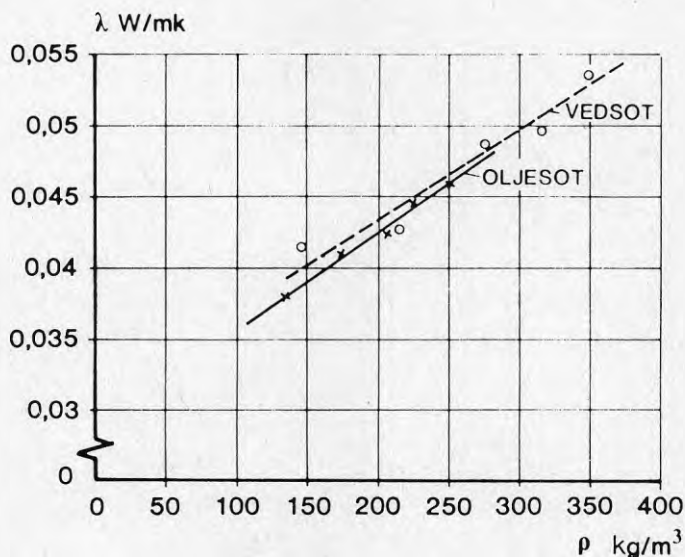


Bild 1. Värmeledningsförmågan som funktion av densiteten för ved- och oljesot.

För sotskiktstjockleken δ gäller

$$\delta = \text{konst} \cdot \tau \quad (5)$$

där τ är drifttiden.

Vid on/off drift kan man (som en approximation) sätta

$$\tau = \text{konst} \cdot \Delta S \quad (6)$$

där ΔS är specifika värmebehovet under en period. Införs (6) i (5) och δ -värdet i (4) kan (2) skrivas

$$\theta_{\text{gas}} = \theta_0 \cdot \exp - \frac{e}{\left(c + \frac{d}{\text{CO}_2}\right) \left(\frac{1}{k_0} + g \cdot \Delta S\right)} \quad (7)$$

där e och g är konstanter.

Observerar vi att

$$e \ll d/\text{CO}_2 \quad (8)$$

samt att

$$a \ll b/\text{CO}_2 \quad (9)$$

kan vi skriva

$$\text{förl} \approx h \cdot \left(\exp - \frac{k \cdot \text{CO}_2}{1 + m \cdot \Delta S}\right) / \text{CO}_2 \quad (10)$$

Vid konstant CO_2 förenklas uttrycket till

$$\text{förl} = p \exp \left(- \frac{n}{1 + m \cdot \Delta S}\right) \quad (10a)$$

med h , k , m och n som konstanter.

Mätexempel

För mätning på en större panna har under januari månad förlusterna i fritt värme vid nysotad panna mätts till 10 % ($\text{CO}_2 = 12$ %, $\theta_{\text{gas}} = 220^\circ\text{C}$). Efter 24 dagar är de 12 % och efter 28 dagar har de bestämts till 15 %.

För det första tillfället gäller

$$\text{förl} = 0,1 = p \exp - \frac{n}{1 + 0 \cdot \Delta S} \quad (10b)$$

eftersom m är 0 (sotskikt $\delta = 0$).

Vid andra tillfällen - då enligt SMHI's statistik 302 grad-dagar förflutit ($\Delta S = 302 \text{ Kd}$)

$$0,12 = p \exp - \frac{n}{1 + 302 m} \quad (10c)$$

och efter 28 dagar

$$0,15 = p \exp - \frac{n}{1 + 588 m} \quad (10d)$$

Lösningen till (10a, b, c) ger

$$\left. \begin{aligned} p &= 0,163 \\ n &= 0,489 \\ m &= 0,0015 \end{aligned} \right\}$$

Förlusterna kan nu beräknas från (10a) som

$$\text{förl} = 0,163 \exp \left(- \frac{0,489}{1 + 0,0015 \Delta S} \right) \quad (10a')$$

Vill man ansätta ett pris på förlusterna kan detta ske genom att de jämförs med oljemängden som åtgår. Antar vi att oljemängden i exemplet är $8,7 \text{ m}^3$ för de första 14 dagarna, dvs $8,7/302 = 0,029 \text{ m}^3/\text{Kd}$. Vid ett oljepris om $2000 \text{ kr}/\text{m}^3$ ger detta ett oljepris av $58 \text{ kr}/\text{Kd}$. Härav är en viss del förlust. Förluster blir i kr räknat

$$58 \cdot 0,163 \Delta S / \exp \left(- \frac{0,489}{1 + 0,0015 \Delta S} \right) \approx 9 \Delta S \exp \left(- \frac{0,5}{1 + 0,0015 \Delta S} \right)$$

För olika långa sotningsperioder får man värden enligt tabell 1.

Tabell 1.

Sotningsperiodens- längd i Kd ΔS	Kostnad kr för förluster i fritt värme	Kostnad för ytterligare 100 Kd
0	0	590
100	590	670
200	1260	720
300	1980	750
400	2730	770
500	3500	800
600	4300	810

Sambandet mellan S och reell tid visas i bild 2 för normal år och Stockholm. För normal år motsvarar 100 Kd de realtider tabell 2 ger.

Som anges i tabellerna kommer nyare täta och välisolerade hus att få längre sotningsintervall än de äldre. Detta sammanhänger med att de har bättre tillgodogörande än "gratis energier".

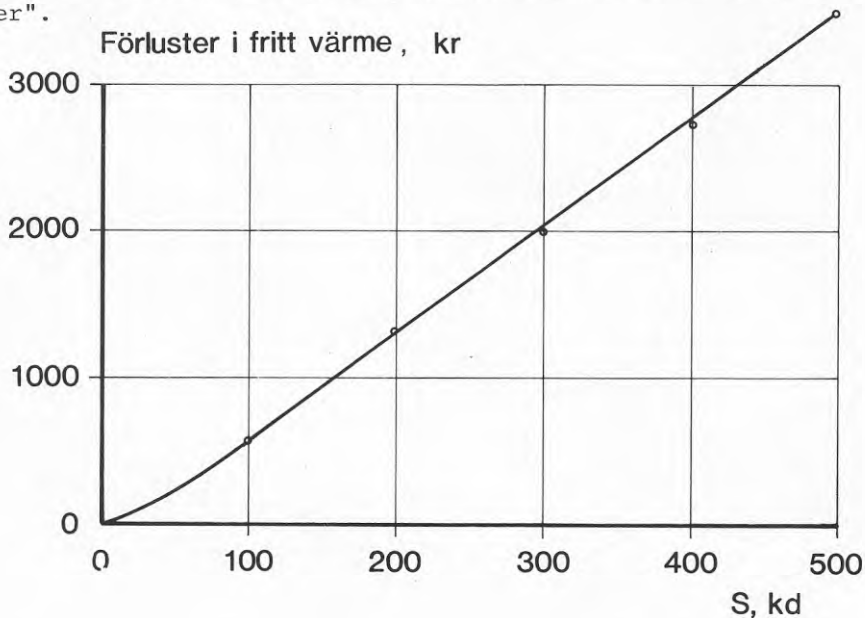
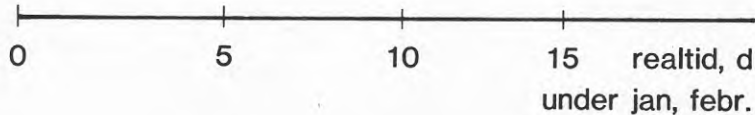


Bild 2.



Tabell 2.

Månad	Realtid för 100 Kd	
	äldre hus	nyare hus
Jan	4-5	5-6
Febr	5½	6
Mars	5½	6½
April	8	10
Maj	14	-
Sept	20	-
Okt	10	14
Nov	7	9
Dec	5-6	7

Litteratur

Dittrich, A.: Zum Jahreswirkungsgrad von Ein- und Mehrkesselanlagen. HLH 23 (1972) nr 12, sid 381-386.

Peterson, F.: sotbeläggningar i pannor. Tekniska Meddelanden nr 34. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1979.

Plate, J. & Tenhumberg, J.: Zum Jahresnutzungsgrad von Ein- und Zweikesselanlagen. HLH 34 (1983) nr 1, sid 14-18.

Plate, J. & Tenhumberg, J.: Theoretische und experimentelle Ermittlung des Nutzungsgrades von Wärmeerzeugern - Ein Vergleich. HLH 35 (1984) nr 3, sid 96.

Tenhumberg, J. & Plate, J.: Nutzungsgrad von Heizungsanlagen als Funktion der Auslegung und der Betriebsweise der Anlagenkomponenten. VDE nr 464, 1982.

Tenhumberg, J. & Plate, J.: Nutzungsgrad von Heizungsanlagen als Funktion der Auslegung und der Betriebweise der Anlagenkomponenten. VDI nr 464, 1982.

VERKNINGSGRADEN HOS VILLAPANNOR VID MINSKANDE ENERGIBEHOV

Panneffekten för småhus har ofta valts med hänsyn till att man vill kunna klara flera bad efter varandra. Normalt är nämligen effektbehovet för ett småhus ca 7 kW medan pannorna har en tillförd effekt av upp emot 20 kW ibland mer. Skälet till den kraftiga överdimensioneringen är att pannorna valts så att effektbehovet vid tappning av bad upprepa gånger efter varandra skall täckas.

Genom att pannorna är stora kommer man att få en bra verkningsgrad - gaserna kan kylas tillfredsställande även vid viss sotbeläggning, se Peterson (1984). Emellertid ökar en annan typ av förlust - genomströmningsförlusten vilken uppträder i samband med att oljebrännaren icke arbetar.

Tiden för stillestånd är sammanlagt ca 6000 h för en normal panna i vissa fall (t.ex. i södra Sverige) lägre. Detta medför att genomströmningsförlusterna ofta tas upp som en stor post, och en post som dessutom ökar med minskande energibehov. Den som således försöker spara energi på olika sätt får en ökad genomströmningsförlust.

Vi skall här översiktsmässigt se på hur stora genomströmningsförlusterna blir under olika förhållanden. Utgångspunkten är en panna med vissa generella egenskaper, se tabell 1. Dessa svarar närmast mot en bra genomsnittspanna av dagens konstruktion.

Sparande

Energisparandet i byggnader kan ske på flera sätt. Man kan genom sänkning av inomhustemperaturen lätt spara 5 ä 10 % av nettoenergiebehovet. Genom tilläggsisolering av vindsbjälklag, minskning av vattenkonsumtionen osv kan ytterligare besparingar göras. Genomsnittligt har Peterson, Sandesten (1977) visat på att ca 30 % energibehovsminskning kan vara rimlig för bostäder, däribland småhus.

Tabell 1. Standardpanna och standarddriftsfall.

Storhet	Enhet	Värde
Mantelarea	m ²	3
Luckarea	m ²	0,25
Temperaturer	°C	
mantel		45
luckor		150
omgivning		20
genomstr.luft efter pannan		70
Gaser	%	
CO ₂		10
CO		0,01
luftflöde vid genomstr. räknat på förbr.luftflöde		10

En sådan minskning är betydande och ger en väsentligt lägre driftstid (och längre stilleståndstid) än vad normala energibehov ger. Vi skall i det följande se på hur den kan påverka stilleståndsförlusterna. Den konsumtionsmodell vi skall använda är

$$W = W_v + C_H S \quad (1)$$

där W är den totala nettokonsumtionen av energi

W_v är den för varmvattenberedning

C_H är en huskonstant (vilket anger energibehovet för uppvärmning och ventilation räknat per graddag)

S är antalet graddagar.

De hus vi skall studera är ett energislösande med $C_H = 8$ kWh/graddag, ett "normalt" med $C_H = 4,5$ kWh/graddag och ett energisnålt med $C_H = 2$ kWh/graddag. Det bör observeras att C_H avser den köpta energin, dvs man har dragit nytta av viss gratisenergi från människor m m. Dess nettoenergibehov visas i bild 1.

Av bilden framgår att

o minskande energibehov eller oljebehov W (minskande värde på C_H) leder till lägre verkningsgrad. Dennas sänkning

är icke speciellt allvarlig vid energibehovsminskningar med upp till 30% men vid större sänkningar än så kommer verkningsgraden att snabbt sjunka.

o genomströmningsförlusterna P_g ökar snabbt med minskande behov. De är absolut sett ej allvarliga (av storleksordningen 1 MWh/år mot 10 - 40 i nettobehov för huset). Relativt sett blir de avgörande (tillsammans med andra tomgångsförluster, t.ex. förluster från pannans mantel m m) för en kraftig sänkning av verkningsgraden. Denna sjunker från över 70 % ned till under 60 %.

o med ökat sparande får man dock hela tiden en minskning i energibehovet. Verkningsgradsförsämringen kräver bara en del av spareffekten.

Man finner således att pannbyte är en väsentlig insats vid kraftigt energisparande (över 30 % nettoenergiminskning).

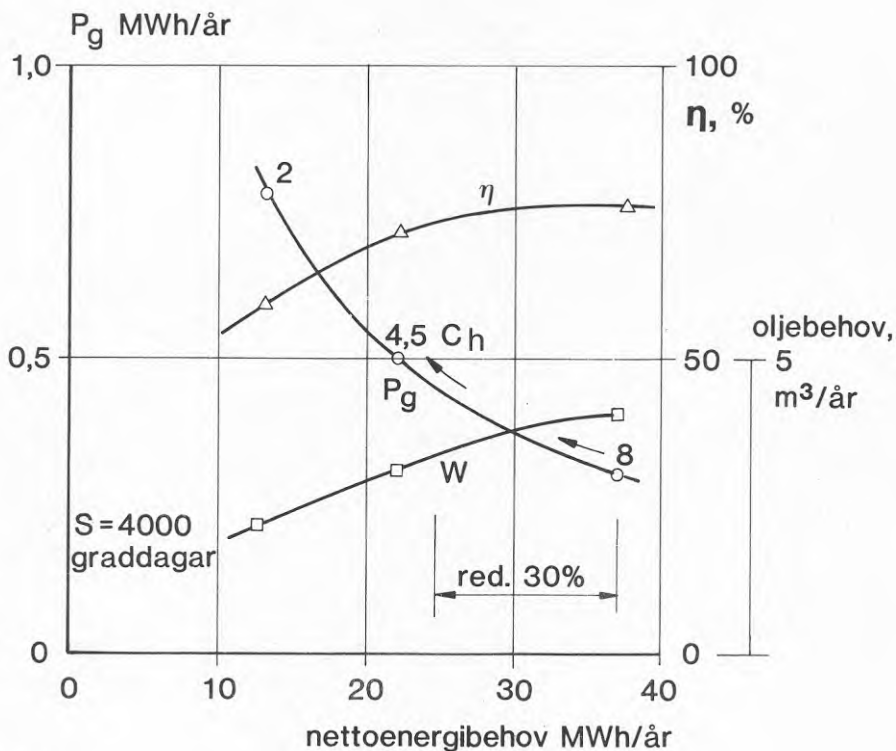


Bild 1.

Litteratur

Dittrich, A.: Zum Jahreswirkungsgrad von Ein- und Mehrkesselanlagen. HLH 23 (1972) nr 12, sid 381-386.

Peterson, F.: Förluster genom sotpåslag i pannor. Ingår i BFR's material för E85 utredningen. Stockholm 1984.

Peterson, F. & Sandesten, S.: Energibehov för bebyggelse - Hushållningsmöjligheter. Industridepartementet, rapport nr DsI 1977:3, Stockholm.

Plate, J. & Tenhumberg, J.: Zum Jahresnutzungsgrad von Ein- und Zweikesselanlagen. HLH 34 (1983) nr 1, sid 14-18.

Plate, J. & Tenhumberg, J.: Theoretische und experimentelle Ermittlung des Nutzungsgrades von Wärmeerzeugern - Ein Vergleich. HLH 35 (1984) nr 3, sid 96.

Tenhumberg, J. & Plate, J.: Nutzungsgrad von Heizungsanlagen als Funktion der Auslegung und der Betriebsweise der Anlagenkomponenten. VDI nr 464, 1982.

ENERGISPARANDE OCH PANNVERKNINGSGRAD FÖR FLERBOSTADSHUS M M

Liksom vid villor kan man riskera att pannverkningsgraden vid oljeeldade anläggningar sjunker kraftigt då man genomför energisparande åtgärder. Skälet härtill är givetvis att de s.k. tomgångsförlusterna (till vilka genomströmningsförlusterna hör) ökar eller är konstanta medan den nyttiggjorda energin minskar. I en uppsats, se Peterson (1984), har förhållandena vid villa-pannor för olja belysts. Här skall motsvarande problem vid oljeeldning i större fastighetspannor tas upp. Det skall i denna korta uppsats endast belysas resultaten vid drift med en panna. Har man flera pannor av olika storlek, se Peterson et al (1984) kan, betydande vinster nås genom att pannorna avpassas till varandra och till värmebehovet. Många panncentraler har dock ej utrustats på ett sådant sätt. I stället har tre praktiskt taget lika pannor installerats. Det är detta senare fall som här behandlas.

Inflytande av nettoeffektbehovet

Vid denna studie skall vi utgå från tre olika stora fastigheter. Deras energibehov kännetecknas av dels ett behov för varmvatten, dels ett för uppvärmning och ventilation. För de tre storlekarna på anläggningar vi tar upp gäller att totalbehovet svarar mot 500 MWh/år, 1000 MWh/år respektive 2000 MWh/år.

Fastigheterna åtgärdas i energisparande syften på olika sätt. Åtgärderna antas resultera i besparingar av upp till 30 %, se Peterson, Sandesten (1977).

I bild 1 visas resultatet av beräkningar med en tidigare presenterad modell för större oljepannor, se Peterson, Lilliengren (1984). Man finner att verkningsgraden

- o här ligger högre än för villapannor
- o minskar måttligt för besparingar upp till 30 %
- o snabbt avtar då besparingarna blir större än 30 % räknat som årsenergi.

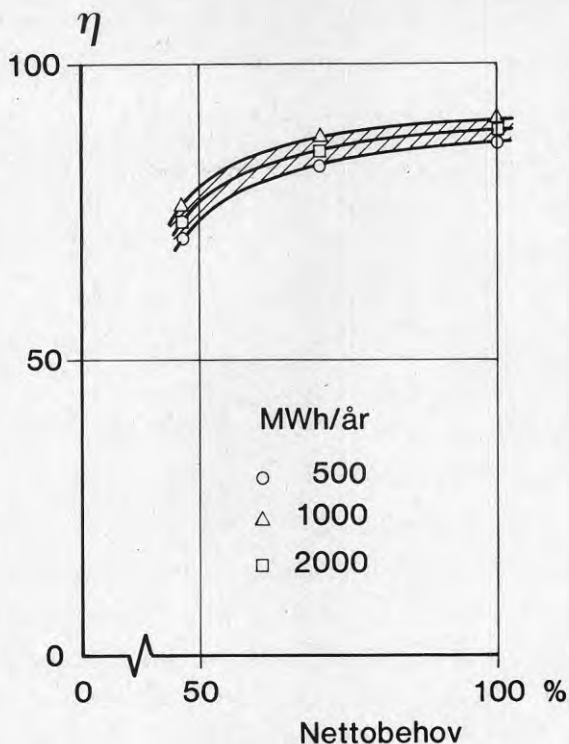


Bild 1.

Vissa förbättringar kan givetvis nås om man vid stora besparingar använder mindre munstycke. Detta kan dock vara förenat med vissa risker t.ex. låga gastemperaturer eller sämre droppbildning. Det är svårt att ge generella anvisningar, men det kan nämnas att man vid ca 50 % besparing skulle behöva minska oljeflödet med ca 50 % för att återställa verkningsgraden till den man ursprungligen hade. Detta stöter emellertid på svårigheten att då gastemperaturen blir för låg. En minskning med oljeflödet med ca 15 % ger en sänkning av gastemperaturen från ungefär 200°C (som antagits som inställt lämplig genomsnittsvärde mellan två sotningar) till ungefär 170°C, vilket är ett undre gränsvärde. En minskning med oljeflödet om 15-20 % ger å andra sidan bara en förbättring av verkningsgraden med ca 5 %-enheter om samtidigt energibehovet gått ned 30 %. Inom minskningar med 0-30 % i energibehov är det således - jämför bild 1 - att kvarhålla en mycket hög årsverkningsgrad genom munstycksbyte.

- Dittrich, A.:* Zum Jahreswirkungsgrad von Ein- und Mehrkesselanlagen. HLH 23 (1972) nr 12, sid 381-386.
- Peterson, F.:* Verkningsgraden hos villapannor vid minskande energibehov. Ingår i BFR's material för E85 utredningen. Stockholm 1984.
- Peterson, F. & Lilliengren, U.:* E85 - Tillförselsektor - del 1. Ingår i BFR's material för E85 utredningen. Stockholm 1984.
- Peterson, F. & Sandesten, S.:* Energibehov för bebyggelse - Hushållsningsmöjligheter. Industridepartementet, rapport DsI 1977:3, Stockholm.
- Peterson, F. & Lilliengren, U.:* E85 - Tillförselsektor - del 1. Ingår i BFR's material för E85 utredningen. Stockholm 1984.
- Plate, J. & Tenhumbergm J.:* Zum Jahresnutzungsgrad von Ein- und Zweikesselanlagen. HLH 34 (1983) nr 1, sid 14-18.
- Plate, J. & Tenhumberg, J.:* Theoretische und experimentelle Ermittlung des Nutzungsgrades von Wärmeerzeugern - Ein Vergleich. HLH 35 (1984) nr 3, sid 96.
- Tenhumberg, J. & Plate, J.:* Nutzungsgrad von Heizungsanlagen als Funktion der Auslegung und der Betriebsweise der Anlagenkomponenten. VDI nr 464, 1982.

VÄRMEAVGIVNING FRÅN SKORSTENAR

Skorstenar vid olika eldstäder kan tjänas som lager för värme. Speciellt gäller detta för skorstenar av murat utförande och då de används i samband med t.ex. vedeldade värmepannor eller ugnar. Vid dessa är nämligen ofta gastemperaturerna höga. Vid så höga temperaturer som de vilka här antyds kan skorstenar med tung konstruktion lagra betydande värmemängder medan skorstenar med lätt konstruktion får betydligt sämre egenskaper i detta avseende.

Lagringen av värme i skorstens materialet ger flera effekter

- o gastemperaturen sjunker, vilket kan leda till kondensbesvär, se Peterson (1975)
- o skorstenen får en funktion lika den för en kakelugn och avger värme efter eldningen till närliggande rum.

Indirekt leder således värmelagringen till

- o en ökning av nyttig effekt
- o en försämring av gasspridningen.

Den sistnämnda effekten spelar mindre roll vid så höga gastemperaturer som det här är frågan om.

Äldre skorstenskonstruktioner

Äldre skorstenskonstruktioner var utförda av tegel med förhållandevis tjocka väggar, se bild 1.

Ofta fanns flera kanaler i skorstenen till skillnad från exemplet i bild 1. Gasen passerade genom kanalerna och värmdes av murstenen ofta till betydande temperaturer.

Värmeströmning genom konstruktioner av det visade slaget har beräknats (t.ex. med finita elementmetoder, se Peterson (1975)) men kan enklare mätas. Bild 2 ger vissa data efter skorstensprovningar utförda vid IRB (meddelande T 519).

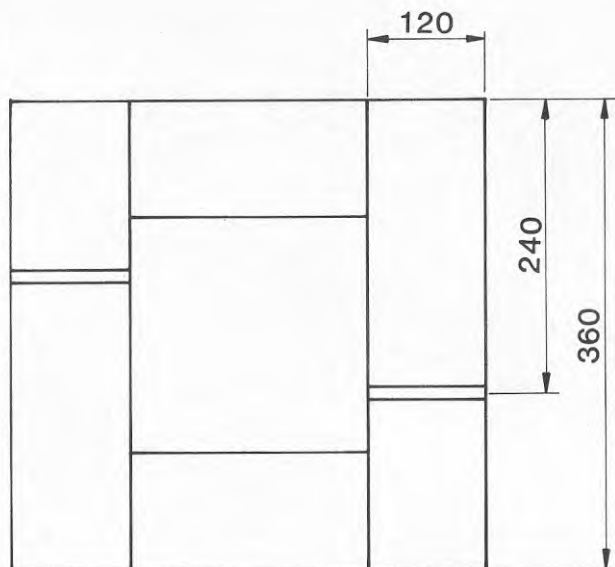


Bild 1.

Man finner för yttemperaturen θ_y

$$\theta_y \approx \theta_o + 10 + 0,2 \theta_g$$

där θ_o är rumstemperaturen och θ_g är gastemperaturen. För vedeldning med $\theta_g = 200^\circ\text{C}$ i skorsten erhålls därmed

$$\theta_y = 60-70^\circ\text{C}$$

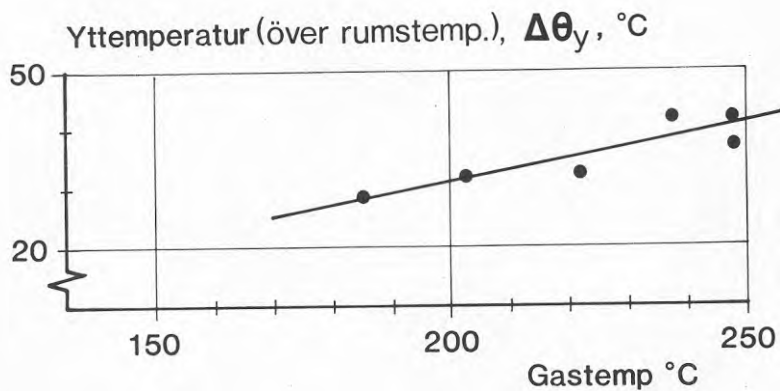


Bild 2. Data för skorsten enligt bild 1.

Genom att skorstenar ofta är (löst) sammanbyggda med andra värmeavledande konstruktioner kommer rumsväggen nära skorstenen att värmas olika mycket dock högst till den angivna temperatur. För en yta av

$$A = 2 \times 3 \times 3 \times 0,36 = 8,6 \text{ m}^2$$

(vilket motsvarar skorstensarean genom 2-våningsplan) får man därför en värmeavgivning till en villas bostadsdel om

$$P = A \cdot (\theta_y - \theta_o) \cdot \alpha_v \quad (1)$$

där

$$\alpha_v = \alpha_s + \alpha_k \quad (2)$$

är värmeövergångskoefficienten (samt dess strålnings- och konvektionsdel).

Sätter vi

$$\alpha_s = 5 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (3)$$

$$\alpha_k = 1,5 \sqrt[3]{\theta_y - \theta_o} \quad (4)$$

får vi $P = 2500 \text{ W}$ vilket ger ett stort värmetillskott till huset.

Ett sådant tillskott inträffas först vid fortvarighet och i *genomsnitt* erhålls kanske 10 % härav eller mindre beroende på hur eldningen sker i tiden. Vid en genomsnittlig gashastighet av 5 m/s i skorstenen är den med gasen från pannan utströmmande effekten P_g

$$P_g \geq 5 \times 0,207^2 \cdot 5 \cdot 1,3 \frac{573}{473} \times 1000$$

dvs

$$P_g \geq 800 \text{ W}$$

Trots allt tillvaratas således ca 30 % av gasens "förlustvärme". Vid vedförbränning är förlusterna i fritt värme av Storleksordningen 10 % medan man har en totalverkningsgrad av 75 % (approximativt). En vinst på 3 %-enheter motsvarar ca 4 % i energibesparing!

Sammanfattning

Överslagsbedömningar visar på att ca 4 % energi *kan* överföras genom skorstenen till en villa (2 plan) vid t.ex. vedeldning. Givetvis kan man vid högre byggnader få mindre vinst och vice versa.

Även om bedömningen är att betrakta som ett riktmärke sammanfaller den med resultat erhållna av Johnson et al (1951) i varje fall till sin storleksordning.

Litteratur

Peterson, F.: Kondensproblem vid skorstenar. Tekniska Meddelanden nr 61. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1975.

IRB T519: Ermittlung des Wärmedurchlasswiderstandes eines Schornsteines nach DIN 18 150 Teil 2, Ausgabe September 1979. Informationszentrum RAUM und BAU. Stuttgart 1979.

Jonsson, E., Rydberg, J. & Widell, T.: Möjligheterna till förbättring av förekommande värmepannor för ved. IVA meddelande nr 17. Stockholm 1949.

PANNORS VERKNINGSGRADER SOMMARTID

Inledning

Oljeeldade pannors verkningsgrad sommartid anges ofta som mycket låg. I en rapport från energisparverksamheten i Kristinehamn har dock verkningsgrader ≥ 60 % noterats - se Peterson (1984a) - och i ett BFR-uppdrag har Blomqvist et al (1984) visat på än högre värden.

Då många pannor nu utbyts mot elvärmeanordningar - speciellt för varmvattenberedning - finns det anledning försöka analysera de förhållanden som råder sommartid.

Modell

En panna som används sommartid för varmvattenberedning har förluster i form av

- o fritt värme i förbränningsgaserna, P_f
- o isolerings- och luckförluster, P_i , P_l
- o genomströmningsförluster, P_g .

De förra bestäms av förbränningsgasernas temperatur θ_g , CO₂-halten v_{CO_2} och oljeflödet q_o till

$$P_f = q_o \cdot H_e \left(\frac{0,5}{v_{CO_2}} + 0,007 \right) (\theta_g - \theta_o) \cdot \frac{t}{150} \quad (1)$$

där H_e är oljans värmevärde

θ_o är temperaturen hos förbränningsluften (dvs vanligen pannrumluften) och

t är driftstiden.

Isoleringsförlusterna kan beräknas med kännedom av mantelarean A_m , värmeövergångstalet α_m vid ytan och ytanstemperatur θ_m

$$P_i = A_m \cdot \alpha_m (\theta_m - \theta_o) \cdot T \quad (2)$$

där T är totala tiden (drift + stillestånd).

Luckförlusterna ges på samma sätt av

$$P_l = A_l \cdot \alpha_l (\theta_l - \theta_o) \cdot t \quad (3)$$

där index l avser luckor. Här kan noteras att luckorna avger värme i stort sett under driftstiden t ej under totaltiden T (om θ_l sätts till maxtemperaturen hos luckan).

Slutligen kan genomströmningsförlusterna beräknas från genomströmmande luftflöde, q_l , och luftens temperatur då den lämnar pannan θ_l . De står i relation till förlusterna i fritt värme genom

$$P_g = P_f \frac{\theta_l - \theta_o}{\theta_g - \theta_o} \cdot \frac{(T - t)}{t} \quad (4)$$

Den totala förlusten ges av

$$P_{\text{förl}} = P_f + P_i + P_l + P_g \quad (5)$$

medan totalt tillförd energi ges av

$$P_{\text{tillf}} = q_o \cdot H_e \cdot t \quad (6)$$

Verkningsgraden blir därmed

$$\eta_{\text{summa}} = 1 - \left(\frac{0,5}{v_{\text{CO}_2}} + 0,007 \right) \frac{(\theta_g - \theta_o)}{150} \left[1 + \frac{\theta_l - \theta_o}{\theta_g - \theta_o} \cdot \left(\frac{1}{i} - 1 \right) \right] - \frac{A_m \alpha_m (\theta_m - \theta_o)}{q_o \cdot H_e} \frac{1}{i} - \frac{A_l \alpha_l (\theta_l - \theta_o)}{q_o \cdot H_e} \quad (7)$$

där i är intermittensfaktorn

$$i = \frac{t}{T} \quad (8)$$

Praktiska fall

En inventering av värmecentraler - se Peterson (1984b) visar på att man många gånger använder kraftigt överdimensionerade pannor för sommar drift. Detta medför att pannorna vanligen

vid drift med litet oljeflöde har mycket låga gastemperaturer - ibland under graddagspunkten 160°C ¹⁾! Detta är givetvis ej bra för pannans livslängd, men väl för förbränningsverkningsgraden

Fall 1

Förutsättningar	Panna: 100 kW
	Drifftid (av fyra månader): 1000 h (34 %)
	CO ₂ : 10 % (vilket är ett gott medelvärde)
	Gastemperatur: 140°C (se huvudtexten)
	Lufttemperatur: 25°C
	Luckarea: 1 m ² Lucktemperatur: 100°C
	Mantelarea: 20 m ² Manteltemperatur: 35°C
	Oljeflöde: 10,3 kg/h
	Genomströmningsflöde: 10 % av luftflödet vid drift
	Lufttemperatur efter pannan: 60°C

Beräkningsresultat	Tillförd energi:	120 000 kWh
	Nyttig energi:	92 400 kWh (77 %)
	Förluster i fritt värme	7 %
	Förluster från mantel:	15 %
	Förluster från luckor:	1 %
	Genomströmningsförluster:	1 %

Detta är ett exempel där pannans mantelytan är orimligt stor i förhållande till effekten hos pannan. Typisk äldre konstruktion.

1) Se även Blomqvist et al (1984).

Fall 2

Förutsätt- Panna: 200 kW
ningar Drifftid (av fyra månader): 1000 h (34%)
CO₂: 9%
Gasttemperatur: 160 °C
Lufttemperatur: 25 °C
Luckarea: 1 m² Lucktemperatur: 100 °C
Mantelarea: 20 m² Manteltemperatur: 35 °C
Oljefflöde: 20,6 kg/h
Genomströmningsflöde: 10 % av luftflödet vid drift
Lufttemperatur efter pannan: 60 °C

Beräknings- Tillförd energi: 240 000 kWh
resultat Nyttig energi: 200 000 kWh (83%)
Förluster i fritt värme: 8 %
Förluster från mantel: 8 %
Förluster från luckor: 0 %
Genomströmningsförluster: 0 %

Här har pannan fått en mera realistiska area i relation till effekten.

Fall 3

Förutsätt- Panna: 200 kW
ningar Drifftid (av fyra månader): 1000 h (34%)
 CO₂: 9%
 Gastemperatur: 160 °C
 Lufttemperatur: 25 °C
 Luckarea: 1 m² Lucktemperatur: 100 °C
 Mantelarea: 20 m² Manteltemperatur: 45 °C
 Oljeflöde: 20,6 kg/h
 Genomströmningsflöde: 20 % av luftflödet vid drift
 Lufttemperatur efter pannan: 60 °C

Beräknings- Tillförd energi: 240 000 kWh
resultat Nyttig energi: 181 000 kWh (75%)
 Förluster i fritt värme: 8 %
 Förluster från mantel: 15 %
 Förluster från luckor: 0 %
 Genomströmningsförluster: 1 %

Liknande fall 2 men med stora läckage och dålig isolering.
Fortfarande är mantelförlusterna stora eftersom denna panna
har bristande isolering.

Fall 4

Förutsätt- Panna: 300 kW
ningar Drifftid (av fyra månader): 1000 h (34 %)
CO₂: 8 % (låg CO₂-halt)
Gastemperatur: 250 °C
Lufttemperatur: 25 °C
Luckarea: 1 m² Lucktemperatur: 150 °C
Mantelarea: 25 m² Manteltemperatur: 45 °C
Oljefflöde: 30,9 kg/h
Genomströmningsflöde: 10 % av luftflödet vid drift
Lufttemperatur efter pannan: 60 °C

Beräknings- Tillförd energi: 360 000 kWh
resultat Nyttig energi: 254 000 kWh (70 %)
Förluster i fritt värme: 16 %
Förluster från mantel: 13 %
Förluster från luckor: 0 %
Genomströmningsförluster: 1 %

Detta är exempel på en *dålig* skött pannverkningsgrad. Höga luck- och manteltemperaturer, stort läckage vid stillestånd och därmed låg CO₂-halt. Trots detta förhållandevis hög verkningsgrad.

Fall 5

Förutsätt- Panna: 300 kW
 ningar Drifftid (av fyra månader): 1000 h (34 %)
 CO₂: 10 %
 Gastemperatur: 200 °C
 Lufttemperatur: 25 °C
 Luckarea: 1 m² Lucktemperatur: 150 °C
 Mantelarea: 25 m² Manteltemperatur: 35 °C
 Oljeflöde: 30,9 kg/h
 Genomströmningsflöde: 10 % av luftflödet vid drift
 Lufttemperatur efter pannan: 60 °C

Beräknings-	Tillförd energi:	360 000 kWh
resultat	Nyttig energi:	300 000 kWh (83 %)
	Förluster i fritt värme:	10 %
	Förluster från mantel:	6 %
	Förluster från luckor:	0 %
	Genomströmningsförluster:	0 %

Pannan i exempel 4 men

- o tätad
- o rengjord
- o tilläggs isolerad och med
- o justerad brännare.

Vinsten blir här 300 000 - 254 000 = 46 000 kWh motsvarande ett värde av ca 8 000 kr. Detta motsvarar en kapitalinsats av ca 80 000 kr för de ovannämnda åtgärderna. Det bör observeras att vinten givetvis också erhålls vid vinterdriften.

Fall 6

Förutsätt- Panna: 300 kW
 ningar Drifftid (av fyra månader): 500 h (17%)
 CO₂: 10 %
 Gastemperatur: 200 °C
 Lufttemperatur: 25 °C
 Luckarea: 1 m² Lucktemperatur: 150 °C
 Mantelarea: 25 m² Manteltemperatur: 35 °C
 Oljeflöde: 30,9 kg/h
 Genomströmningsflöde: 10 % av luftflödet vid drift
 Lufttemperatur efter pannan: 60 °C

Beräknings- resultat	Tillförd energi:	180 000 kWh
	Nyttig energi:	148 000 kWh (82%)
	Förluster i fritt värme:	10 %
	Förluster från mantel:	6 %
	Förluster från luckor:	0 %
	Genomströmningsförluster:	1 %

Här redovisas återigen samma panna som i exempel 4 och 5. Denna gång efter översyn (ex. 5) men med kort drifftid (500 h) om 17 % av perioden. Fortfarande är verkningsgraden anmärkningsvärt hög.

Fall 7

Förutsätt- Panna: 50 kW
ningar Drifftid (av fyra månader): 500 h (17%)
CO₂: 10 %
Gastemperatur: 200 °C
Lufttemperatur: 25 °C
Luckarea: 0,8 m² Lucktemperatur: 150 °C
Mantelarea: 15 m² Manteltemperatur: 35 °C
Oljeflöde: 5,1 kg/h
Genomströmningsflöde: 10 % av luftflödet vid drift
Lufttemperatur efter pannan: 60 °C

Beräknings-	Tillförd energi:	30 000 kWh	
resultat	Nyttig energi:	19 300 kWh	(64%)
	Förluster i fritt värme:	10 %	
	Förluster från mantel:	23 %	
	Förluster från luckor:	2 %	
	Genomströmningsförluster:	1 %	

Detta exempel behandlar en mindre panna (som får lägre verkningsgrad till följd av ytornas relativt sett större area).

Trots detta blir verkningsgraden så hög som 64 % (vilket motsvarar de sämre mätta enheternas verkningsgrader).

Totalverkningsgraden för systemet

Innan vi anslutar denna undersökning finns det anledning stanna något inför totalverkningsgraden vid varmvattenberedning. Denna bestäms inte endast av produktionsanläggningens verkningsgrad η_p utan av

$$\eta_{\text{tot}} = \eta_p \cdot \eta_l \cdot \eta_r \quad (9)$$

där η_l är ledningssystemets verkningsgrad och η_r är reglerutrustningens verkningsgrad.

Den förra - η_l - bestäms av

$$\eta_l = 1 - \frac{\text{ledningsförluster}}{\text{frånpannans utsänd energi}} \quad (10)$$

medan den senare bestäms av hur snabbt önskad vattentemperatur nås (och förlusterna innan den nås). Man kan - överslagsmässigt - sätta

$$\eta_r \approx 0,98 \quad (11)$$

För η_l gäller vid hus med vvc att vvc-ledningens temperaturförluster brukar vara ca 3 %. Är vattenflödet under perioden lika med tappningsmängden får man således ca

$$\eta_l = 1 - \frac{3}{45} \approx 0,93 \quad (12)$$

och normalt torde - för sommar drift

$$0,85 < \eta_l < 0,95 \quad (13)$$

Dessa förluster - i storleksordningen 10 % och i vissa fall större, t.ex. vid långa ledningar - medverkar till att öka totala förlusterna.

I villaområden med långa ledningar och låg avkoppling av vattnet torde sänkningarna kunna bli 20 %, dvs $\eta_z = 0,8$. Detta drabbar alla slags energikällor om samma system används. Det påverkar därför ej η_p .

Sammanfattningsvis kan sägas att de genomräknade exemplen

- o visar på verkningsgrader av samma storlek som försöken
- o visar att verkningsgraden under sommaren ej behöver vara speciellt låg ens för dåliga pannor
- o pekar på att man vid övergång till dyrare bränsle eller system för varmvattenberedning bör överväga smärre förbättringar hos pannan som ett alternativ.

Litteratur

- Blomqvist, R. et al*: Årstidsvariation av verkningsgrad på oljepanna. BFR projekt nr 821147-4. Stockholm 1984.
- Dittrich, A.*: Zum Jahreswirkungsgrad von Ein- und Mehrkesselanlagen. HLH 23(1972) Nr 12, sid 381-386.
- Peterson, F.*: Användning av energi i Kristinehamn - del 4. (under tryckning). Stockholm 1984.
- Peterson, F.*: Om effektbestämning för större centraler. (under tryckning). Stockholm 1984.
- Plate, J. & Tenhumberg, J.*: Zum Jahresnutzungsgrad von Ein- und Zweikesselanlagen. HLH 34(1983) Nr 1, sid 14-18.
- Plate, J. & Tenhumberg, J.*: Theoretische und experimentelle Ermittlung des Nutzungsgrades von Wärmeerzeugern - Ein Vergleich. HLH 35(1984) Nr 3, sid 96.
- Tenhumberg, J. & Plate, J.*: Nutzungsgrad von Heizungsanlagen als Funktion der Auslegung und der Betriebsweise der Anlagenkomponenten. VDI Nr 464, 1982.

REGLERKURVAN

Inledning

Då man inventerar större objekt med avseende på energibehov m m mäts ofta inomhustemperaturen θ_i ; endast överslagsmässigt (eller inte alls) och sällan som funktion av utomhustemperaturen θ_u . Detta sammanhänger med att man antar att inomhustemperaturen är konstant och att den bestäms genom värmeförlusten. Är den tillförda effekten från värme P_v och den från belysning, apparater m m P_t gäller ju

$$P_v + P_t = C_H (\theta_i - \theta_u) \quad (1)$$

där C_H är en konstant för huset.

Ekv. (1) gäller (i varje fall approximativt) för

$$\theta_u < \theta_u^0 \quad (2)$$

där θ_u^0 är ca 11°C för äldre hus och lägre för mer energisnåla byggnader.

Då man t.ex. mäter effektbehov för en byggnad antas vanligen $\theta_i =$ konstant och då till ett genomsnittsvärde för huset, se t.ex. Peterson (1984a).

I realiteten kan θ_i variera över året, se t.ex. bild 1-6 efter Jensen et al (1982). Som antyds i bilderna gäller

$$\frac{d\theta_i}{d\theta_u} > 0 \quad (3)$$

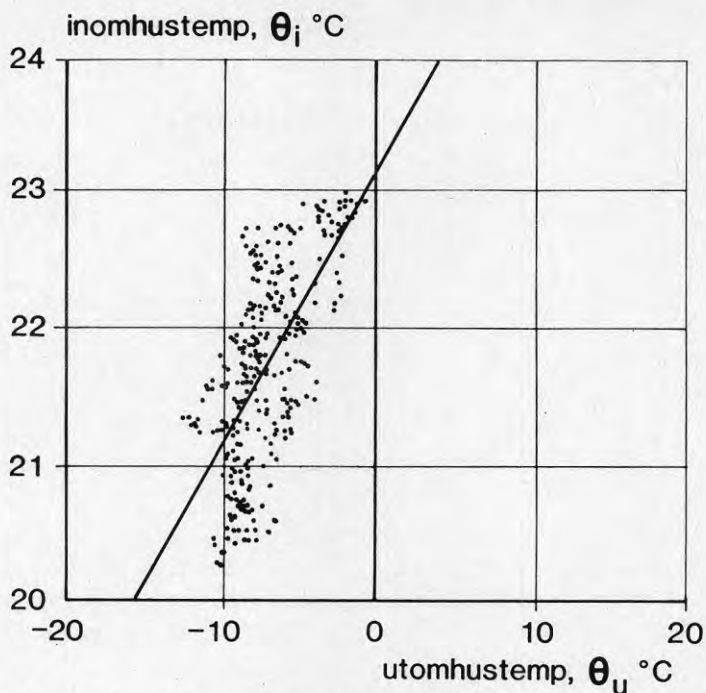


Bild 1. Samband mellan värmeeffekten i kcal/h, framlednings-, ute- och innetemperatur i °C för mätperioden från den 15.2.1979 till den 27.2.1979. Normal reglering.

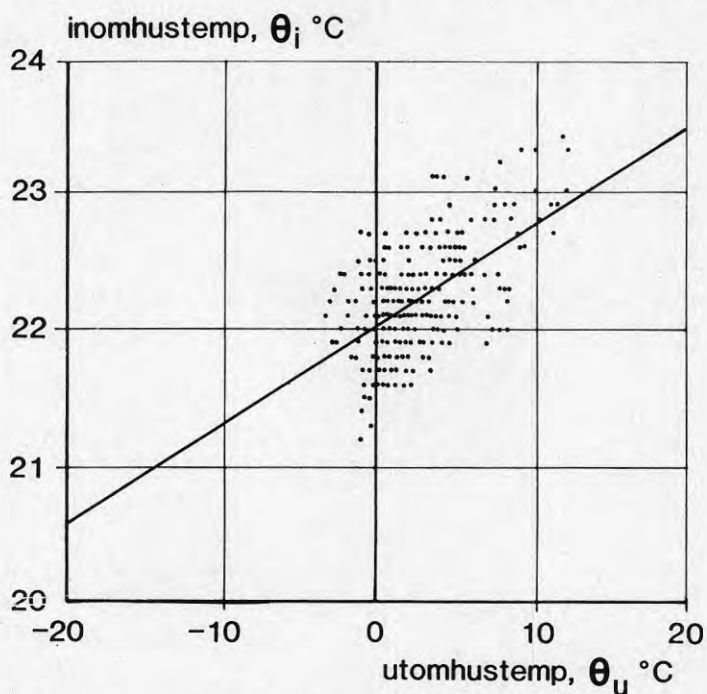


Bild 2. Som bild 1 men för mätperioden från den 27.3.1979 till den 11.4.1979.

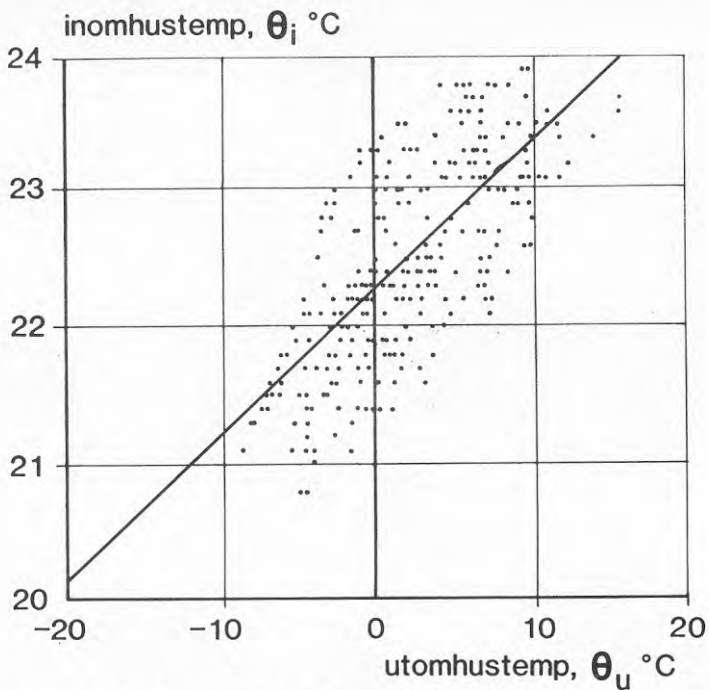


Bild 3. Som bild 1 men för mätperioden från den 8.5.1979 till den 21.5.1979.

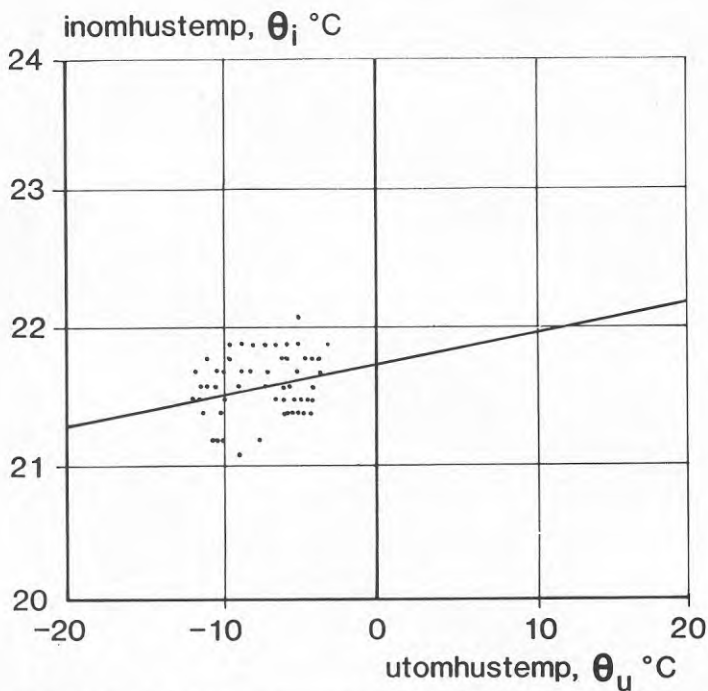


Bild 4. Samband mellan värmeeffekt i kcal/h, framlednings-, ute- och innetemperatur i °C för mätperioden från den 7.3.1980 till den 19.3.1980. Frånluftstemperaturreglering.

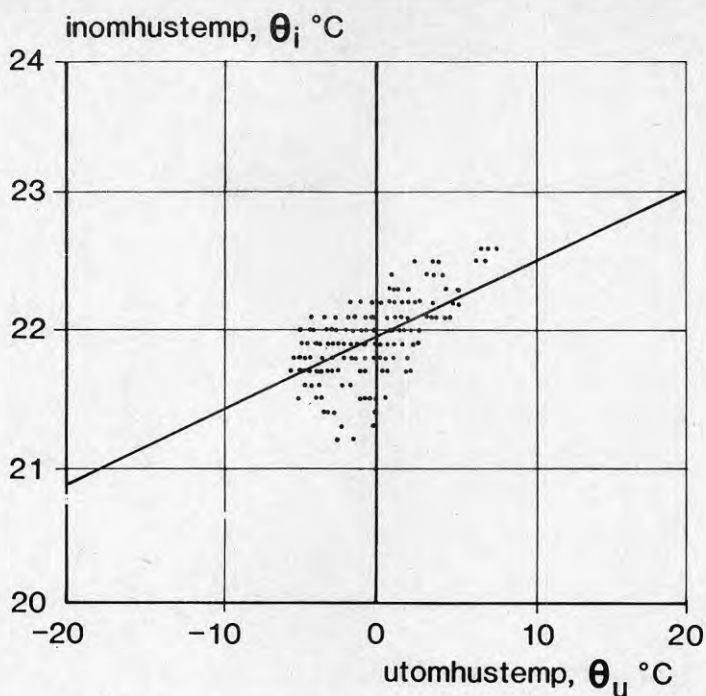


Bild 5. Som bild 4 men för mätperioden från den 25.3.1980 till den 2.4.1980.

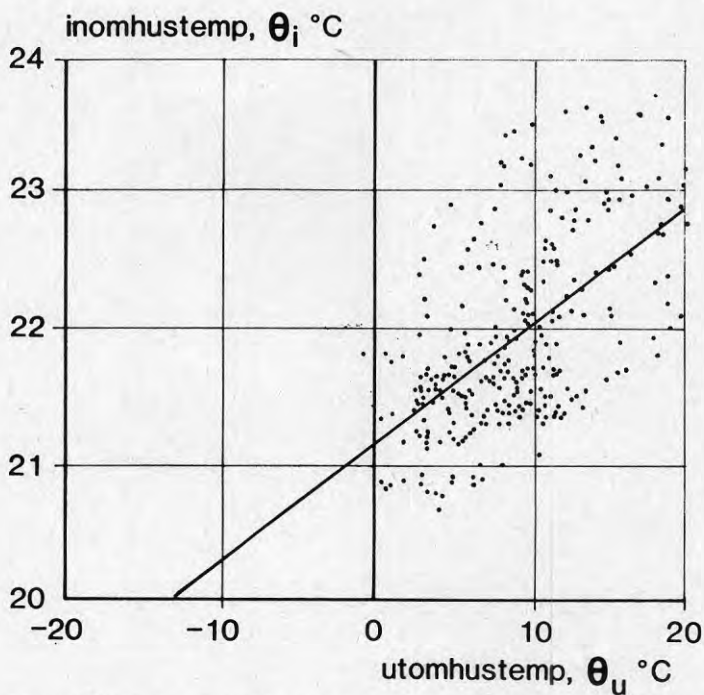


Bild 6. Som bild 4 men för mätperioden från den 9.5.1980 till den 22.5.1980.

Reglerkurvan

Sambandet mellan effekttillförsel till en byggnad, den inomhustemperatur och utomhustemperaturen kan bestämmas räknemässigt. För alla ändamål används ekv. (1) men också en modell för värmarna. Har vi att göra med radiatorer gäller

$$\sum_i k_i A_i \Delta\theta_m = q \cdot \rho \cdot C (\theta_f - \theta_r) \quad (4)$$

där k_i är radiatorns, i , k -värde

A är radiatorns, i , area

$\Delta\theta_m$ är medeltemperaturdifferensen

$$\Delta\theta_m = \frac{\theta_f - \theta_r}{\ln\left(\frac{\theta_f - \theta_i}{\theta_r - \theta_i}\right)} \quad (5)$$

där θ_f är framledningstemperaturen

θ_r är returledningstemperaturen

q är vattenflödet

ρ är vattnets densitet

C är vattnets värmekapacitivet.

I ekv. (4) kan k skrivas

$$k = k_o \left(\frac{\Delta\theta_m}{B\theta_o} \right)^{0,3} \quad (6)$$

där $\Delta\theta_m$ vanligen är 50°C och k_o är radiatorns k -värde vid denna temperaturdifferens.

De tre sambanden för effektbehoven ger

$$(\theta_f - \theta_r)^{0,3} = A \ln\left(\frac{\theta_f - \theta_i}{\theta_r - \theta_i}\right) \cdot (\theta_i - \theta_u) \quad (7)$$

$$\theta_i - \theta_u = B(\theta_f - \theta_r) \quad (8)$$

där A och B är konstanta vilka kan erhållas ur föregående ekv.

För ett system som vid t.ex. $\theta_u = -10^\circ\text{C}$ skall ge $\theta_f = 50$, $\theta_r = 40$ erhåller vi för $\theta_i = 20^\circ\text{C}$, $A = 0,164 = (\text{°C})^{-0,7}$ och $B = 3$. Samhörande värden på θ_u , θ_f och θ_r , kan nu lätt bestämmas, se tabell 1.

Tabell 1. θ_f , θ_r som funktion av θ_u .

θ_u °C	θ_f °C	θ_r °C	θ_i °C
-20	67,4	54,1	20
-15	58,3	46,7	
-10	50,0	40,0	
- 5	42,8	34,4	
0	36,3	29,6	
+ 5	30,4	25,4	
+10	25,7	22,4	

Solens inverkan gör att temperaturen θ_u i ekv. (1) emellertid ej kan väljas till lufttemperaturen utomhus. Använder vi vid *beräkningen* den s.k. soltemperaturen, se bild 7, får vi för Stockholm värden enligt tabell 2.

I bild 8 ges skillnaden mellan de båda "reglerkurvorna". Som framgår av bilden måste reglerkurvan "bytas" vid $\theta_u \approx -5^\circ\text{C}$, dvs ungefär i slutet av februari (då utjämnande effekter beaktas).

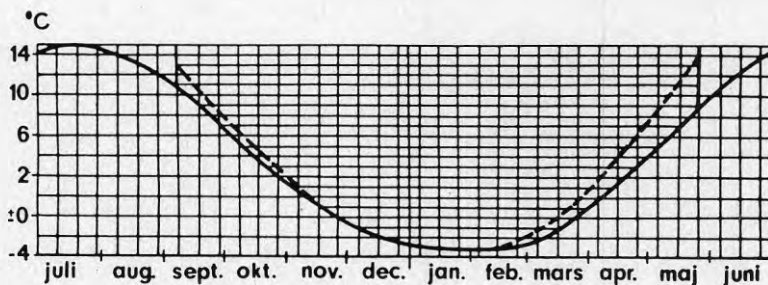


Bild 7.

Tabell 2. θ_f , θ_r som funktion av θ_u .

θ_u lufttemp. °C	θ_u soltemp. °C	θ_f	θ_r	θ_i
-20	-20	67,4	54,1	20
-15	-15	58,3	46,7	
-10	-10	50	40	
- 5	- 5	42,8	34,2	
0	+ 2	33,5	24,2	
+ 5	+ 8	27,5	22,1	
+10	+14	22,8	20,3	

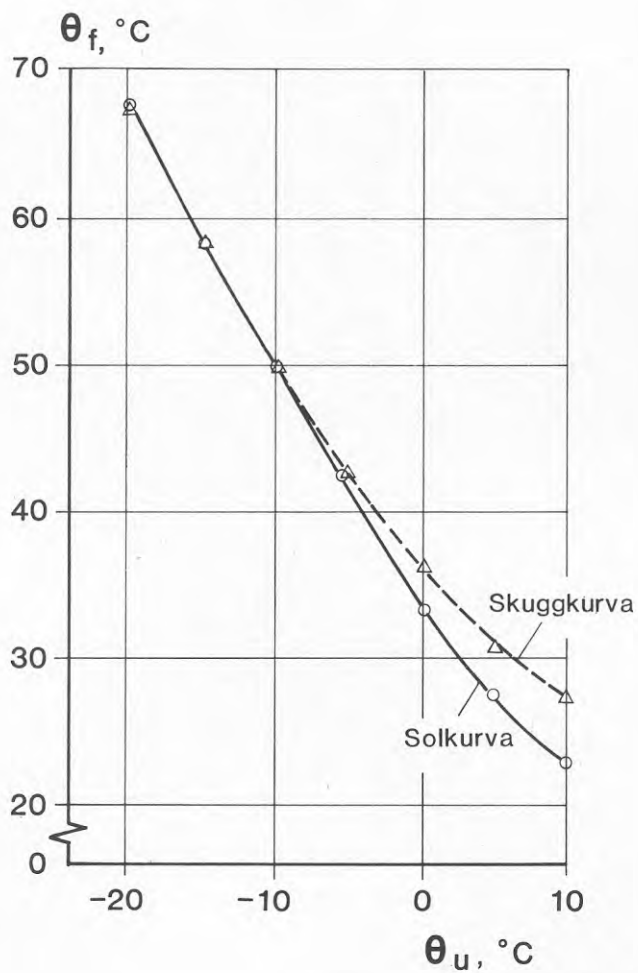


Bild 8.

Utän ett sådant utbyte av reglerkurva får man en övertemperering av byggnaden. Denna kan bestämmas från de angivna ekvationerna, se bild 9.

Observeras bör att ett omvänt byte av reglerkurva måste göras under hösten, jämför bild 7.

Utän ändringen får man för höga inomhustemperaturer -1 ä 2°C enligt bild 9 och motsvarande från Jensen et al (1982), se bild 10.

I de experimentella fallen är naturligtvis temperaturhöjningen en funktion av aktuell solstrålning och ej en "normalårsbaserad".

Den högre inomhustemperaturen leder till en icke önskad vädring - jämför bild 11 - i stället för att - som vid (korrekt) byte av reglerkurva - en icke önskad vädring men omhändertagande av passiv solenergi.

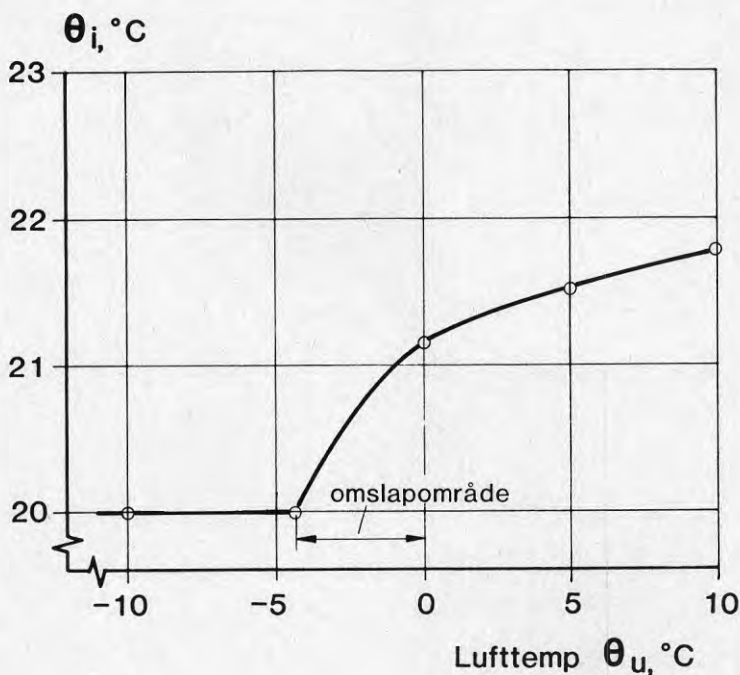


Bild 9.

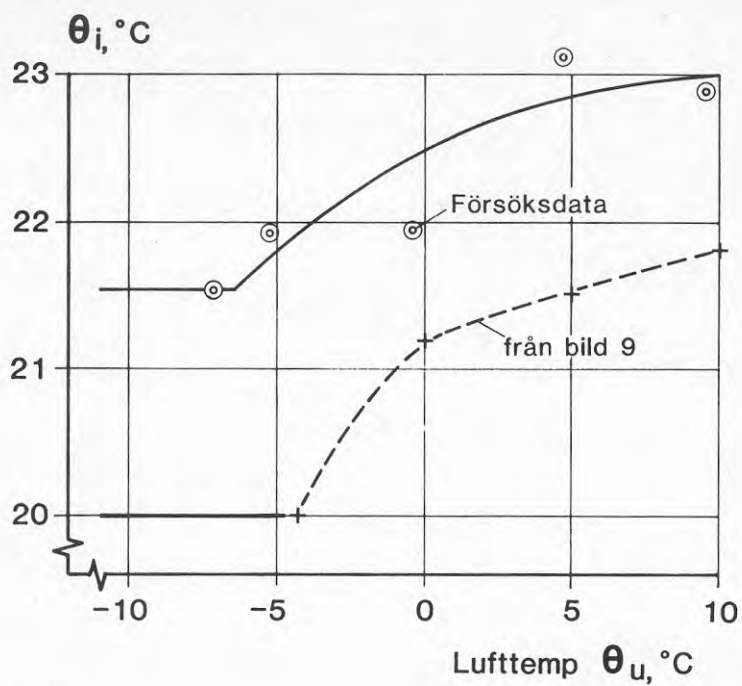


Bild 10.

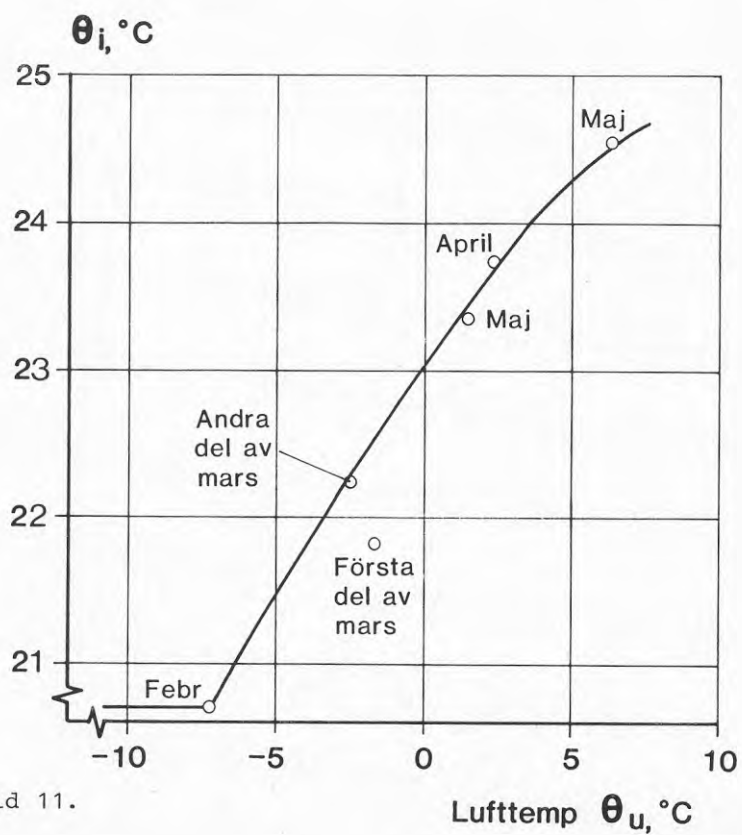


Bild 11.

Litteratur

Jensen, L & Lange, E.: Energianvändning och energibesparing i Malmö - Undersökning av ett höghus. Byggeforskningsrådet, rapport nr 9:1982. Stockholm.

Peterson, F.: E85 - Avvägning mellan energiproduktion och energikonsumtion. Ingår i BFR's material för E85 utredningen. Stockholm 1984, del 3.

E 85

**AVVÄGNING MELLAN ENERGI-
PRODUKTION OCH
ENERGIKONSUMTION**

DEL 3

FOLKE PETERSON

Förord

AVVÄGNING MELLAN PRODUKTION - KONSUMTION

Mellan produktion av energi - t.ex. i en blockcentral eller i en egen central - och konsumtion råder givetvis *jämvikt* (i den mån nettoproduktionen, dvs produktion med avdrag för förluster avses). Detta innebär ingenting annat än att man endast bör producera energi i den omfattning konsumtionen kräver - en överproduktion medför endast att förlusttermen ökar i

$$\text{konsumtion} = \text{produktion} - \text{förlust} \quad (1)$$

Dock kan "relationen mellan konsumtion och kostnad" ge besparingsinflytande, t.ex. värmning av utrymmen m m som ej behöver värmas (exempel, snösmältning) kan elimineras. I båda fallen är det således *konsumtionen och ekonomin* som styr produktionen. Detta ligger till grund för den modell som används.

I realiteten är dessa samband dock icke alltid styrande. Genom att viss produktion har monopolkaraktär (t.ex. fjärrvärme) kommer snäva intressen - t.ex. av ekonomisk natur - att kunna spela en stor roll. Man kan t.ex. hävda att eftersom produktionsapparaten finns och stora investeringar föreligger får ej konsumtionen avta. Detta kan förhindra sparande, dvs minskningar i konsumtionen.

I några uppsatser kommer några problem i sammanhanget att tas upp. Uppsatserna har utförts i ett arbete för Statens Råd för Byggnadsforskning i samband med projekt E 85.

LÄSANVISNING

Inom E 85 har problemet med avvägning mellan energibehov och energiproduktion tagits upp. Detta problem är delvis en fråga om ekonomi och i detta häfte har därför några ekonomiska aspekter av energibehov och energikonsumtion tagits upp.

Den första frågan rör de fasta och rörliga kostnaderna på fjärrvärme. Det kan visas, se uppsatsen, att fasta och rörliga kostnader här båda kan skrivas som en energikostnad. Detta betraktelsesätt kan vara till vägledning för en bedömning av ett genomsnittligt energipris men också vid en bedömning av resultatet av en energibehovsminskning.

För bedömningar av energibehovet under normalår kan man lämpligen utgå från varaktighetskurvor. Dessa kan därför läggas till grund för kostnadsbedömning av det slag som här är av betydelse. Varaktighetskurvorna kan skrivas på en enkel form och hänsyn tas till inverkan av solinstrålning m m. De ekvationer som senare skall användas för en bedömning av t.ex. möjligheten till ekonomiska besparingar genom energikombinat av olika slag anges och bakgrunden till dem skisseras.

Slutligen ges en "kommentar" till frågan om användning av termostatventiler.

FASTA OCH RÖRLIGA PRISER PÅ FJÄRRVÄRME

Inledning

Vid fastläggandet av fjärrvärmesaxor har man oftast indelat taxan i två eller flera delar, s.k. fasta avgifter och rörliga avgifter.

För de fasta avgifterna läggs ofta den behövliga effekten, P , till grund. De indelas i

- o *effektavgifter* $\kappa_p \cdot P$, där κ_p kan anta olika värden beroende på P , se t.ex. bild 1. Effektavgiften är en fast *årlig* avgift där den ingående effekten kan få bestämmas från fall till fall och således variera från år till år. Observera att värden i bild 1 skall indexregleras. (Faktor ca 4 fn).
- o *anslutningsavgift*, vilken också är en effektavgift. Den bestämmas på olika sätt för olika typer av abonnenter

villor, småhus: $\kappa_A + \kappa_B \cdot P$

flerbostadshus
villagrupper : $\kappa_C \cdot X$

kontor, skolor
m fl lokaler : $\kappa_D \cdot P$

där $\kappa_A - \kappa_D$ är värden vilka Ortsregleras och indexregleras. För värdena gäller att ett minimibelopp vanligen ej underskrids (t.ex. 15 000 kr). X är fördelningsytan.

- o en *årskostnad för anslutning*, debitering m m. Denna är vanligen blygsam.
- o en *energikostnad* bestämd av $\kappa_e \cdot W$ där W är energibehovet.

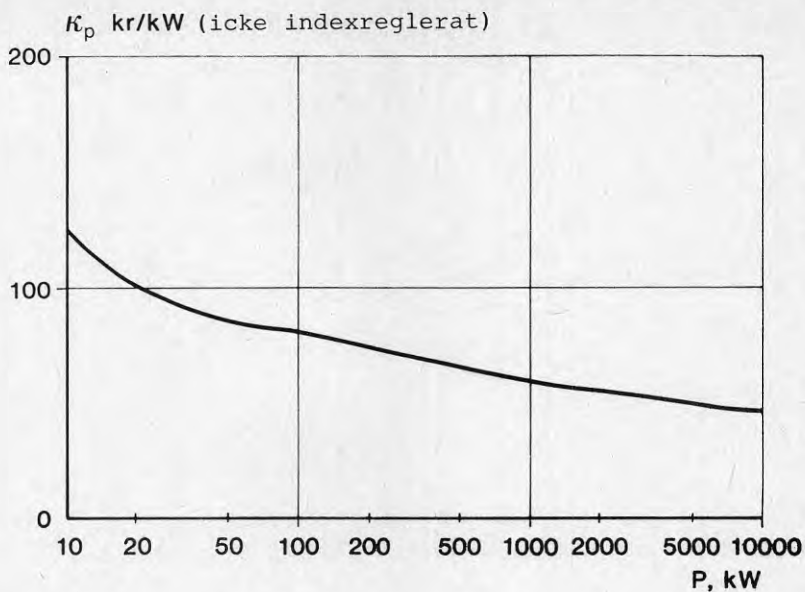


Bild 1. Exempel på hur κ_p kan variera med P .

Samband energi och effekt

Sambandet mellan energiuttaget, W , och effektuttaget, P , visas i bild 2.

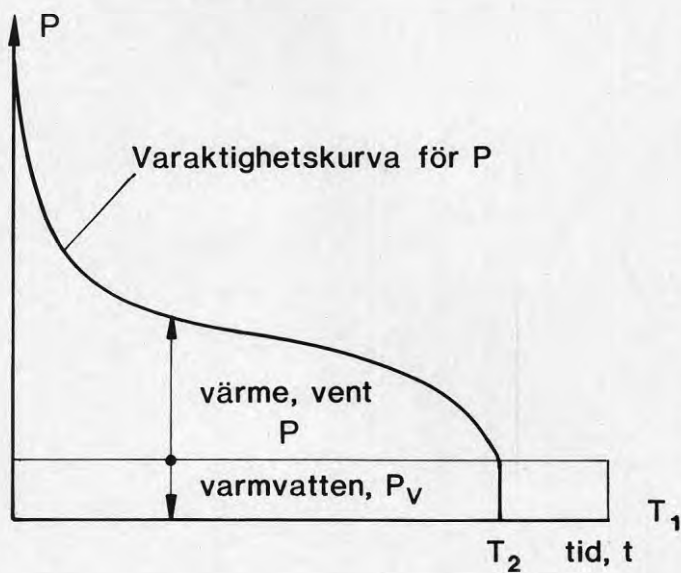


Bild 2.

Ordinatorsn utgörs här av effekten P medan abskissan är en tidsaxel. Energibehoven för varmvatten

$$W_v = \int_0^{T_1} P_v dt \quad (1)$$

och för värme, ventilation

$$W = \int_0^{T_2} P dt \quad (2)$$

ger tillsammans det totala energibehovet

$$W_{tot} = W + W_v \quad (3)$$

Varaktighetskurvans *form* har studerats av Peterson (1979). Den kan allmänt skrivas på formeln

$$P = f(t) \quad (4)$$

och kan fastläggas från egenskaper hos byggnader och dess klimat och meteorologiska data. För P gäller dessutom

$$P = C_H (\theta_i - \theta_u) \quad (5)$$

där θ_i är inomhustemperaturen med korrektion för värmestillskott och

θ_u är utetemperaturen.

För de fortsatta bedömningarna skall vi räkna med *normalår* och anta utjämnade förlopp för utetemperaturens varaktighet, se bild 3.

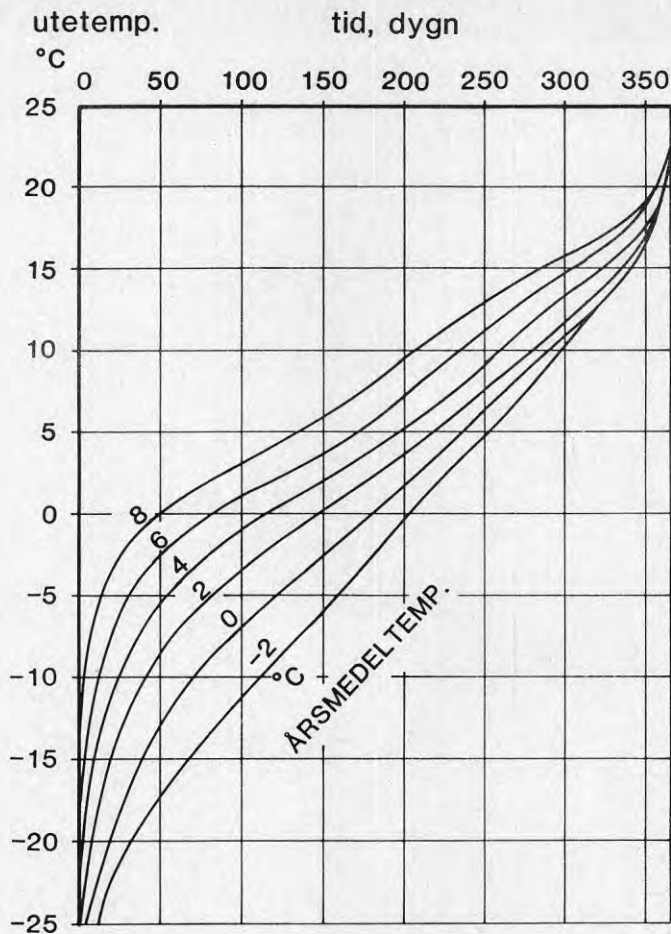


Bild 3.

Genom att varaktighetskurvan för θ_u är given¹⁾ kommer (5) att kunna skrivas

$$W = C_H \int_0^{T_2} \theta_i dt - C_H \int_0^{T_2} \theta_u dt \quad (6)$$

där första termen kan skrivas $C_H \theta_i \cdot T_2$ (θ_i kan ofta anses konstant) och andra termen $C_H \cdot \bar{\theta}_u \cdot T_2$ med $\bar{\theta}_u$ till medeltemperaturen utomhus under värmesäsongen.

1) Egentligen kan θ_u korrigeras för solstrålningens inverkan, se Peterson (1984).

För effekten gäller vidare (vid $\theta_i = \text{konstant}$)

$$P_{max} = C_H \theta_i - C_H \theta_{u \min} \quad (7)$$

Detta ger

$$\frac{P_{max}}{W} = \frac{C_H (\theta_i - \theta_{u \min})}{C_H (\theta_i - \bar{\theta}_u) T_2} = \frac{\theta_i - \theta_{u \min}}{\theta_i - \bar{\theta}_u} \cdot \frac{1}{T} \quad (8)$$

Med en bestämd uppvärmningsperiod (längd) för varje ort får vi

$$W = T \frac{\theta_i - \bar{\theta}_u}{\theta_i - \theta_{u \min}} \cdot P_{max} \quad (9)$$

eller

$$W = C_o \cdot P_{max} \quad (10)$$

där det numeriska värdet av konstanten C_o varierar från ort till ort, se bild 4.

Ser vi till storleken av konstanten i ekv. (10) gäller

$$C_o = \frac{S}{\Delta\theta_{max}} \quad (11)$$

där S är specifika värmebehovet (gradtimmar) för en ort och

$$\Delta\theta_{max} \text{ är } \theta_i - \theta_{u \text{ ort}}. \quad (12)$$

Effekt eller energitaxa

Den taxa vi tidigare beskrev ger kostnaden K per år till

$$K = \kappa'_p \cdot P + \kappa_e W \quad (13)$$

där κ'_p innefattar effektavgifter och annuitet på anslutningsavgifter.

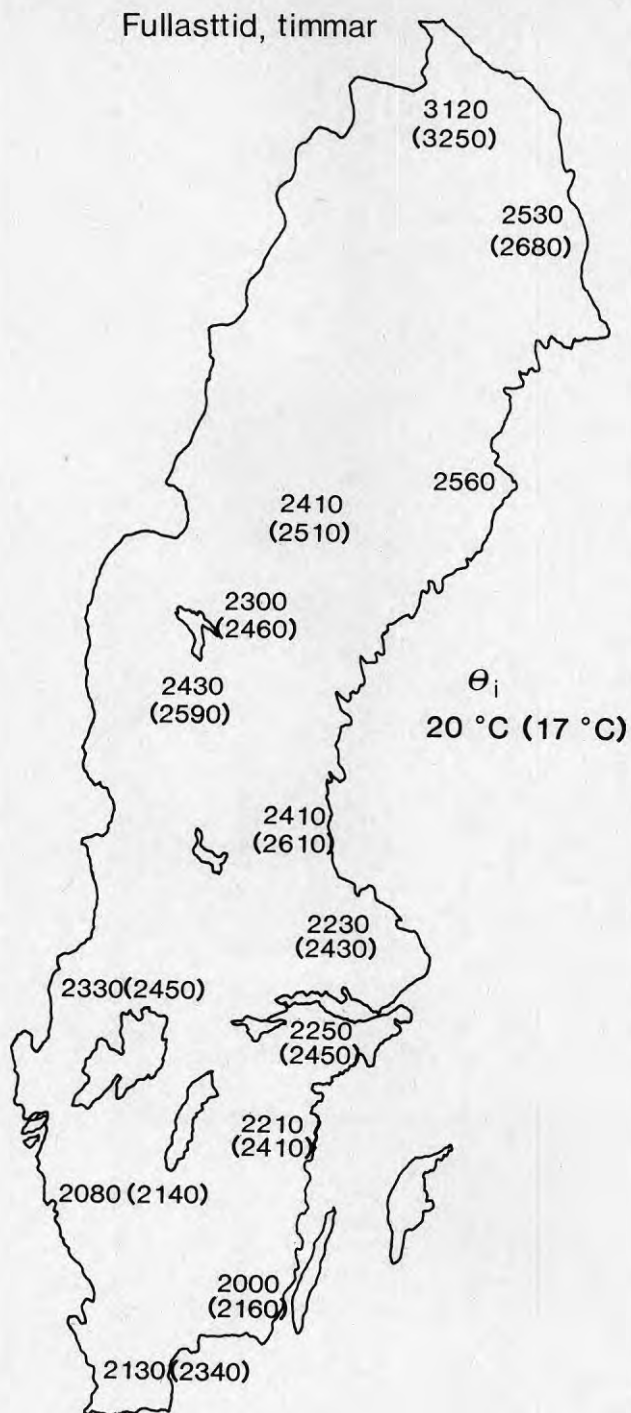


Bild 4. Konstanten C_o för olika orter. Två värden anges, dels ett för $\theta_i = 20^\circ\text{C}$, dels ett, inom (), för $\theta_i = 17^\circ\text{C}$.

Från fjärrvärmeverkens sida har det under senare tid visats intresse för att införa ett samband enligt (10) dvs

$$\frac{W}{C_k} = P_{max} \quad (10a)$$

där C_k är en s.k. kategorital. Egentligen är C_k en slags utnyttjningstid, se Peterson (1984a). Det finns en viss diskrepans i uppfattningen om hur C_k skall beräknas. Hur beräkningen än sker spelar i själva verket ej någon roll om blott den sker lika för alla abonnenter och ej grundar sig på slumpmässighet.

Fjärrvärmeverken har i många fall uttalat intresse för att ändra P_{max} årligen och då i enlighet med ekv. (10a). Detta gör att ekv. (13) är tillämplig framför allt vid verk som tillämpar kategorital. Vid verk där anslutningseffekten ställs i relation till verkligt energibehov eller mätt effektbehov gäller ekv. (10). Det är blott vid verk med krav på dåliga slentrianmässiga metoder för bestämning av P som ekv. (10) saknar intresse. Är överslagsmetoder för bestämning av P någorlunda riktiga gäller fortfarande ekv. (10a) men C_k har då en något annorlunda betydelse.

Inför vi här sambandet (10) får vi från (13)

$$K = \kappa_f \cdot W \quad (14)$$

dvs storheten K - den årliga kostnaden kan lika gärna tas ut som *en ren energiavgift! som en sammansatt avgift enligt (13)!*

Energipris

Storheten κ_f kan skrivas (t.ex. för lokaler)

$$\kappa_f = \kappa_e + \kappa'_p / C_o \approx \kappa_e + (\kappa_p + \kappa_o) / C_o \quad (15)$$

Här är κ_e det verkliga energipriset, i storleksordningen 20 öre/kWh och

κ_f ett totalt energipris.

κ_o en fast avgift enligt vad som inledningsvis sades

För det senare ger värdena i bild 1 (med indexkorrektion)

$$\kappa_t \approx 0,20 + \frac{4 \cdot 100 + 300}{2400} \approx 0,4 - 0,5 \text{ kr/kWh}$$

Detta är den "verkliga" energikostnaden inbegripen fasta kostnader.

I det fall såväl energiavgifter som effektavgifter knyts till energiförbrukningen kommer ett energisparande att slå lika på "effektkostnad" och "energi-kostnad".

Ett energisparande i fjärrvärmeanslutna hus - följd av en nattsänkning vad gäller fasta avgifter - är således väsentligt bättre ekonomiskt än ett energisparande vid egen värmeproduktionsanläggning. Det krävs blott att man verkligen avpassar anslutningseffekten till det aktuella värdet.

Effektberäkning

Fjärrvärmeverkens beräkning av effektbehovet skiljer sig från det ovan angivna. Man använder sig av - oegentligt fastställt - av utnyttjningstider. Dessa antas vara i storleksordningen 1800 h för t.ex. kontorshus och inbegriper då en viss överdimensionering (se Peterson (1984)). Att dessa värden skiljer sig från de i bild 4 påverkar ej resultatet. Fortfarande gäller ekv. (14) blott med ett något annorlunda värde på κ_t .

Det skall också noteras att de värden som används ovan ej inbegriper varmvattenförbrukningen. Denna *behöver* dock ej belastas effektuttaget annat än marginellt realistiskt stort magasin väljes.

Litteratur

Peterson, F.: Månadsmedelvärde vid intermittent drift - II. Tekniska Meddelanden nr 143. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1979.

Peterson, F.: Varaktighetskurvor. Ingår i BFR's material för E 85 utredningen. Stockholm 1984.

Peterson, F.: Maximal värmeeffekt. Tekniska Meddelanden. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1984 (under publikation).

VARAKTIGHETSKURVOR

I den VVS-tekniska litteraturen anmärktes alltid tidigare att varaktighetskurvor för värmeeffektbehov m m var nödvändiga för att dimensionera och utforma en värme- eller ventilationsteknisk anläggning på ett korrekt sätt. Även under senare år har detta framförts i olika sammanhang, se t.ex. Bigelius et al (1975), Svennberg (1983) och då det gäller värmeanläggningar - se Peterson (1984a) - är varaktighetskurvan av betydelse.

Varaktighetskurvor tar normalt sin utgångspunkt i meteorologiska data. De äldsta formerna som är aktuella i detta sammanhang avser utetemperaturens varaktighet och de har av hävd redovisats ortvis, se bild 1.

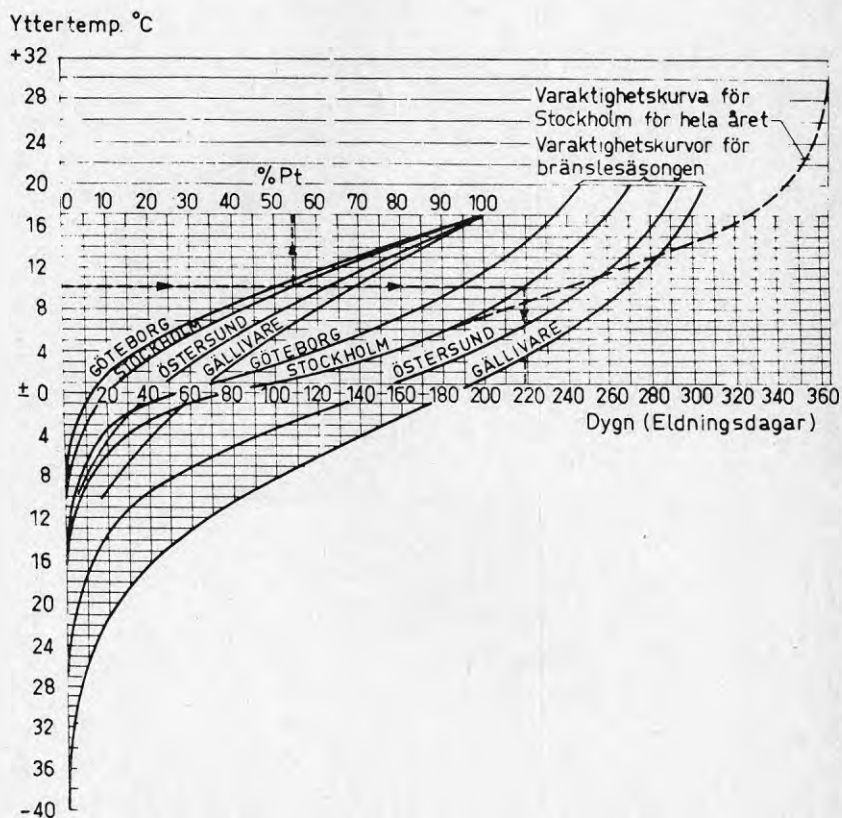


Bild 1.

Redan under 1920-talet visade Lundberg (1924) att varaktighetskurvorna kunde bringas på en form - en s.k. *symbolisk* varaktighetskurva för Sverige. Denna användes senare som projekteringsunderlag av Grønningaeter (1935) i Norge.

Användningen av en symbolisk varaktighetskurva för *hela* landet (och Norge, Finland) är möjlig genom att varaktighetskurvorna är så *likartade* till form och utseende. De har något olika utsträckning i temperaturled (beroende på kallaste perioder) och i tidsled (beroende på vinterns varaktighet). Bringas de till relativform, se bild 2, accentueras i än större grad denna likhet.

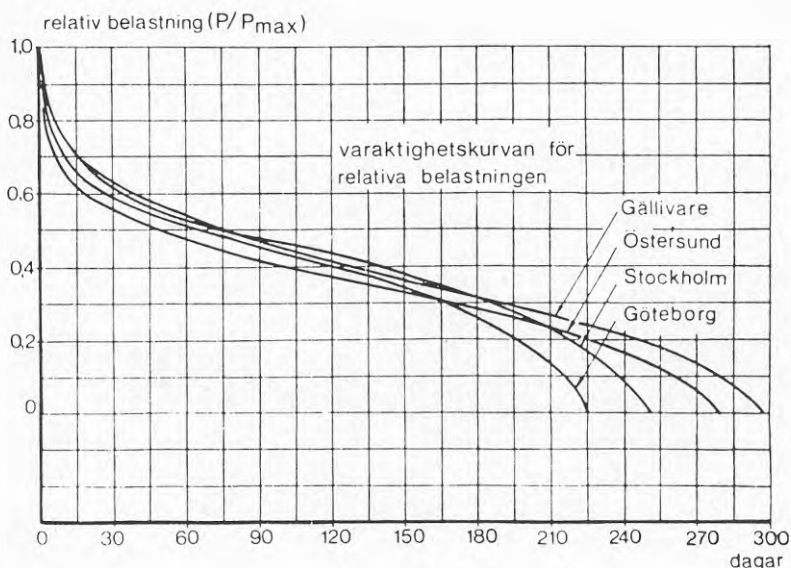


Bild 2.

Det ligger i öppen dag att användningen av en gemensam varaktighetkurva för utetemperaturen icke är orimligt. Givetvis kan smärre differenser föreligga - se bild 2 - beroende på lokalpåverkan i klimat, närhet till berg och vattendrag m m. I stort torde det dock vara möjligt att ha en enda form. Denna blir då en funktion av någon karakteristisk meteorologisk storhet för orten, t.ex. årsmedeltemperatur $\bar{\theta}_u$. Ritar vi - genomsnittliga - varaktighetskurvor för orter med samma årsmedeltemperatur, $\bar{\theta}$, får vi det resultat bild 3 visar.

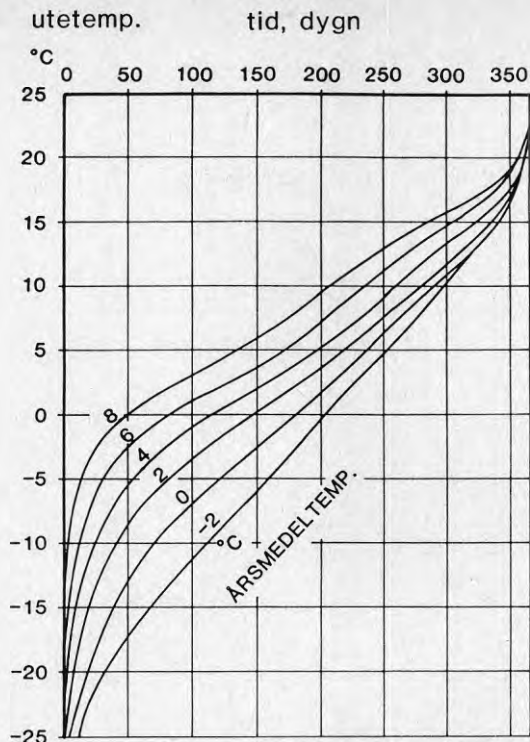


Bild 3.

Varaktighetskurvorna för utomhustemperaturen skiljer sig här från varandra - delvis för att de ej har satts på relativform som i bild 2. Skillnaderna är emellertid systematiska och oregelbundenheterna beror i hög grad på utjämning mellan data för kustbelägningsplatser och för inlandsplatser.

Vinterförhållanden

I ett arbete rörande luftföroreningsbildning från oljeeldade anläggningar har Peterson (1979) angivit en ekvation för varaktighetskurvan vintertid. Då det gäller utomhustemperaturen θ_u kan ekvationen skrivas

$$\theta_u = \theta_{u(\min)} \left[1 - \left(1 - \frac{\theta_{u(T)}}{\theta_{u(\min)}} \right) \cdot \left(\frac{t}{T} \right)^n \right] \quad (1)$$

eller

$$\theta_u = \theta_{u(\min)} - (\theta_{u(\min)} - \theta_{u(T)}) \left(\frac{t}{T} \right)^n \quad (2)$$

där $\theta_{u(\min)}$, t , T och $\theta_{u(T)}$ definieras i bild 4.

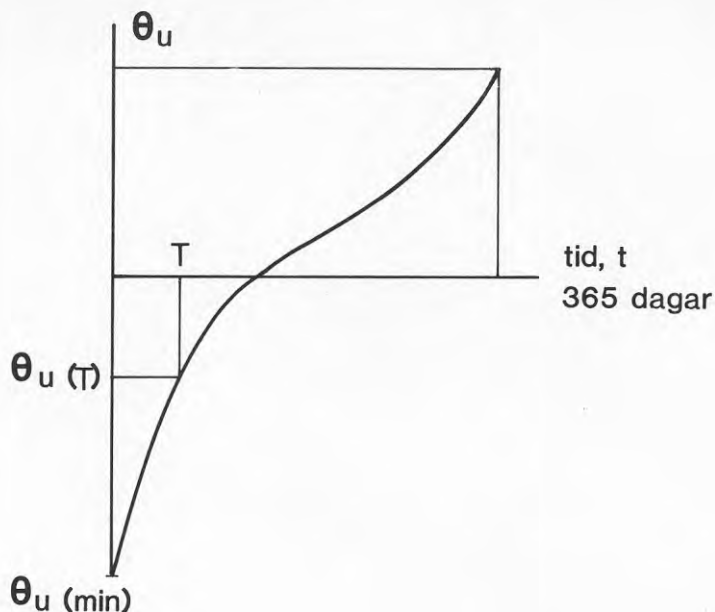


Bild 4.

För val av T kan man sätta 1 månad (30 dagar) i det fall man är intresserad av värmeanläggningar vilka har höga effekter för $t < 30$ dagar.

Ekv. (2) är exakt för

$$\left. \begin{aligned} t &= 0 \\ \theta_u &= \theta_u(\text{min}) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

och

$$\left. \begin{aligned} t &= T \\ \theta_u &= \theta_u(T) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

oavsett exponentens, n , värde.

Exponenten n kan ge värden så att ekv. (2) anpassas till de uppmätta förhållandena vintertid. θ_u får då värden enligt bilderna 5-10. Observeras bör att n ej blir lika för alla kurvorna utan är en funktion av $\bar{\theta}_u$, se bild 11. Detsamma gäller kvoten $\theta_{u(T)}/\theta_{u(\text{min})}$, se bild 12.

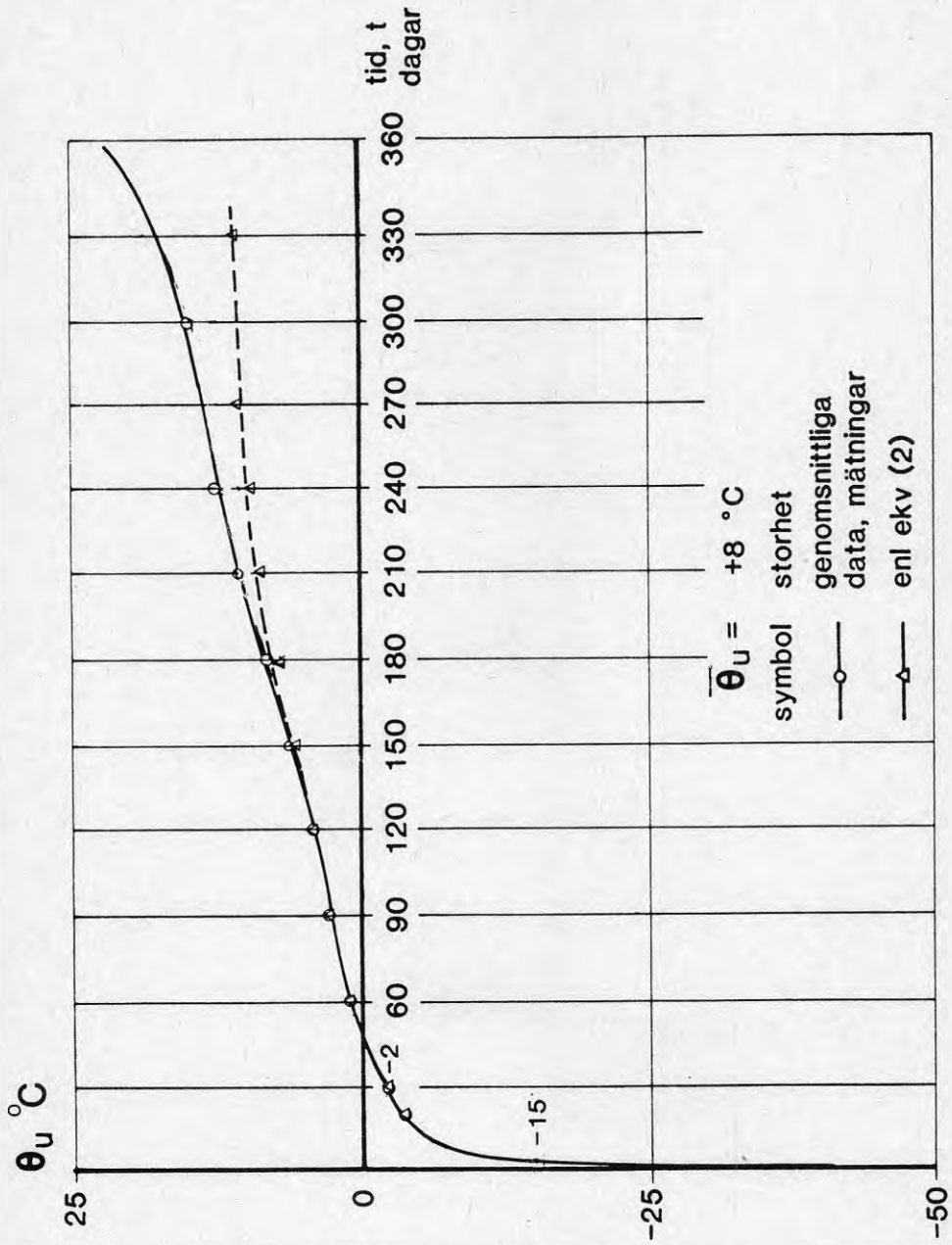


Bild 5.

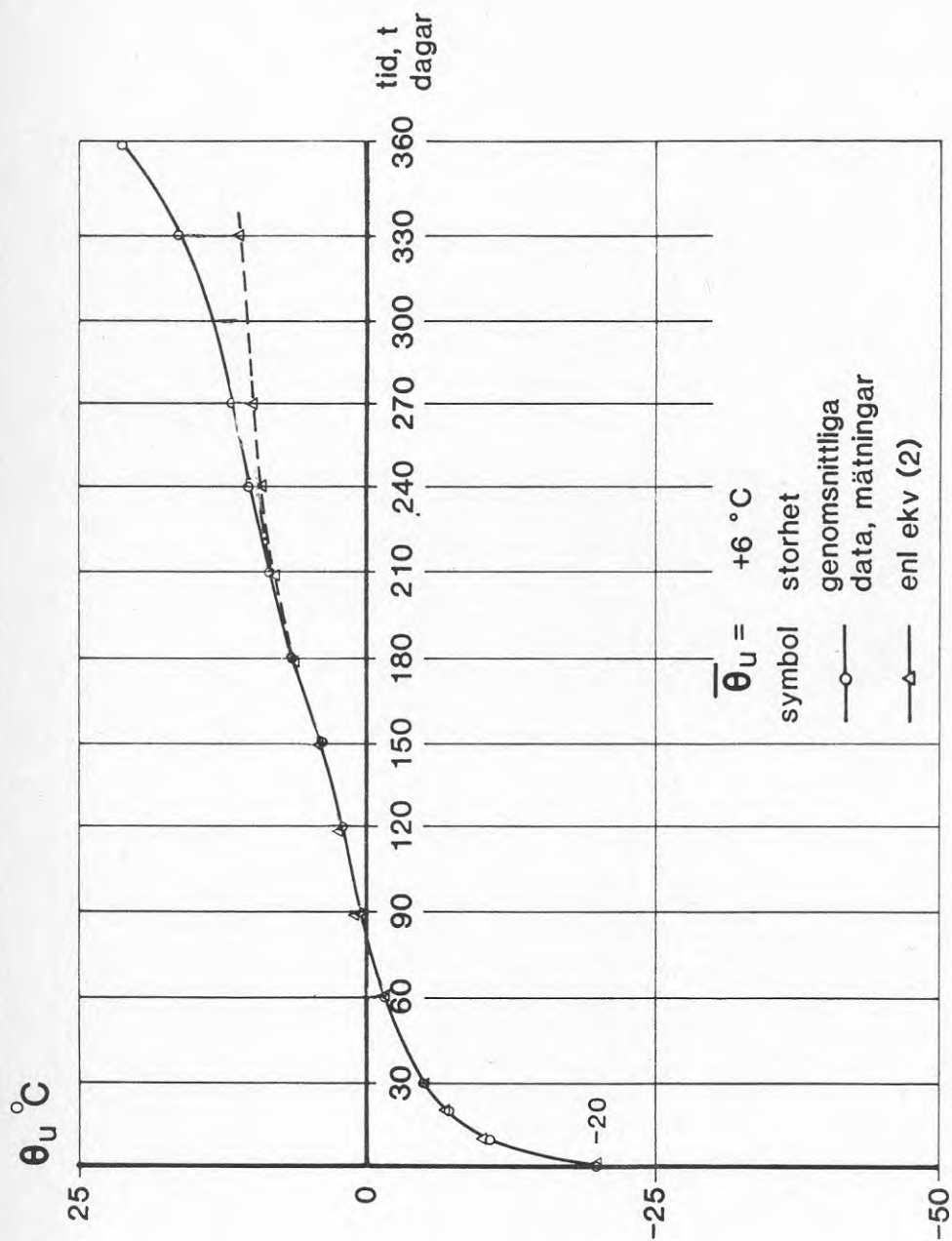


Bild 6.

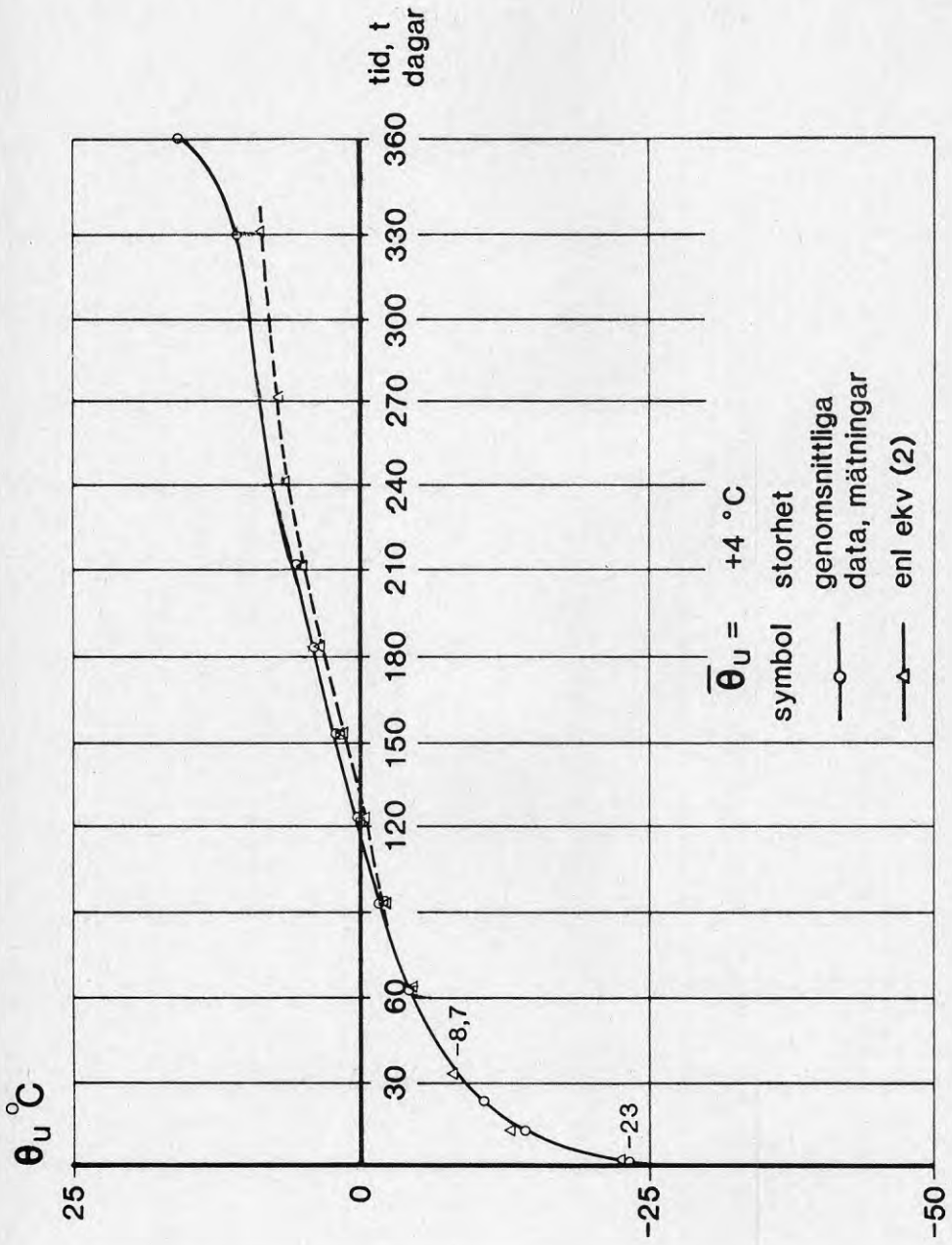


Bild 7.

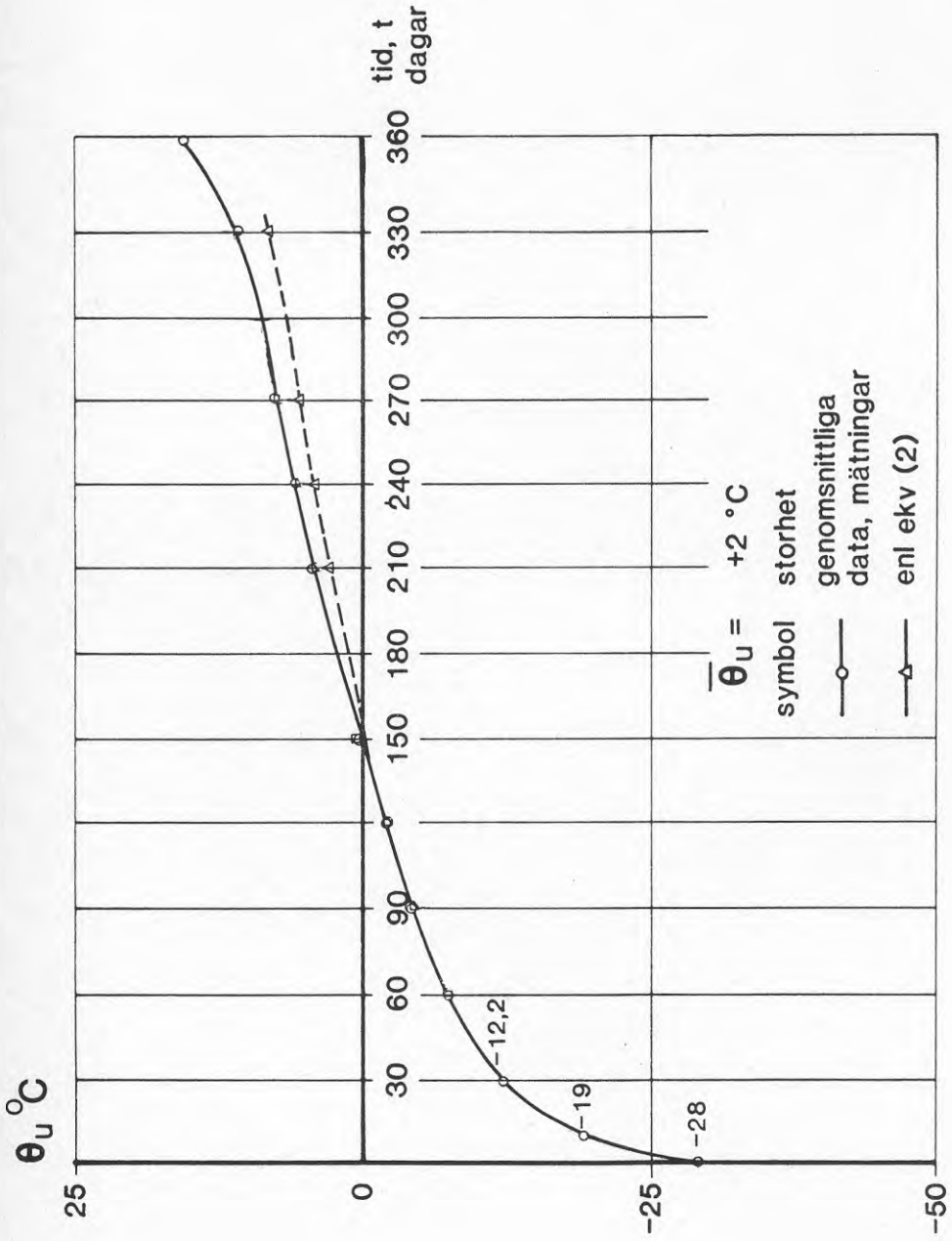


Bild 8.

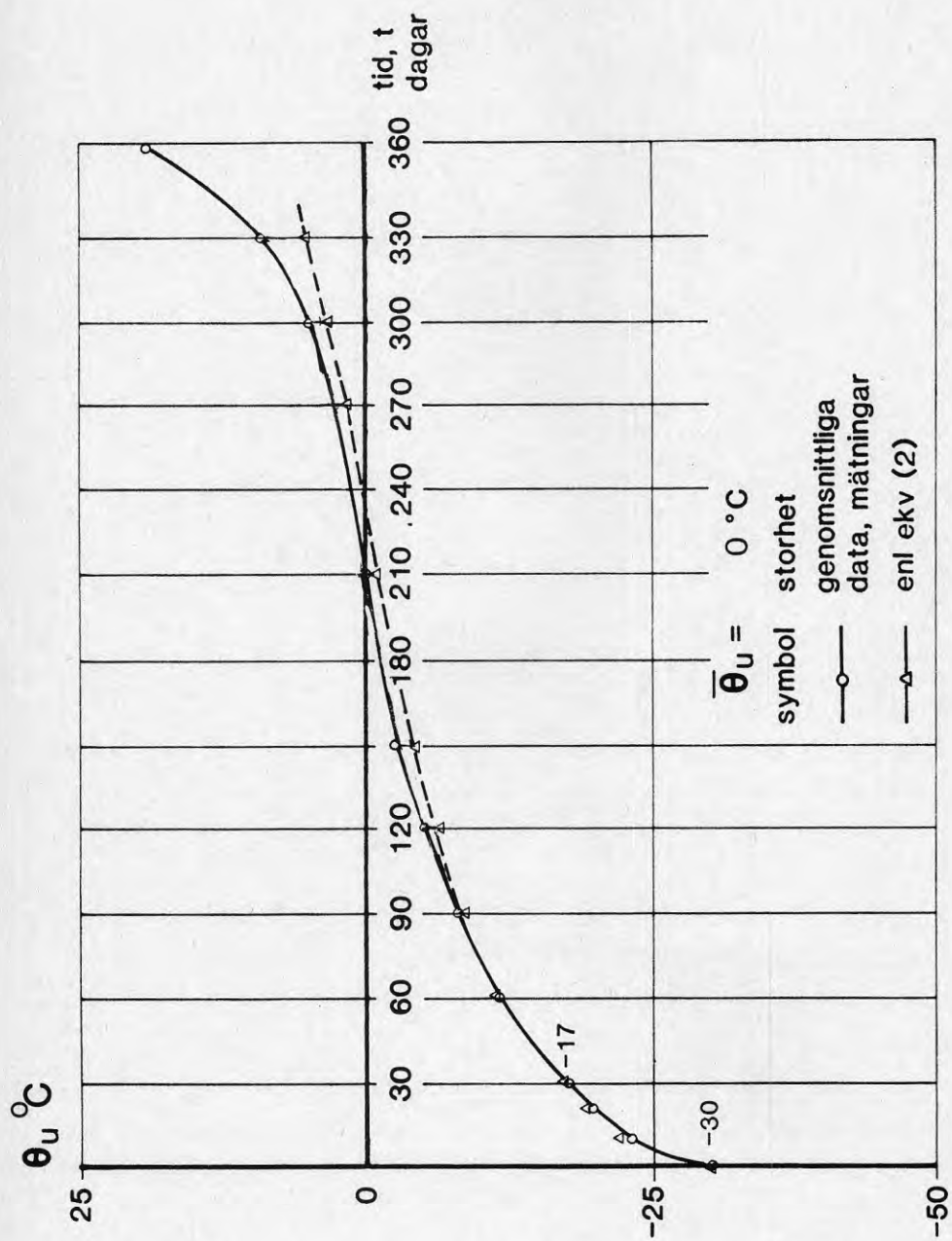


Bild 9.

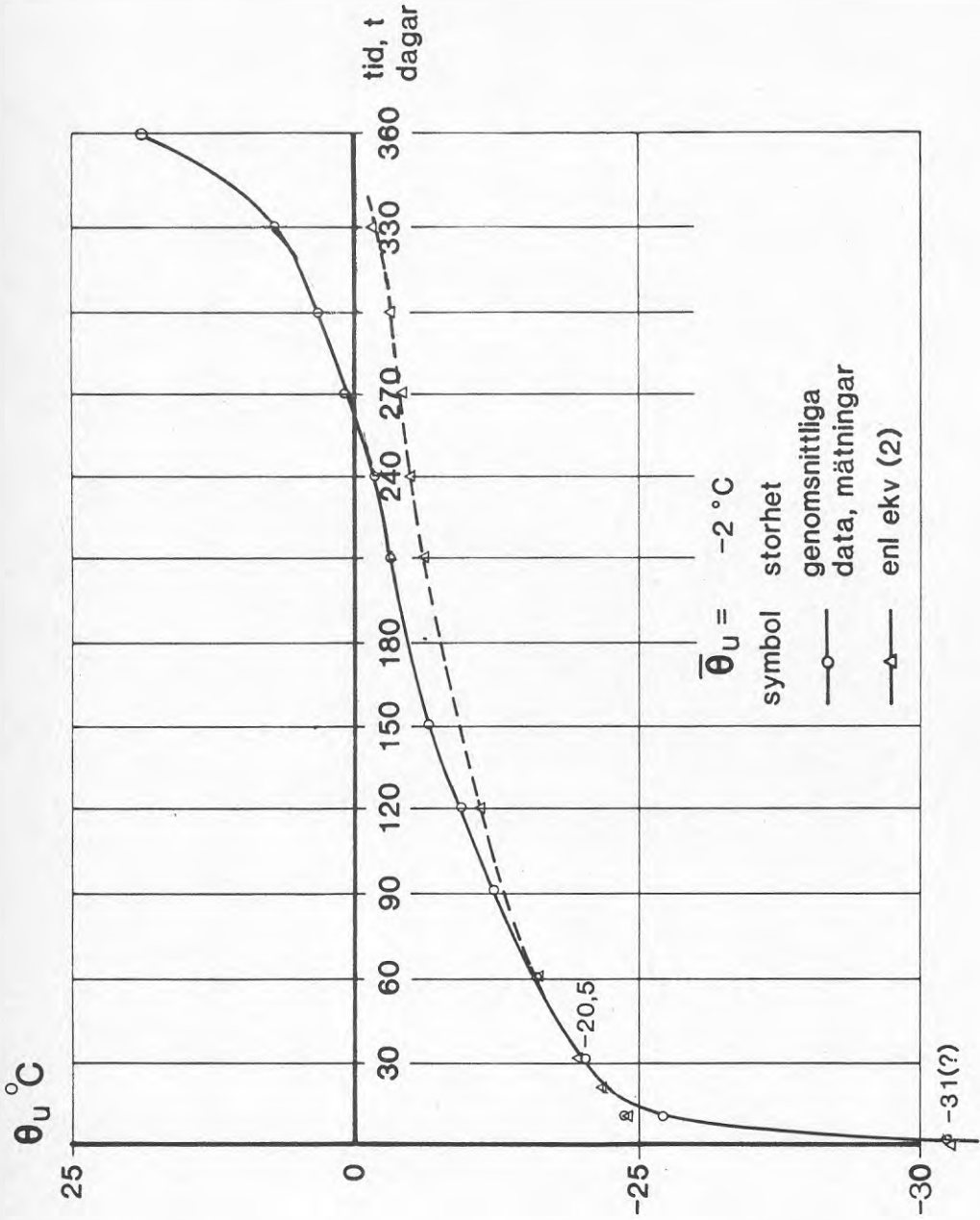


Bild 10.

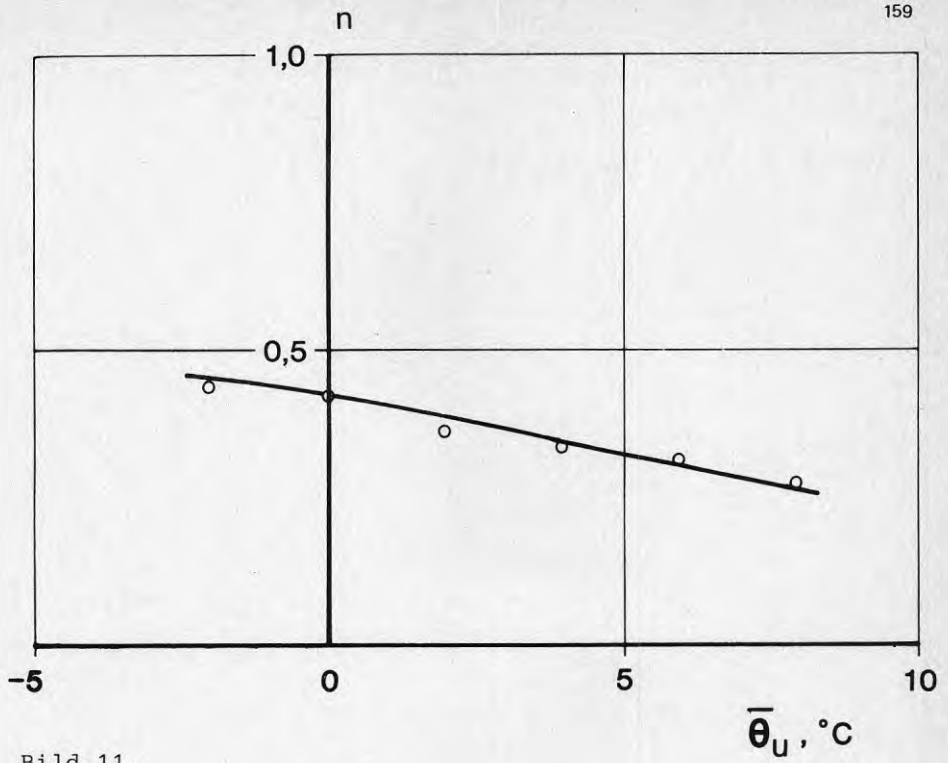


Bild 11.

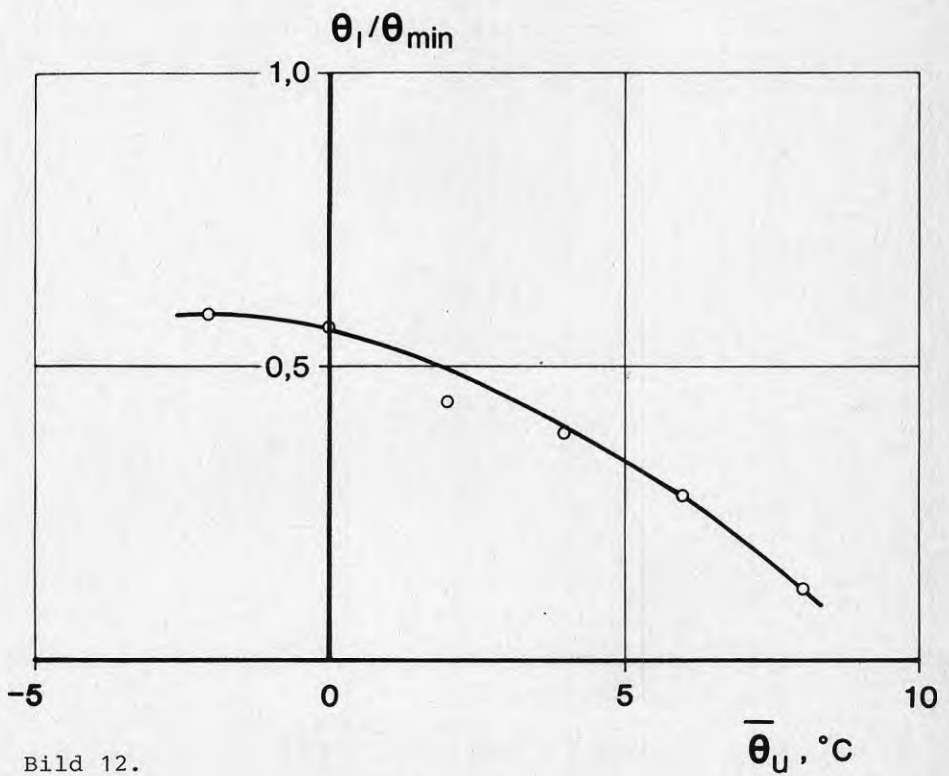


Bild 12.

Bilderna visar att överensstämmelsen mellan ekv. (2) och genomsnittsdata är mycket god för

$$t < 3 \times 30 \text{ dagar}$$

dvs för vintersäsongen. För större tider ökar avvikelsen och vid

$$t > 5 \times 30 \text{ dagar}$$

är den 1 - 2 K.

För sådana tidsrymder kan man ej vänta sig att en anpassning med ekv. (2) skall vara rimlig. Ekvationen har ju endast en fri parameter - exponenten n - eftersom $\theta_u(\Gamma)$ och $\theta_u(\text{min})$ satts till mätvärden. Under sommaren, liksom under vår och höst spelar ju solstrålningen stor roll och *minst en parameter* till måste därför medtas i ekvationen.

Solstrålning

Solstrålningen ger en högre temperatur, θ_u , är den som beräknats θ_u^* . Skillnaden,

$$\Delta\theta = \theta_u - \theta_u^* \quad (5)$$

ökar med ökande t och en exponentekvation kan vara en rimlig approximation

$$\Delta\theta = A \cdot t^m \quad (6)$$

För exponenten m finner man att värdet $m = 2,5$ kan användas som en första approximation medan faktorn A måste väljas olika för olika $\bar{\theta}_u$, se bild 13-18. I bild 19 visas de använda värdena på konstanten A . För långt norr belagna platser, dvs för

$$\bar{\theta}_u < +2^\circ\text{C} \quad (7)$$

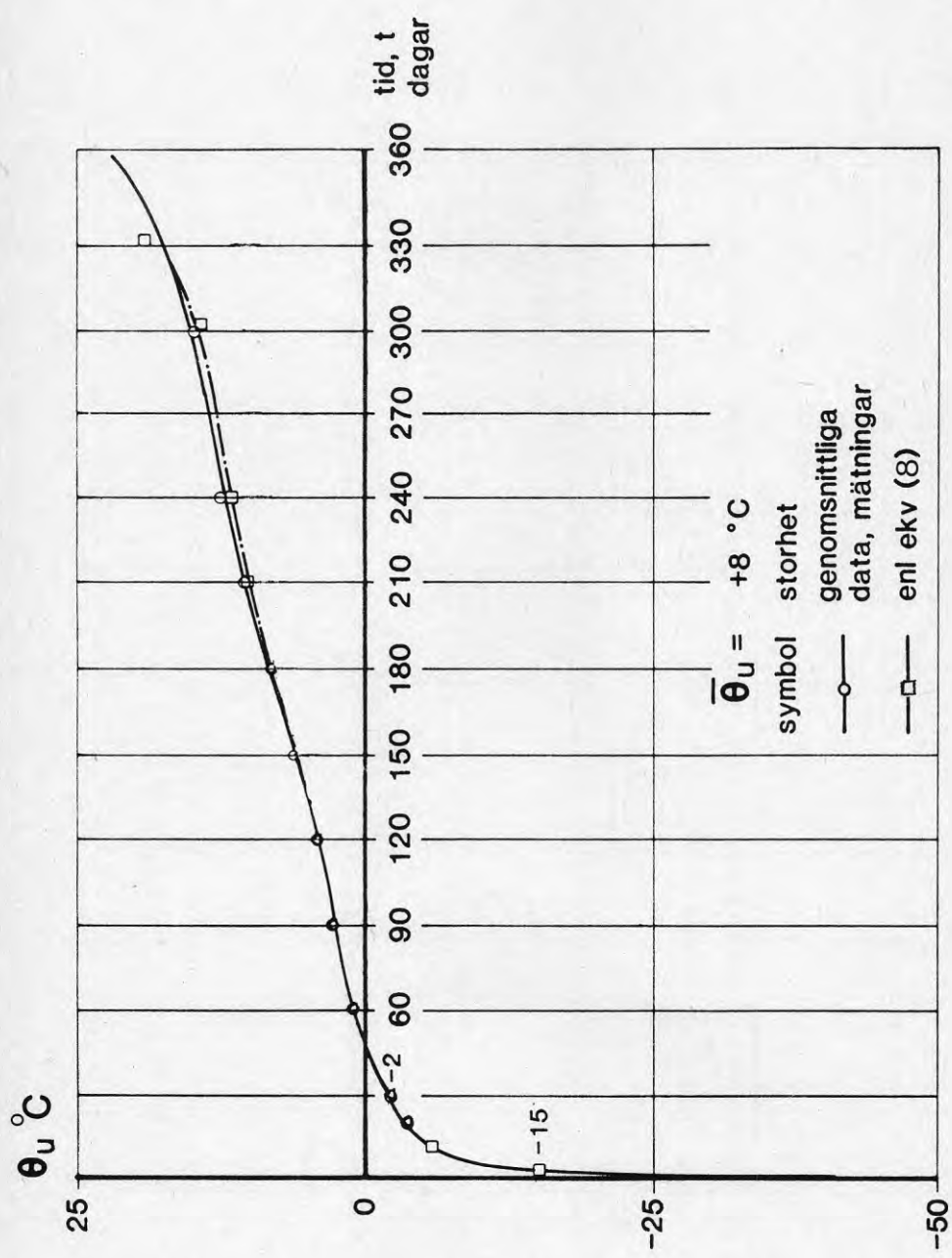


Bild 13.

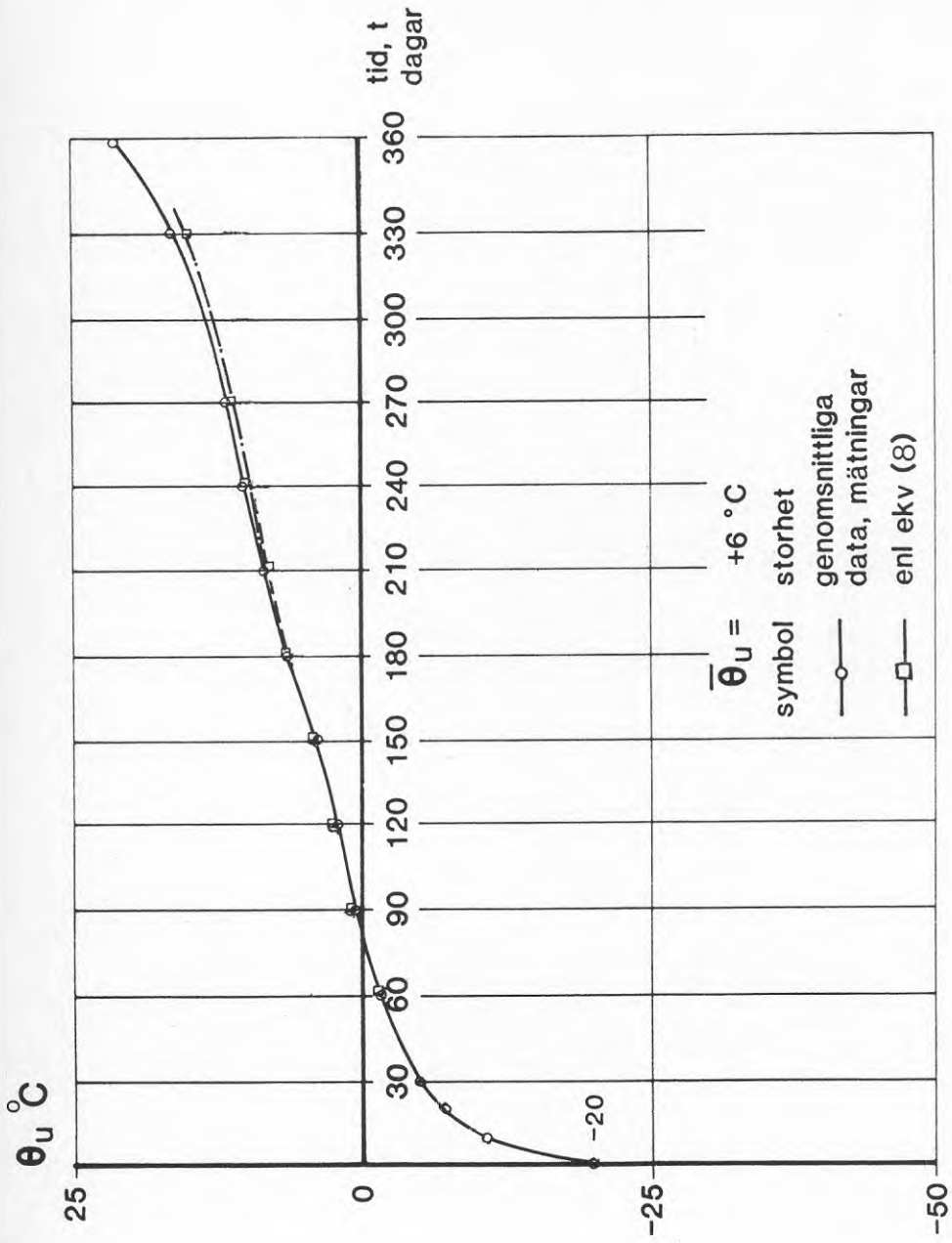


Bild 14.

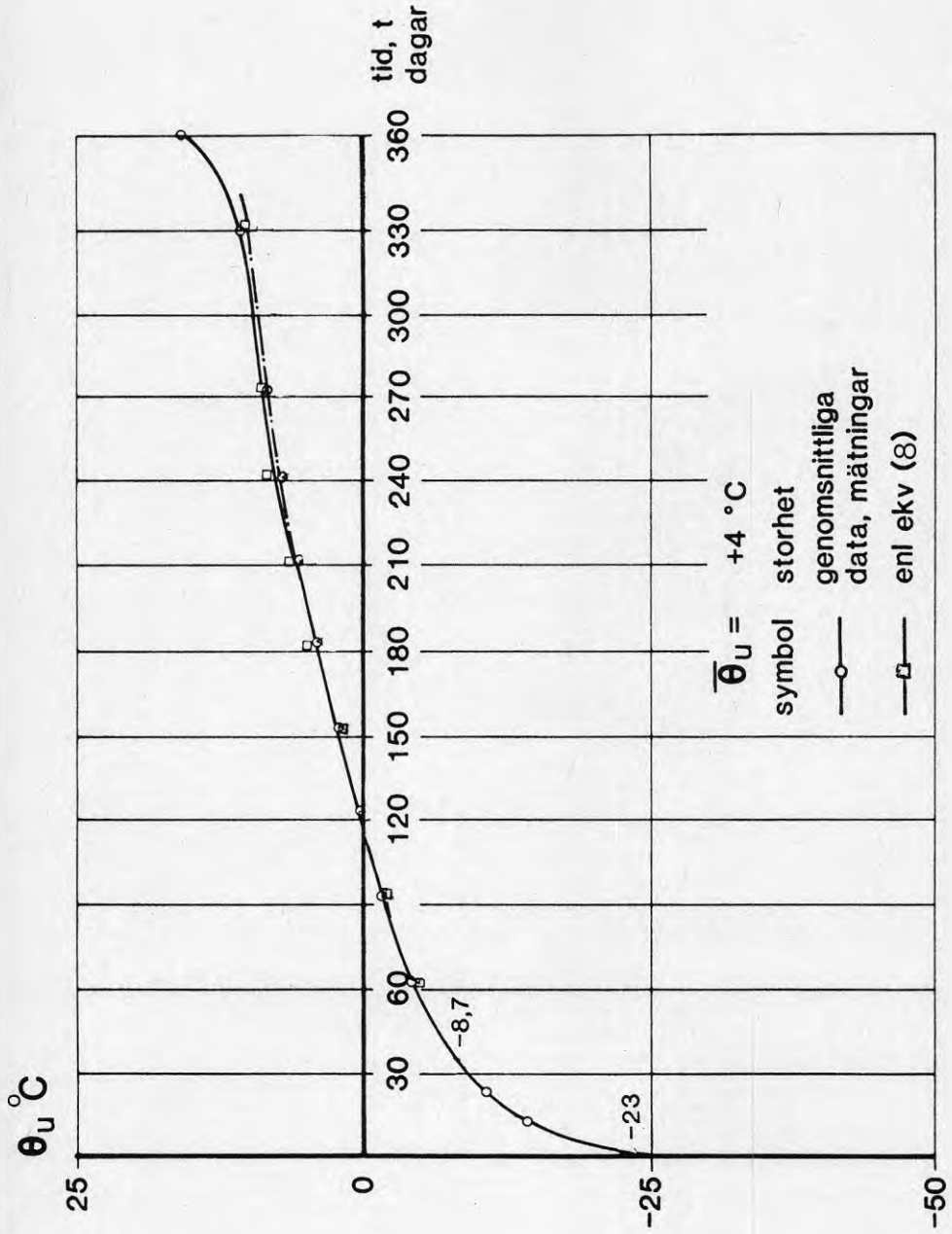


Bild 15.

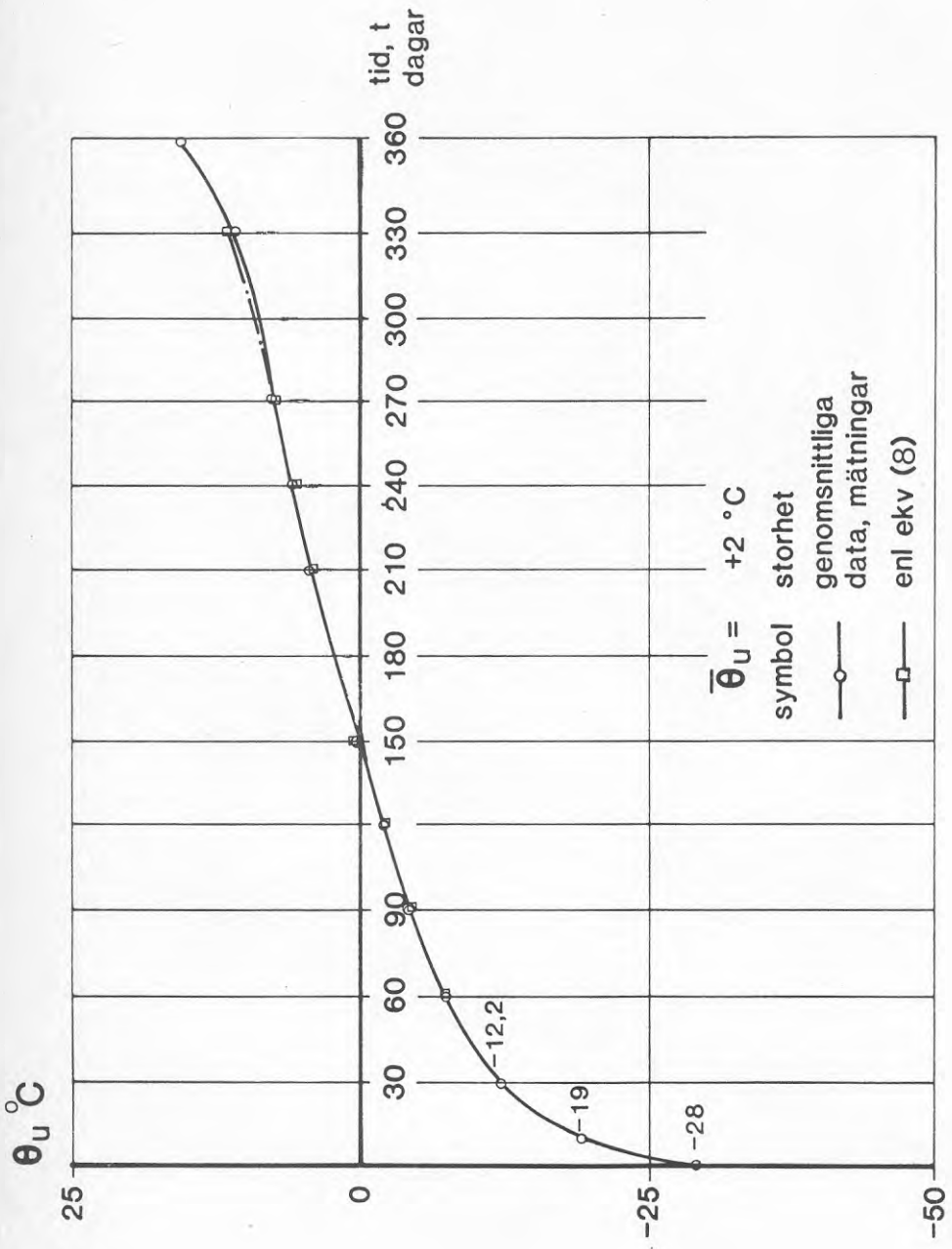


Bild 16.

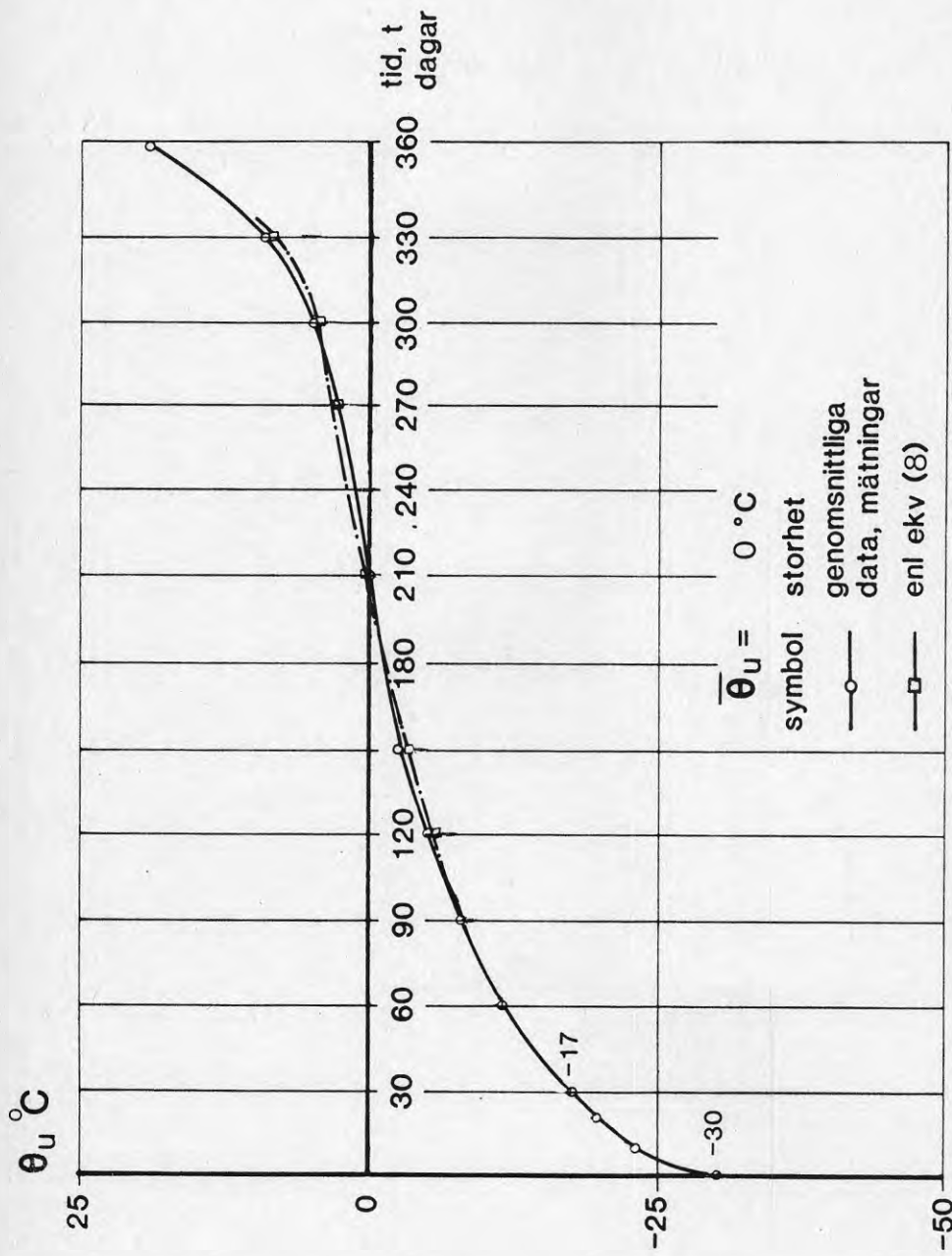


Bild 17.

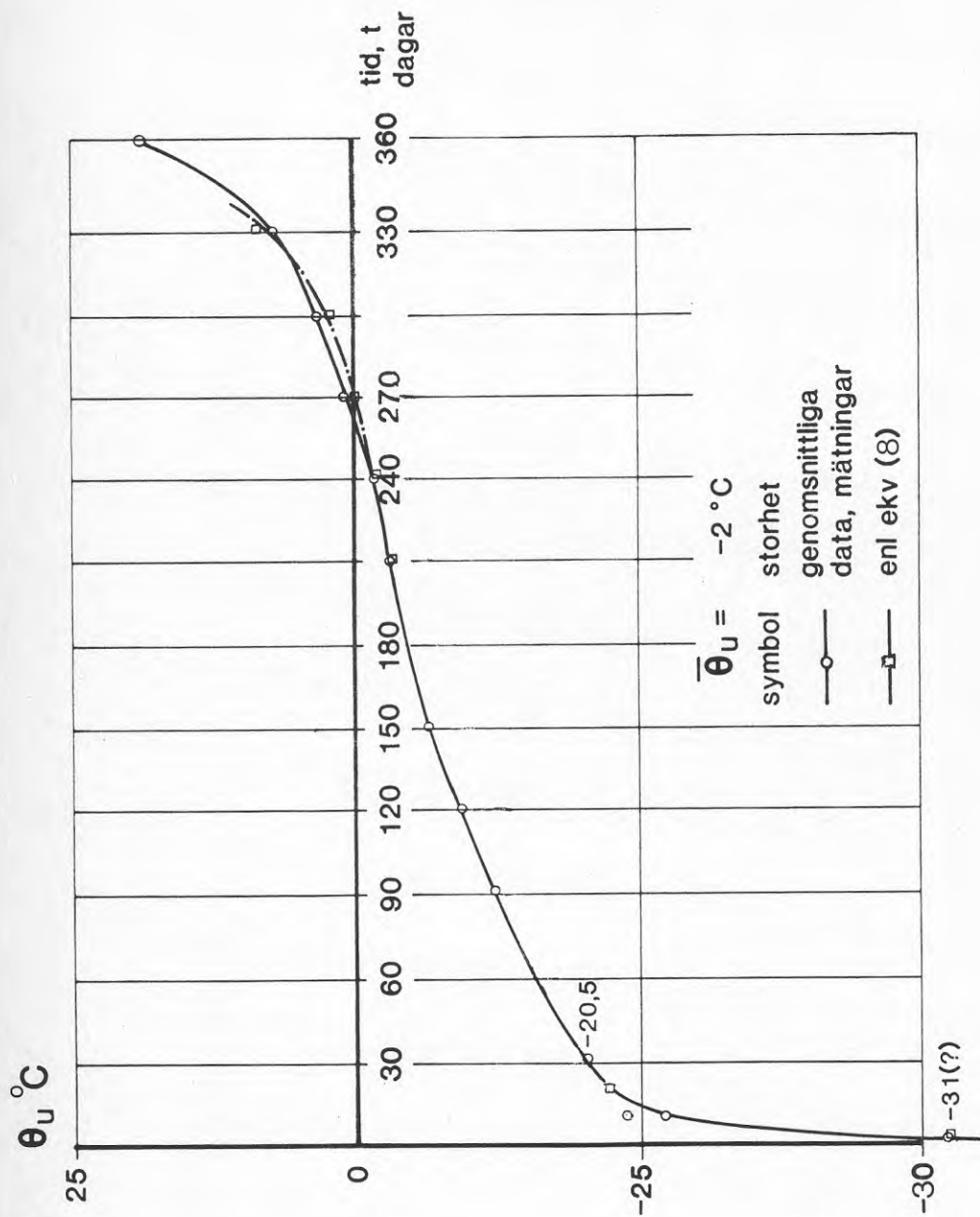


Bild 18.

stiger A till värden motsvarande de för sydliga orter. Detta sammanhänger med sommarförhållandena vad gäller solhöjd och därmed temperatur θ_u , jämför bild 3.

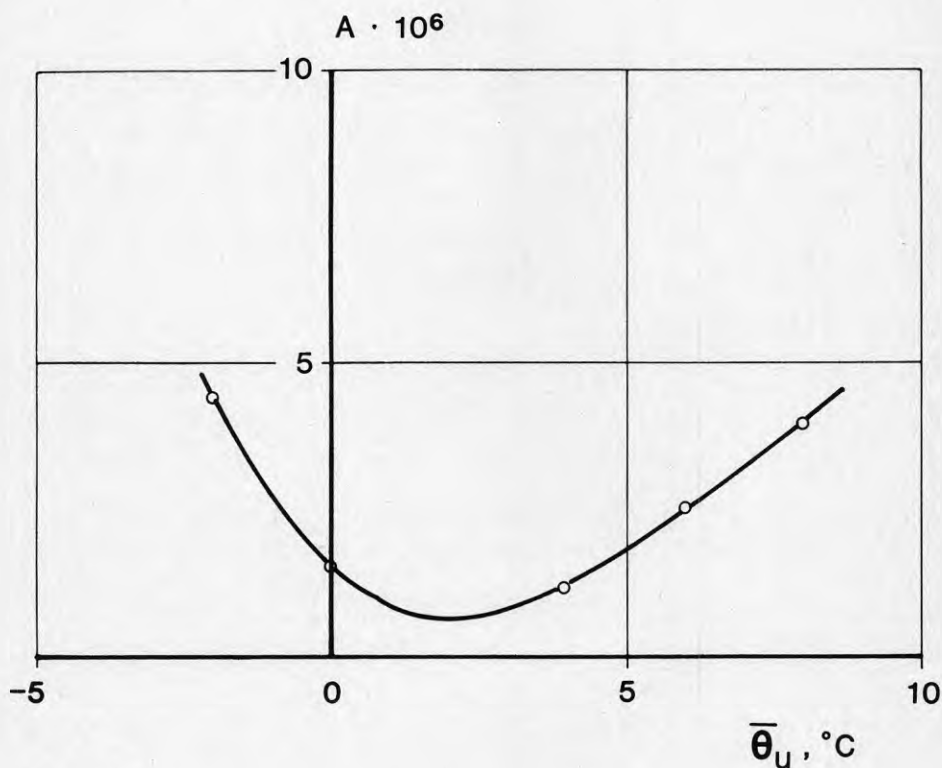


Bild 19.

Den funna "allmänna" varaktighetskurvan kan således - med tillräcklig noggrannhet för en rad VVS-tekniska beräkningar - beräknas av

$$\theta_u = \theta_{u(\min)} - (\theta_{u(\min)} - \theta_{u(T)}) \cdot \left(\frac{t}{T}\right)^n + A \cdot t^m \quad (8)$$

med de förut beräknade värdena på n , t och m som funktion av $\bar{\theta}_u$. Ekvationen har lämplig form för användning i fickkalkylatorer eller bordsdatorer.

Sammanfattning

För en enkel matematisk beskrivning av varaktigheten för utetemperaturen på en ort kan ekvationen

$$\theta_u = \theta_{u(\min)} - (\theta_{u(\min)} - \theta_{u(T)}) \cdot \left(\frac{t}{T}\right)^n + A \cdot t^m \quad (8)$$

användas. Ekvationen ger temperaturfel av (genomsnittlig) 0,3 à 0,4 K, men för enstaka tidpunkter kan avvikelserna vara någon grad. Dessa tidpunkter faller vanligen under den varma delen av året (eller under *kortvariga* köldperioder) och spelar i stort därför ingen roll för energibehovsberäkningar m m.

Litteratur

- Bigelius, A. & Taesler, R.*: Effekt och energiberäkningar för luftbehandlings-, kyl- och värmeinstallationer. BFR rapport nr 50:1975.
- Grønningaeter, J.*: Centralvarmekjelenes belastningsförhållande efter omformade årskurvor för yttretemperaturen. 1935.
- Lundberg, H.*: Eine symbolische Temperaturkurve für Schweden. IVA Handling nr 29. Stockholm 1924.
- Peterson, F.*: Månadsmedelvärde vid intermittent drift - II. Tekniska Meddelanden nr 143. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1979.
- Peterson, F.*: Val av oljepanna med hänsyn till ort och hustyp. E 85 - Tillförselsektor - del 2. Ingår i BFR's material för E 85 utredningen. Stockholm 1984.
- Svennberg, S.A.*: Värmeåtervinning ur ventilationsluft. Byggnadsforskningsrådet. T-skrift 14:1983. Stockholm 1983.

ENERGIKOMBINAT

Den framtida svenska energiförsörjningen kommer troligen att ske genom en rad olika bränslen. Den förhållandevis stora elproduktionen, introducerandet av gas och inledningen till koleldning är olika skäl härför. Att vi dessutom haft och har en stor energiförsörjning via oljan är ett annat skäl liksom att ved och torv samtidigt börjar se en viss renässans.

För den enskilde är möjligheter att välja ej lika som för t.ex. ett fjärrvärmeverk. I det senare kan olika fasta bränslen, eller olje kombinerats med elpannor under vissa delar av året. Då det gäller den enskilde är kombinationsmöjligheterna mindre, men t.ex. vid övergång till elvärme finns det möjligheter att fortfarande använda andra bränslen. Speciellt är detta uppenbart då man arbetar med värmepumpar under en del av året och en annan energiform under övriga uppvärmningsperioden (som en följd av att värmepumpsystemet man valt ej arbetar under denna övriga del).

Skälen till att flera olika energikällor *bör* väljas är flera. Främst skall kanske flexibiliteten då det gäller att välja rätt bränsle med hänsyn till framtida prisförändringar nämnas. Detta har i dagarna stor praktisk betydelse eftersom f.n. en övergång sker (eller i vissa fall har skett) från stora rörliga till stora fasta kostnader för fjärrvärme. Även lokala taxevariationer och säsongsmässiga eller dygnsmässiga kan utnyttjas bättre av den konsument som har flexibilitet än av den som saknar sådan.

Ett andra skäl är den osäkerhet som delvis råder på energimarknaden. Inte bara krigsrisker i olika delar av världen med viss risk för oljeransonering är här aktuella utan också fel i t.ex. eldistributionsnätet kan nämnas. Sådana fel drar så stora kostnader och olägenheter med sig att t.ex. reservaggregat för pumpar m m väl kan vara värda investeringen.

15 000 kr vartill kommer en årlig avgift om $\kappa_p = 100$ kr/kW (i storleksordning). För t.ex. en anslutning om 15 kW blir således de årliga kostnaderna vid 15 % annuitet $0,15 \times 15\ 000 + 15 \times 100 = 3750$ kr. Detta motsvarar en annuitet av 15 % på ett kapital om 25 000 kr - något som väl motsvarar kostnaden för en egen anläggning i nämnda storlek. De fasta avgifterna är således icke obetydliga.

Kostnaderna för egen värmecentral för större enheter varierar som i bild 1. Bilden är hämtad från Dafgård et al (1977) med viss kostnadsökning inkluderad.

I bild 2 visas de egna kostnaderna för anslutning till fjärrvärme. De kostnader som där tas upp - efter Dafgård et al (1977) - avser icke anslutningskostnaderna utan kostnader i samband med byggandet av en undercentral (värmeväxlare, rördragning, instrumentering m m).

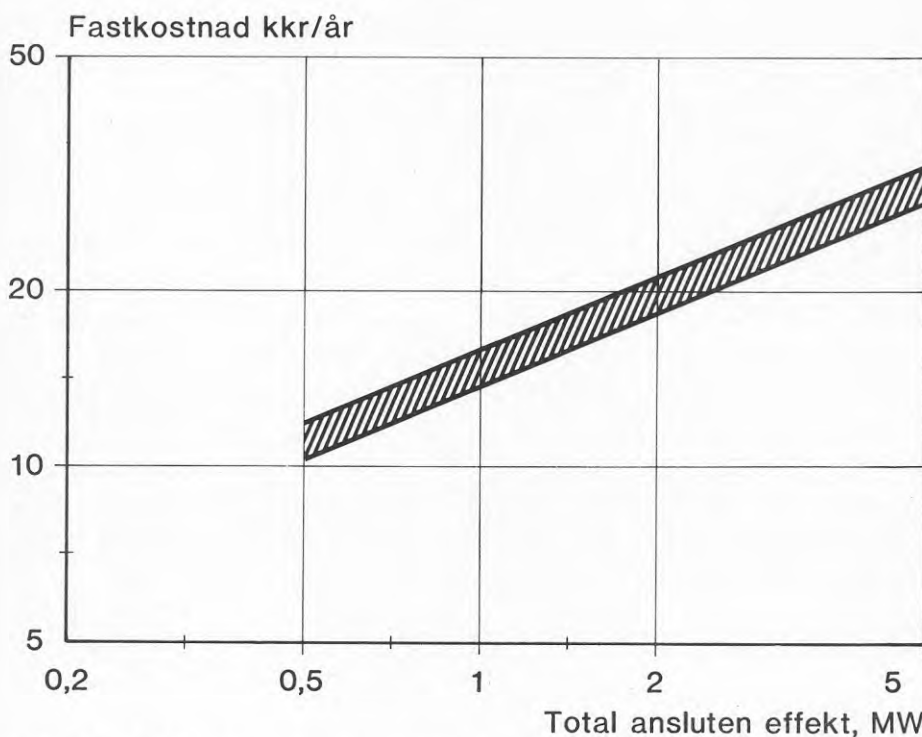


Bild 1. Årlig fast kostnad för 2-steps undercentraler i fjärrvärmenät.

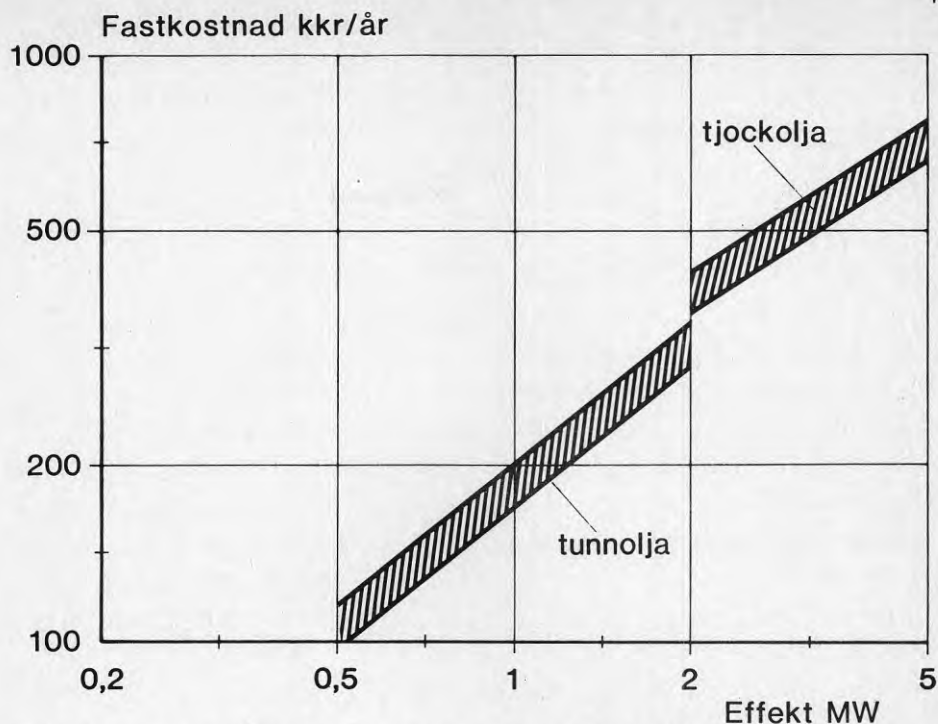


Bild 2. Fasta årliga kostnader för oljeeldade värmecentraler.

Energipriset

Energipriset för fjärrvärme ligger i samma storleksordning som det vid egen värmeproduktion vare sig man använder sig av elvärme eller olja. Givetvis förekommer här stora skillnader beroende på skötseln av värmeanläggning m m men några drastiska skillnader av generell natur kan man icke framhålla. För vissa abonnenter kan t o m den totala kostnaden vid anslutning till fjärrvärme stiga över den vid egen central.

Avvägning mellan olika energiformer

Avvägningen mellan olika energiformer åskådliggörs i bild 3. Här har den totala energibehovet - karakteriserat av arean mellan abskissa, ordinata och varaktighetskurva - delats i två delar.

Den mindre av dessa, och samtidigt den som svarar för spetslasten, antages försörjd från en värmekälla (exempelvis egen central) medan den andra större delen tillgodoses genom köp från t.ex. fjärrvärmenät. Genom att anslutningen till fjärr-

Som ett tredje skäl skall nämnas att de taxeförändringar man alltid får räkna med kan medföra att flexibilitet kan ge avsevärda ekonomiska besparingar. Det är detta sistnämnda förhållande som här närmare skall analyseras.

Energiförsörjning för stora byggnader

Energiförsörjningen för stora byggnader har - då det gäller uppvärmnings- och ventilationsbehoven liksom den för varmvattenberedning - skett genom oljeeldning i många fall. Nu sker en mer allmän övergång till fjärrvärme. Detta drar med sig förhållandevis stora *fasta* kostnader. Kostnaderna ställs - *i den mån man använder sig av kategorital* eller andra kopplingar mellan effekt- och energiförbrukning - enbart i relation till energibehovet. Detta innebär ej att kostnaden ställs i relation till *energipriset* eftersom man har dels en effektrelaterad del, dels en energirelaterad. Det pris man således får är icke vare sig ett energipris eller en effektkostnad utan en sammansatt kostnad för båda. Kostnaden per år kommer dock att ställas i relation till energibehovet, se Peterson (1984).

Vid den övergång till fjärrvärme - eller elvärme - som tas upp ovan föreligger ofta det fall att *man redan har* installerade pannor. Till följd av olika skäl övergår man till fjärrvärme. Skälen kan vara politiska, ekonomiska eller andra (t.ex. att minska anställningskostnaderna). Sällan kan en övergång motiveras av energitekniska skäl, t.ex. att energiminskning skulle åstadkommas genom övergången i sig.

Vid en sådan övergång kan man välja mellan en rad olika alternativ. Ett är att hela energiförsörjningen övertas av den nya energileverantören vare sig denna är ett fjärrvärmeverk eller en eldistributör, andra är att olika stor del av energiförsörjningen kvarhålls som egen produktion. Inom t.ex. KBS förvaltningar tillämpas det senare fallet i den mån det är rimligt och acceptabelt. Man behåller således den gamla energiproduktionsanläggningen - vanligen oljepannor - eller delar därav.

Genom att ha kvar delar av en icke försliten produktionsanläggning behåller konsumenten en viss flexibilitet. Samtidigt minskar det effektuttag han tvingar fjärrvärmeleverantören eller elleverantören att svara för. Det senare kan i många fall vara till stor nytta, dels för att minska utbyggnadskostnaderna för nät vare sig det gäller el eller fjärrvärme. Vidare minskar riskerna för överbelastning under kalla perioder. Kostnaderna för att behålla en viss reservkapacitet är också små i det fall man övergår från oljevärme till annan uppvärmningsform. Oljeanläggningen finns ju i detta fall och den värmepanna som vanligen har varit reservpanna (som ofta icke alls är använd eller endast obetydligt använd) har kanske 10-20 års livslängd¹⁾. Dessutom finns vanligen välskötta oljecisterner, distributionsnät m m. Anslutning till huset m m finns också. De delar av utrustningen som ev. ej bibehålles kan till del vara reservutrustning m m. Kostnaderna blir således i allmänhet små för den bibehållna egna effekten. Detta kan ge stor ekonomisk fördel eftersom de effektavgifter som fjärrvärmeverken nu debiterar svarar för stora årliga kostnader för konsumenten.

Effektkostnaderna

Effektkostnaderna för *anslutningen till fjärrvärmeverken* avtar med stigande effekt. Den anges ofta genom ekvationer av typen

$$\kappa_p = \frac{A}{P} + B \quad \text{kr/kW} \quad (1)$$

där P är effekten samt

A och B är indexreglerade storheter.

Konstanterna A och B har olika värden inom olika effektintervall, se t.ex. Peterson (1984a).

Förutom dessa smärre effektkostnader tillkommer vissa anslutningsavgifter vilka är obetydliga för större enheter men vilka kan vara kännbara vid små enheter. Som exempel kan nämnas att anslutningsavgiften för villor ligger i storleksordningen

1) Se t.ex. Axelsson et al (1980).

värme blir mindre kommer verkets kostnader för ledningsdragning m m att minska. Vidare kommer kravet på verkets leverans under kritiskt kalla dagar att bli lägre och därmed kravet på effektutbyggnad mindre accentuerat.

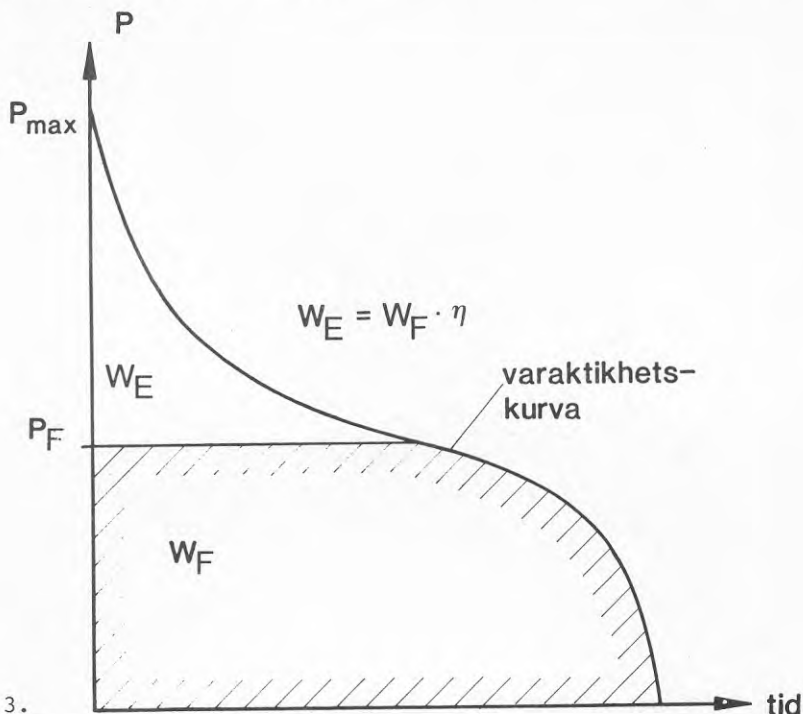


Bild 3.

Tillsammans medför dessa förbättringar för fjärrvärmeverket att dess krav på täckning av fasta avgifter minskar, jämför ovan. Kostnaden för de fasta avgifterna kan skrivas

$$K_F = P_F \left(\frac{A}{P_F} + B \right) + r K_v \quad (2)$$

där P_F är den abonnerade effekten

r är en annuitet och

K_v är kostnaden för fjärrvärmemotagningen.

Det bör här tilläggas att den abonnerade effekten måste begränsas så att konsumenten ej otillbörligt kan ta större effektuttag än vad som överenskommits.

Kostnaderna för det egna effekttillskottet ($P_{max} - P_F$), se bilden, är i allmänhet små. Skälen härför har redan berörts. De är ej nödvändigtvis noll eftersom vissa utgifter i samband med ombyggnad m m kan förekomma.

Kostnaden kan i det senare fallet skrivas

$$K_H = C \quad (3)$$

där C är en konstant. I det fall man har en verklig ändringskostnad, t.ex. genom att delvis eller helt ny utrustning sätts in kan man skriva

$$K_H = D(P_{max} - P_F) \quad (4)$$

För energi kan vi anta olika priser, k_F och k_E kr/kWh även om skillnaderna kan vara små. Detta ger kostnaden K_W för energi

$$K_W = k_E W_T + k_F W_F \quad (5)$$

där W_T är den egna energitillförseln (med priset k_E)
 W_F är den köpta energin (med priset k_F kr/kWh).

Ofta är produktionen av W_T förenad med förluster. Inför vi verkningsgraden η_T mellan tillförd W_T och nyttig energi W_F (se bild 3) får vi

$$K_W = k_E W_T / \eta + k_F W_F \quad (6)$$

För en liten ändring dP_F i abonnerad effekt kommer ändringen i effektkostnad att vara antingen

$$dK_F = + dP_F \left(\frac{A}{P_F} + B \right) \quad (7a)$$

eller

$$dK_F = + dP_F \left[\left(\frac{A}{P_F} + B \right) - D \right] \quad (7b)$$

beroende på hur den egna effektandelen finansierats.

För samma ändring i P_F kommer ändringen i energikostnad att vara, jämför bild 4

$$dK_W = - dP_F \cdot t_k \left(\frac{k_E}{\eta} - k_F \right) \quad (8)$$

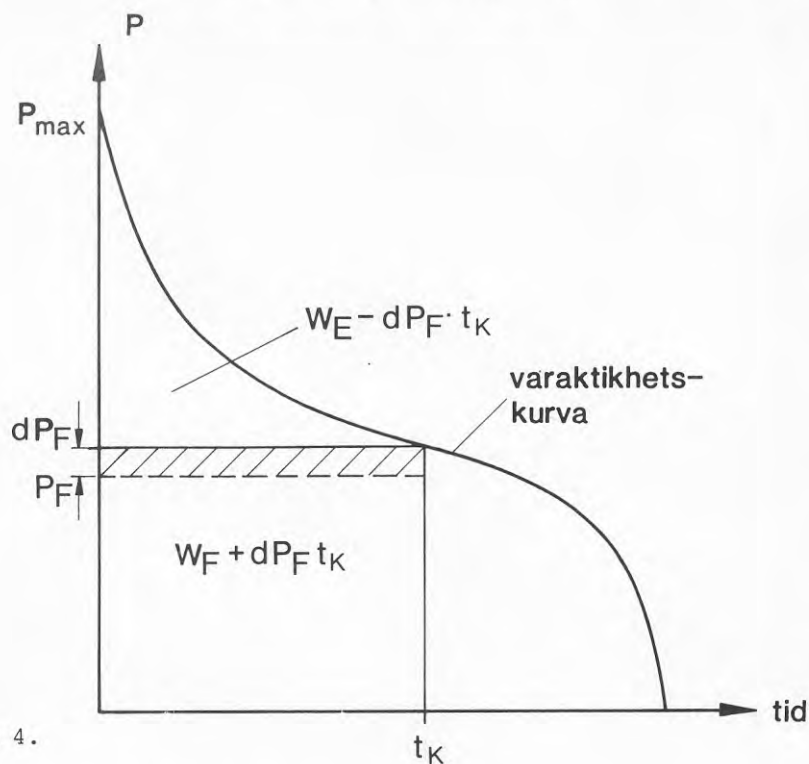


Bild 4.

I optimalt val för P_F kommer ändringen

$$dK = dK_F + dK_W \quad (9)$$

att vara 0, se bild 5. Detta ger (om ekv. (7b) förutsättes)

$$t'_F = \frac{\frac{A}{P_F} + B - D}{\frac{k_E}{\eta} - k_F} \quad (10)$$

vilket uttryck ger den tid t'_F under vilken kombinerad drift är mest ekonomisk.

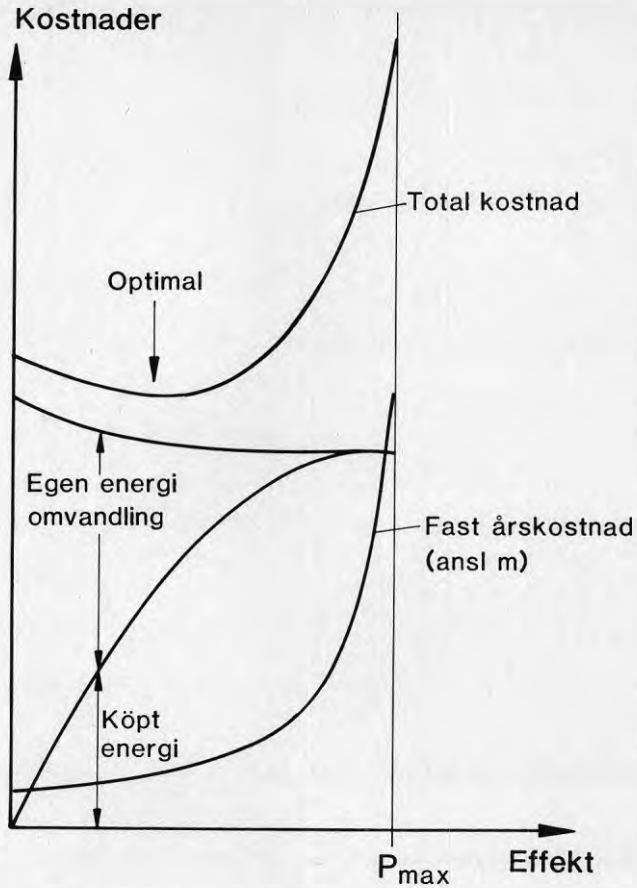


Bild 5.

Sambandet mellan effekt och tid

Sambandet mellan effekt, P , och tiden, t , för effektbehovets varaktighet kan skrivas, se Peterson (1979)

$$P = P_{max} \left[1 - \left(1 - \frac{P_1}{P_{max}} \right) (t/T)^n \right] \quad (11)$$

där P_1 är effekten vid $t = 1$ månad

$T = 1$ månad samt

n en exponent.

Detta ger för effekten P_F

$$\frac{t'_F}{T} = \left[\frac{P_{max} - P_F}{P_{max} P_1} \right]^{1/n} \quad (12)$$

Inför vi ekv. (12) i (10) får vi för den optimala abonnerade effekten

$$P_F = P_{max} - (P_{max} - P_1) \left(\frac{\frac{A}{P_F} + B - D}{\frac{k_E}{\eta} - K_F} \cdot \frac{1}{T} \right)^n \quad (13)$$

Eller, om vi arbetar med relativa effekter

$$\frac{P_F}{P_{max}} = 1 - \left(1 - \frac{P_1}{P_{max}} \right) \left(\frac{\frac{A}{P_F} + B - D}{\frac{k_E}{\eta} - K_F} \cdot \frac{1}{T} \right)^n \quad (13a)$$

För de här ingående storheterna gäller

A och B bestäms av fjärrvärmeverket

D är vanligen liten och kan i de flesta fall sättas till 0 vid övergång från olja till annan försörjningsform. Vid kombination av t.ex. gas och el - båda nya energiformer för byggnaden i fråga - skiljer sig D från 0.

T antar värdet 1 månad, dvs $30 \times 24 = 612$ h för det fall enheterna i övrigt i klammeruttrycket är kr/kW och kWh.

k_F och k_E är de rörliga kostnaderna för energin.

η är av storleksordningen 0,7 vid övergång från olja vid två nya energikällor där egen produktion föreligger måste även k_F reduceras med hänsyn till verkningsgraden hos omvandlingen.

$\frac{P_1}{P_{max}}$ av storleksordningen 0,7, se Peterson (1979).

n av storleken 0,25 - 0,4, se Peterson (1984a).

Exempel 1

Man vill studera lämpligt val av abonnerad effekt för en fastighet i Örebro. Inom det aktuella området är $A/P_F + B = 500$ kr/kW. Fastigheten har haft oljeeldning och en eller två pannor

kan läggas som reserv/topplastpanna. Kostnaden härför är försumbar ($D = 0$). Energikostnaden är f.n. 0,2 kr per kWh vid köp från fjärrvärmeverk och 0,24 öre vid egen produktion inkluderande verkningsgradsinflytandet. $n = 0,3$. Optimal storlek erhålles för

$$\frac{P_F}{P_{max}} = 1 - 0,3 \times \left(\frac{500 - 0}{0,24 - 0,20} \cdot \frac{1}{612} \right)^{0,3} = 0,25$$

Den köpta effekten skall i detta fall svara för 25 % av totaleffekten, vilket är lågt, men beror på de små skillnader i energipris visavi den höga effektkostnaden.

Exempel 2

Genom att anläggningen i exempel 1 har hög varmvattenandel visar det sig att P_1/P_{max} är 0,8. Hur påverkar detta valet av abonnerad effekt?

Man får här

$$\frac{P_F}{P_{max}} = 1 - 0,2 \times \left(\frac{500 - 0}{0,24 - 0,20} \cdot \frac{1}{612} \right)^{0,25} = 0,50$$

Abonnerad effekt skall här ligga högre, vilket f.ö. inses direkt av ekvation (13).

Egen effekt är därmed endast 50 % av totaleffekten. Den egna centralen har sällan en sådan bestyckning att befintliga pannor har denna effekt. Vanligen ligger den kraftigt över. Har man en panna med on-off drift kan verkningsgradsförlusterna stiga vid så låg belastning, se Peterson (1984b) men detta kan åtgärdas genom lämpligt val av munstycke. Givetvis får man vara försiktig med hänsyn till att små oljeflöden kan ge kondensbesvär i pannan.

Exempel 3

Om man i fall 1 haft att göra med en anläggning förlagd till en ort med $n = 0,25$ hade detta påverkat valet av P_F . Hur?

Här får man

$$\frac{P_F}{P_{max}} = 1 - 0,3 \times \left(\frac{500 - 0}{0,24 - 0,20} \cdot \frac{1}{612} \right)^{0,25} = 0,36$$

Exempel 4

Hur påverkar en ändring av effektavgiften med 20 % valet av abonnerad effekt?

Man får för fallet i exempel 1

$$21 \% < \frac{P_F}{P_{max}} < 30 \%$$

Effektområdet blir således relativt smalt och det visar sig att man knappast får några säkerställda större vinster av att lägga sig i ena delen av innervattnet.

Exempel 5

Vid en anläggning eldas eget avfall (energikostnad 0) men man vill övergå till elvärme. Effektavgiften ligger på 450 kr/kW inklusive egen panna och energipriset på 0,20 kr per kWh. Vilken eleffekt skall lämpligen installeras? $P_1/P_{max} = 0,7$, $n = 0,33$.

Då energikostnaden ligger under den egna saknas optimum. Insättning i ekv. (13) visar på detta!

På likartade sätt kan givetvis effektförsörjningen för olika kombinationer bestämmas med hänsyn till aktuella priser m m. Beroendet av priserna är icke alltför stort. Exponenten n dämpar inflytandet betydligt, vilket framgår av nästföljande exempel.

Exempel 6

Hur stor blir skillnaden i effekt för ett optimalt abonnemang om fjärrvärme kostar 0,20 eller 0,18 öre i exempel 2? Man får

$$0,50 \leq \frac{P_F}{P_{max}} \leq 0,56$$

Det kan noteras att vid stora baslaster (höga värden på P_1/P_{max}) blir inflytandet av variationer litet.

Överslagsvärden

Det kan vara av intresse att se något närmare på strukturen av ekvation (13). Man får t.ex.

- o vid ökande P_1/P_{max} skall abonnemangseffekten öka
- o vid stora basbehov skall abonnemangseffekten öka. Vid t.ex. en varaktighetskurva som i bild 6 - avseende en industri med stora processvärmen - ligger P_F nära P_{max} .
- o vid stigande differens mellan fasta abonnemangskostnader och egna fasta kostnader (effektkostnader) minskar den abonnerade effekten i det mest ekonomiska fallen för konsumenten
- o vid stigande kostnader för köpt energi (kWh-kostnad) minskar intresset för höga effektabonnemang. Gränset är då den köpta energin kostar lika mycket som den egna producerade. Man bör då fasthålla vid egen produktion.

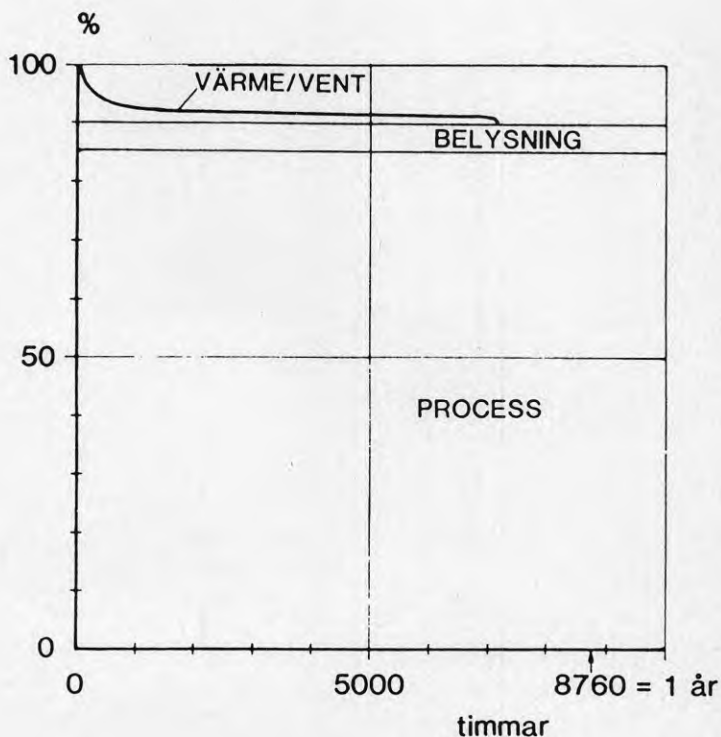


Bild 6.

El-olja

Då det gäller kombinationen av el-olja eller el-andra bränslen kan givetvis samma resonemang som tidigare tillämpas. Ekvation (10) eller (13a) används för bestämning av bästa kombinationen. Det finns här emellertid en liten komplikation eftersom energipriset för el ej är fast utan en funktion av årstiden. Denna funktion har vanligen ett utseende enligt bild 7, dvs vid en viss tidpunkt ändras el-energi-priset språngvis. Detta motsvarar i varaktighetskurvan prisbyte vid tiden t'' , se bild 8.

Den inköpta energin blir därmed

$$W_{el} = \left[\int_{t'}^T P dt + P_f \cdot t' \right] / \eta_{el} \quad (14)$$

till en total kostnad av

$$\kappa_{el} = \kappa_{es} \int_{t''}^T \frac{P dt}{\eta} + \kappa_{ev} \left(W_{el} - \int_{t''}^T \frac{P dt}{\eta} \right) \quad (15)$$

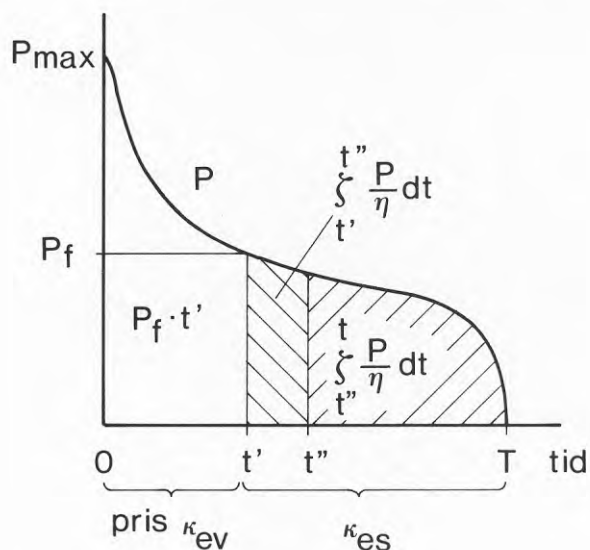


Bild 7.

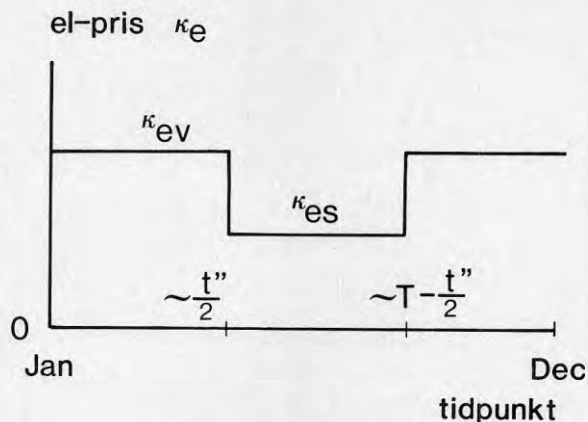


Bild 8.

Med de stora prisskillnader som f.n. råder mellan olja och sommar-el kommer tiden t' att alltid falla mellan origo och t'' , varför prisskillnaden mellan el för sommar drift (κ_{es}) och vinterdrift (κ_{ev}) ej påverkat valet av kombination under vintern. Skulle taxorna sättas på ett annat sätt kan valet komma att påverkas. Detta är dock ej troligt skall ske eftersom nuvarande prispolitik just avser att kraftigt öka användningen av el under sommaren.

Litteratur

- Axelsson, NÅ & Dafgård, N.*: Kostnader och livslängder för medelstora värmecentraler. A4 nr 35. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1980.
- Dafgård, N & Peterson, F.*: Fasta kostnader för egen värmeproduktionsanläggning. A4 nr 8. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1977.
- Dafgård, N & Peterson, F.*: Fasta kostnader för fjärrvärmemottagning. A4 nr 10. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1977.

- Peterson, F.:* Månadsmedelvärdet vid intermittent drift - II. Tekniska Meddelanden nr 143. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1979.
- Peterson, F.:* Fasta och rörliga priser på fjärrvärme. E 85 - Avvägning mellan energiproduktion och energikonsumtion (ingår i BFR's material för E 85 utredningen). Stockholm 1984.
- Peterson, F.:* Varaktighetskurvor. E 85 - Avvägning mellan energiproduktion och energikonsumtion (ingår i BFR's material för E 85 utredningen). Stockholm 1984.
- Peterson, F.:* Energisparande och pannverkningsgrad för flerbostadshus m m. E 85 - Tillförselsektor - del 2 (ingår i BFR's material för E 85 utredningen). Stockholm 1984.

NÅGRA REFLEXIONER RÖRANDE ENERGIBESPARING MED TERMOSTAT- VENTILER OCH INJUSTERING

Översikt

I olika sammanhang har frågan om energibesparing genom användande av termostatventiler berörts. Olika konsumentgrupper har hävdat stora besparingar, men ytterligt få mätningar i praktisk drift pekar på sådana. Ett skäl till att vinstarna ej dokumenteras är att man vanligen i samband med installandet av termostatventiler också genomfört andra åtgärder i syfte att spara energi. Mätningarna för bedömning av energivinsterna är i många fall bristfälliga och har icke kunnat läggas till grund för en bedömning av termostatventilernas funktion och medverkan i den totala vinsten.

Några undersökningar av hög mätteknisk karaktär finns dock. Här skall Landskronaprojektet nämnas, se Lange et al (1978) samt det s.k. Ulvsundaprojektet, se Höglund et al (1984).

Landskronaprojektet pekade ej på några speciellt stora vinster, se Peterson (1978) samt Lange et al (1978). Ett av skälen här för kan ha varit de boendes reaktioner. Här skall därför endast det s.k. Ulvsundaprojektet studeras. Detta har också genomförts senare än Landskronaprojektet och därför baserats på någon andra erfarenheter än det förra.

Projektet

I projektet omfattar en undersökning om inflytandet av radiatorventiler på effekt- och energibehovet för några hus. Radiatorventiler - installerade för maximalt 21^oC rumstemperatur har installerats i ett hus medan ett referenshus fått arbeta med enbart injusterat värmesystem. Det föregående huset - med termostatventiler - skall nedan betecknas med T medan den andra betecknas med R.

Injusteringen av systemet skedde under februari 1982. Temperaturer i de båda husen före och efter injusteringen anges i bild 1, hämtad från Höglund et al (1984).

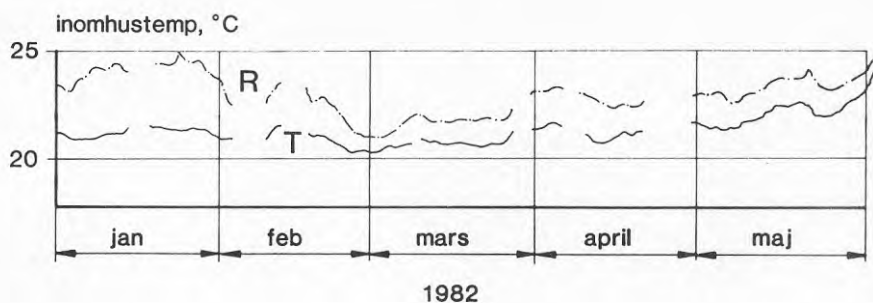


Bild 1. Rumstemperaturer i hus T och hus R inom Ulvsunda-projektet.

Som framgår av bilden låg temperaturen i hus R högre såväl före som efter injusteringen. Dess inverkan på rumstemperaturen i hus R var en sänkning med ett par grader vilket motsvarar ca 10 % av energibehovet! Det är då att notera att injusteringen i sig knappast svarar för denna besparing vilken härrör från en mer generell sänkning av framledningstemperaturen.

Ser vi till temperaturfluktuationer i de båda husen finner vi att de följs åt regelbundet. Speciellt är det fallet efter injusteringen! Fluktuationerna är en direkt följd av utomhustemperaturens och solinstrålningens variationer, se bild 2.

I hus T förmår man på intet sätt hålla konstant temperatur bättre än i hus R. Speciellt gäller detta under soliga dagar då man kunnat förvänta sig att värmeeffekten från radiatorsystemet skulle kunna nedbringas väsentligt genom användning av termostatventiler.

Den använda effekten för de båda husen framgår av bild 3. Den skiljer sig avsevärt under perioden för justering av värme-systemet i hus R men sedan rumstemperaturen sänkts i detta

hus följs effektbehoven åt och är dessutom lika stora. Det skall här anmärkas att husen har något olika utförande och att därför huskonstanten C_H bestämd av

$$C_H = \frac{P}{\Delta\theta} \quad (1)$$

där P är effektbehovet

$\Delta\theta$ är den effektiva temperaturdifferensen inne/ute.

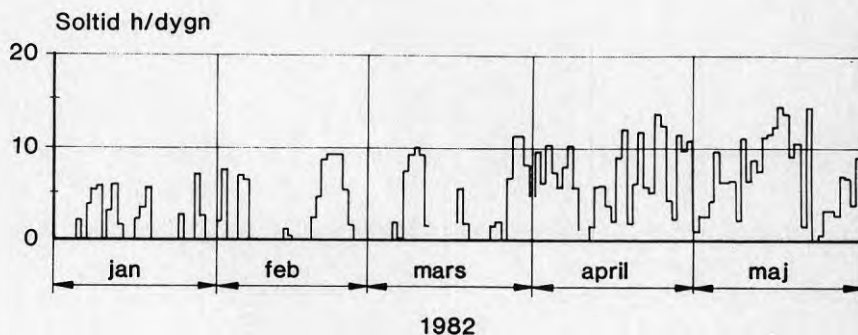


Bild 2. Solstrålningsvariationer under mätperioden.

Det kan noteras att temperaturdifferensen $\Delta\theta$ är bestämd av

$$\Delta\theta = (\theta_o - \Delta\theta_g) - (\theta_u - \Delta\theta_s) \quad (2)$$

där θ_o är rumstemperaturen

$\Delta\theta_g$ är bidraget till rumstemperaturen från gratisvärmen

θ_u är uteluftens temperatur

$\Delta\theta_s$ är bidraget genom solstrålning.

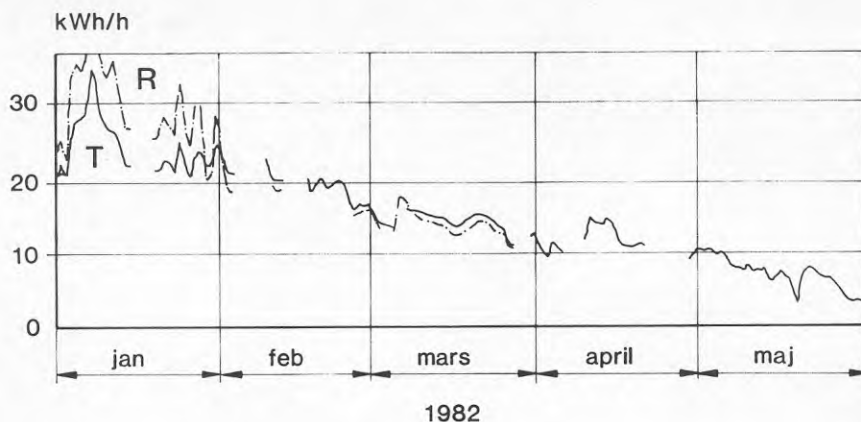


Bild 3. Tillförda effekter till hus T och R.

Vid dagar med hög solstrålning, bild 2, får man därför en ökning av rumsluftens temperatur såvida ej man genom värmeförseln avpassar den till önskad värme. Detta har uppenbarligen ej skett varken i hus T eller i hus R i det visade exemplet.

Att effekttillförseln är lika trots de olika rumstemperaturerna beror, som nämnts, på att husen har olika huskonstanter. Sådana data har Höglund et al angivit, se tabell 1.

Tabellvärdena medger ej en bedömning av $\Delta\theta_g$ varför C_H ej kan beräknas från dem enbart ens för det fall att man har låg solinstrålning.

Sambanden mellan effekt och utetemperatur har dock skattats av Höglund et al (1984) enligt bild 4.

Skattningarna avser byggnad T och ger, jämför bildtexten

$$P = \frac{1}{24} (369 - 19,9 \theta_u) \text{ kW} \quad (3)$$

för perioder med liten solstrålning.

Tabell 1. Jämförelse mellan inomhustemperatur och effektuttag i två byggnader, nr 1 med och nr 3 utan radiatortermostatventiler. I tabellen finns också uppgifter om antalet soltimmar per dygn och utomhustemperaturen. Shuntkurvan hade vid tillfället inställningen 26°C vid 15°C utetemperatur och 41°C vid -5°C utetemperatur med 1,5°C höjning under dagtid och 1°C sänkning under natten.

Datum	k1	Soltimmar per dygn	Utomhus- temp. °C	Inomhus- temp. byggn. 1 °C	Inomhus- temp. byggn. 3 °C	Medeleffekt byggnad 1 kW	Medeleffekt byggnad 3 kW
820517	00		8,1	22,0	23,4	8,333	7,500
	03		8,6	21,9	23,3	6,667	5,883
	06		12,3	22,1	23,3	1,667	0,833
	09	10,6	18,3	22,3	23,4	0,833	0,833
	12		20,8	23,0	24,1	1,667	0,000
	15		19,7	23,2	24,0	0,000	1,667
	18		16,1	22,9	23,7	4,167	4,167
	21		13,6	22,7	23,6	4,167	3,333
820518	00		12,1	22,5	23,4	4,167	5,000
	03		10,8	22,4	23,3	5,000	4,167
	06		9,5	22,3	23,3	7,500	9,167
	09	1,5	10,0	22,3	23,4	6,667	5,000
	12		11,8	22,4	23,7	5,000	5,000
	15		9,4	22,8	24,0	7,500	8,333
	18		6,6	22,6	24,0	9,167	10,833
	21		3,9	22,3	23,9	10,833	10,833

Ekvation (3) kan skrivas

$$P = \frac{19,9}{24} (18,5 - \theta_u) \quad (3a)$$

vilken ekvation visar att man för

$$\theta_o - \Delta\theta_g$$

får värdet 18,5°C. Detta ger, infört i ekvation (1) och för den molniga av dagarna representerade i tabell 1

$$C_H = \frac{(6,67 + 5)/2}{18,5 - (10 + 11,8)/2} = 0,77 \text{ kW/K}$$

Värdet ligger nära det som kan beräknas från ekvation (3a) med

$$C_H = \frac{19,9}{24} = 0,82$$

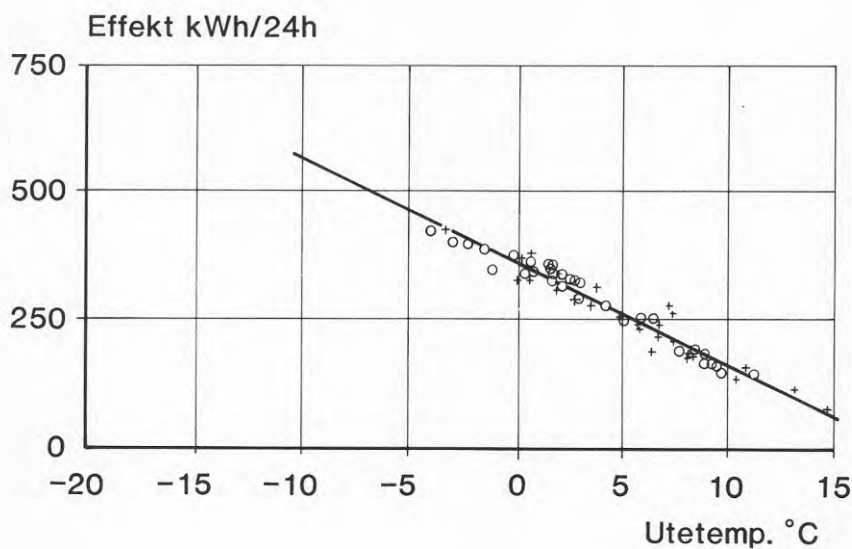


Bild 4. Effektuttag i hus T vid olika utomhustemperatur. Dagar med 5 eller fler soltimmar har markerats med + medan dagar med färre soltimmar markerats med o.

Att den förra beräkningen ger avvikande värden beror givetvis på att den svarar mot en mycket kort mätperiod.

Ser vi till hus R finner vi att rumstemperaturen där ligger ca 1,5 K högre, dvs

$$\theta_o - \Delta\theta_g \approx 20^{\circ}\text{C}$$

Detta värde ger från tabell 1

$$C_H = \frac{5}{20 - (10 + 11,8)/2} = 0,65$$

Med $C_H(T) = 0,8$ får vi således att byggnadernas huskonstanter förhåller sig som approximativt 1:1,25. Detta är orsaken till att hus R trots lägre inomhustemperatur har lika stort effektbehov som hus T.

Man skulle således - om husen varit identiska - kunna få ca 25 % lägre energibehov för det hus som har radiatortermostater än för det andra. Detta skulle då ha varit en effekt av temperaturen i husen ej i sig att termostatventiler fanns inmonterade.

Termostatventilernas funktion

Som tidigare påpekats förmådd ej de installerade termostatventilerna hålla vare sig konstant temperatur i hus T eller stänga värmeförseln vid kraftig solinstrålning. Detta förhållande visade sig också under en andra mätperiod, bild 5. Även här var skillnaden i temperatur 1-2°C mellan husen, vilket som väntat ledde till samma effektbehov, se bild 6. Variationen i rumstemperaturer följs åt, bild 5. Samvariationen är så stark att det utan kunskap om det verkliga förhållande skulle vara ytterligt svårt att avgöra vilket av husen som enbart har inreglerat radiatorsystem.

Mot slutet av den redovisade perioden visar temperaturen i hus R stora variationer, vilket Höglund et al (1984) anger beror på justeringar rörande värmeförseln.

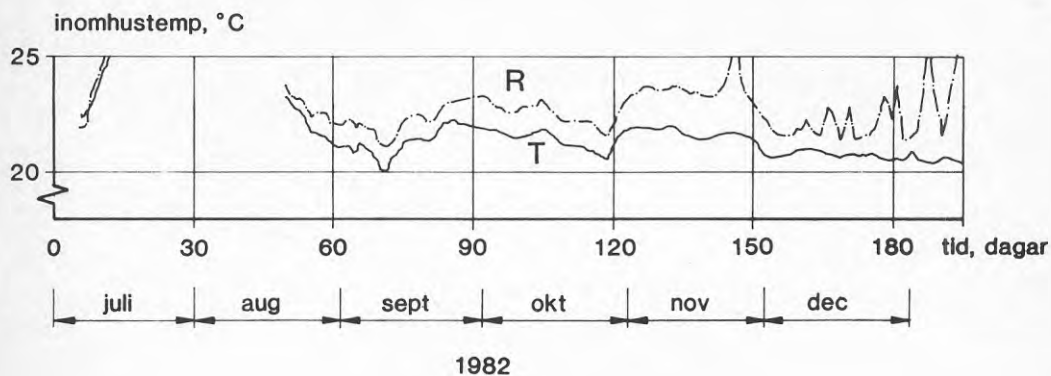


Bild 5.

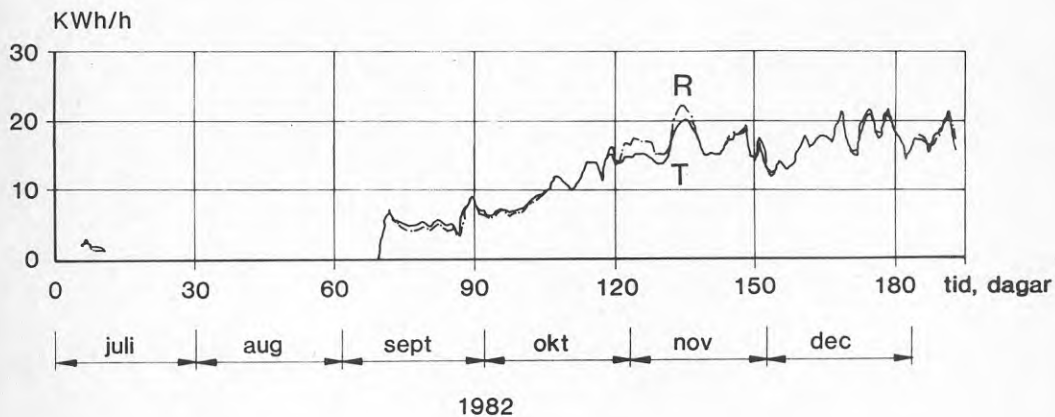


Bild 6.

Sammanfattning

De av Höglund et al (1984) gjorda experimenten pekar på att de termostatventiler som kommit till användning i Ulvsunda-projektet saknat möjligheter att hålla rumstemperaturen på konstant nivå ens med relativt blygsamma krav. Variationen i inomhustemperatur mellan hus med och hus utan termostatventiler är praktiskt taget likartad.

Under perioder med ringa sommartillskott (okt, nov 1982), se bild 7, är det sällan rumstemperaturen hålls vid inställda 21°C . Ej heller är variationen i effekt differentierad mellan husen. Den likhet bild 6 pekar på trots skillnad i temperatur beror liksom tidigare på att huskonstanterna C_H skiljer sig med 25 %.

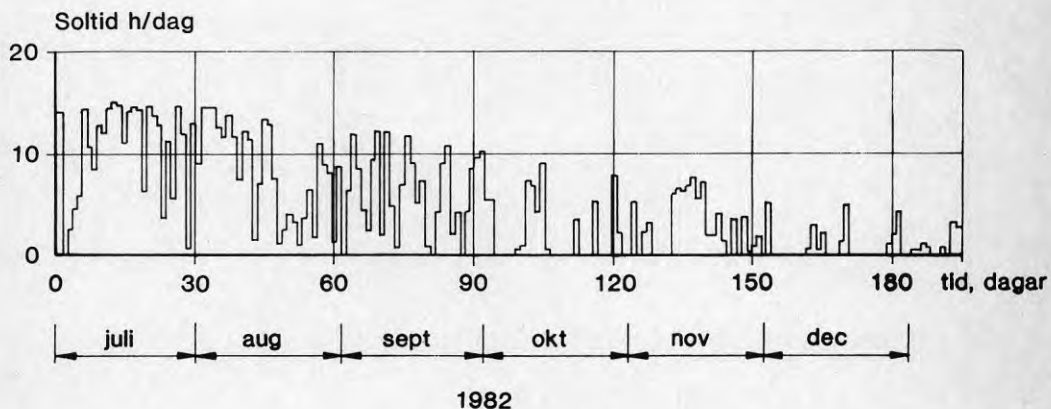


Bild 7.

De erfarenheter som hittills samlats kring energivinsterna genom injustering respektive användning av termostatventiler är som inledningsvis nämndes ofullständiga. Trots detta kan man notera att den förra metoden i varje fall ger lika bra

temperaturhållning som den senare om anläggningens drift i övrigt är god.

Vinsterna beror därför av följande faktorer

- o möjligheterna att inreglera temperaturerna i rummen noggrannare än vad de normalt är, se Peterson (1983)
- o möjligheterna att minska framledningstemperaturen till önskat värde. Härför spelar omställningar vår och höst viss roll, se Peterson (1984a,b).

De vinster som kan nås beror också givetvis av den temperatur man i medeltal har i en byggnad före injustering. Är denna θ_f och temperaturernas standardavvikelse är σ (vilken ligger i storleksordningen 1 K), se Peterson, Karvounis (1984) kan man minska energibehovet med (överslagsmässigt)

$$5(\theta_f - 2\sigma - 20) \quad \%$$

jämför bild 8-9.

Vid noggrann injustering kan $\sigma = 0,5$ K nås. Detta ger vinsten

$$\approx 5(\theta_f - 21) \quad \%$$

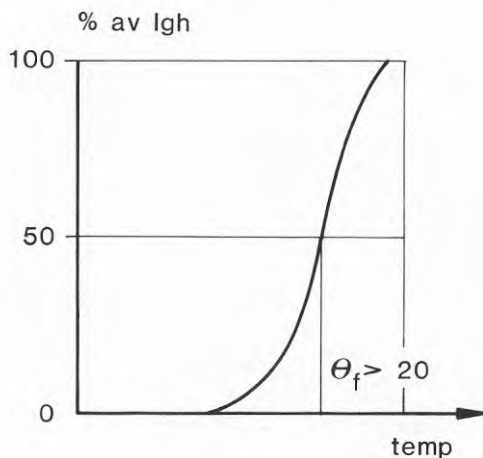


Bild 8. Temperaturfördelning före injustering.

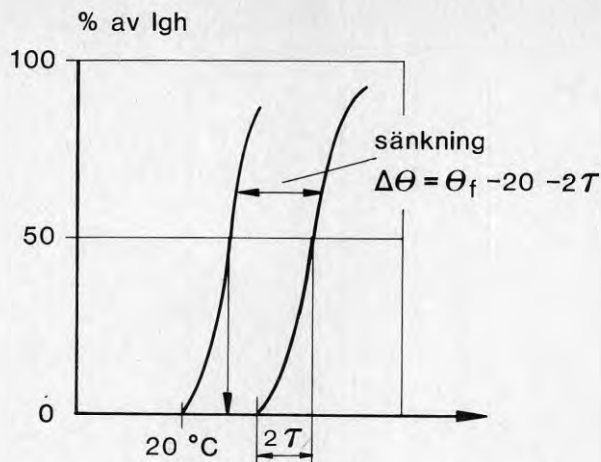


Bild 9. Temperatur efter injustering och sänkning av värmeförseln.

Litteratur

Höglund et al: Ulvsundaprojektet. Rapportering till BFR. Stockholm 1984 (under tryckning).

Lange et al: Termostatventiler i flerfamiljshus. VVS-tidskrift nr 4, sid. 39. Stockholm 1978.

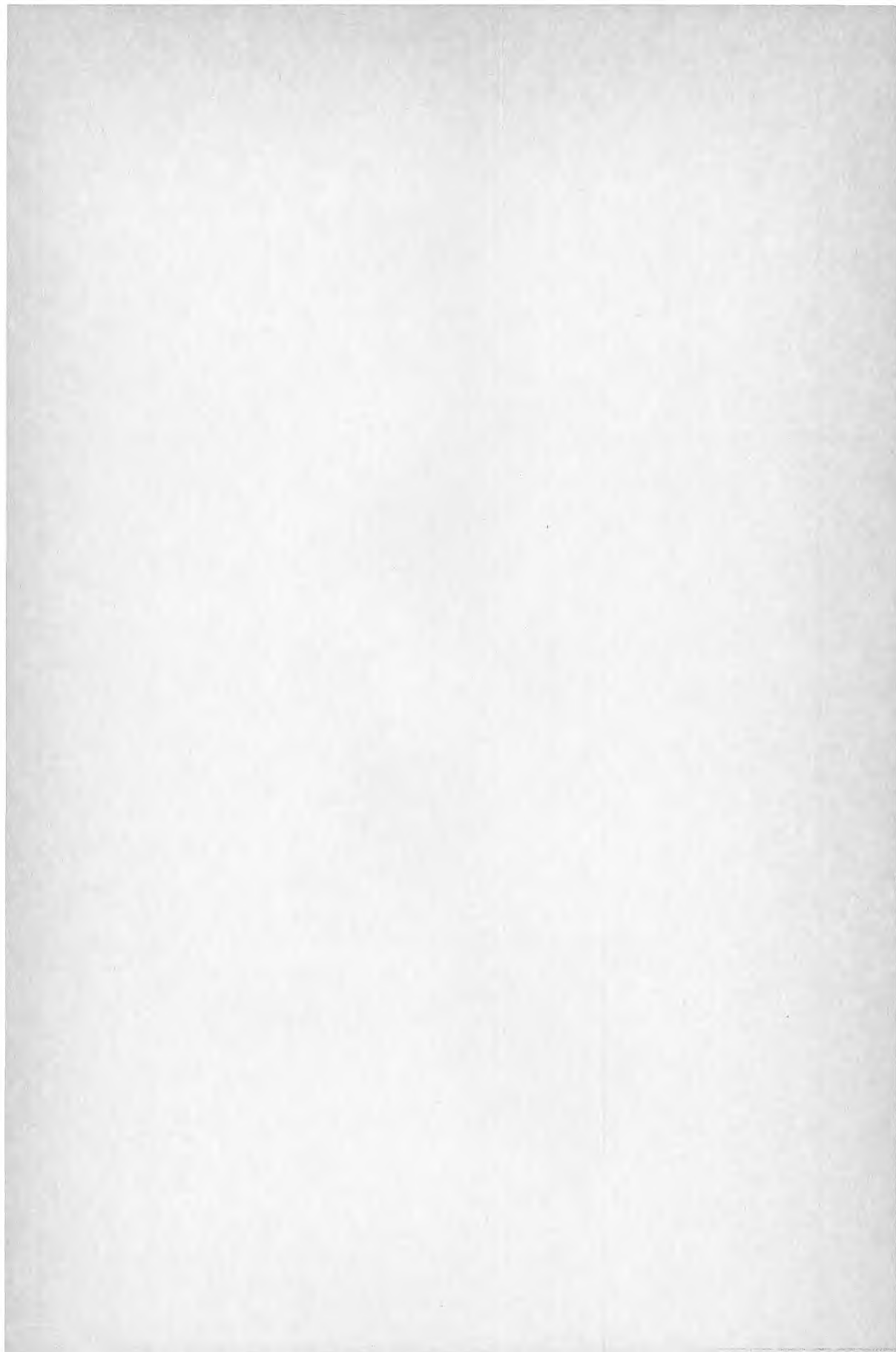
Peterson et al: Sparar termostatventiler energi? Kritisk granskning av Landskrona-projektet. VVS-tidskrift nr 6, sid. 21. Stockholm 1978.

Peterson, F.: Adjustment of radiator valves. Tekniska Meddelanden nr 266. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1983.

Peterson, F.: Reglerkurvan (ingår i BFR's material för E 85 utredningen). Stockholm 1984.

Peterson, F. & Karvounis, D.: 5000 pannor - del 1. Tekniska Meddelanden nr 270. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1984.

Peterson, F. & Karvounis, D.: 5000 pannor - del 2. Tekniska Meddelanden nr 271. Institutionen för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik, KTH. Stockholm 1984.





Byggforskningsrådet har av regeringen fått i uppdrag att ta fram underlagsmaterial inför omprövning av gällande riktlinjer för energipolitiken och energisparverksamheten i byggnader.

Resultatet av detta arbete redovisas i Byggforskningsrådets skrift G26:1984 — ENERGI 85. Energianvändning i bebyggelse. I arbetet har ett antal expertgrupper varit verksamma. Deras resultat, som utgör ett viktigt underlag för ENERGI 85, redovisas i följande rapporter:

- M84:8 Nikolay Tolstoy, Christer Sjöström & Tommy Waller — **Bostäder och lokaler från energisynpunkt** (Utgivet som Meddelande från Statens institut för byggnadsforskning, Gävle)
- R131:84 Lee Schipper — **Internationell jämförelse av bostädernas energiförbrukning**
- R132:84 Lars-Göran Carlsson — **Energianvändningen i bostäder och lokaler 1970—82**
- R133:84 Hans Erik Forsell & Jan Nöid — **Energisparande i statliga myndigheter m fl**
- R134:84 Bostadsstyrelsen — **Bostadsstyrelsens lån- och bidragsgivning till energisparåtgärder i bostäder m m**
- R135:84 Statens planverk — **Utvärdering av bestämmelserna om energihushållning i svensk byggnorm — effekterna på nya byggnader**
- R136:84 Sten-Ivan Bylund & Jan Lindelöf — **Energisparinformation från byggforskningsrådet, bostadsstyrelsen och planverket 1978—84**
- R137:84 Ulf Lilliegren & Folke Peterson — **Effektiva uppvärmningssystem**
- R138:84 Lennart Thörnqvist & Bo I Olsson — **Energisparande inom fjärrvärmda områden**
- R139:84 Tore Hansson, Anders Nilson & Claes-Göran Stadler — **Energisparteknik i befintlig bebyggelse**
- R140:84 Gunnar Anderlind, Claes Bankvall & Karl Munther — **Energibehov i nya byggnader**
- R141:84 Gunnar Essunger & Håkan Andersson — **Förutsättningar för genomförande av energisparåtgärder i befintlig bebyggelse**
- R142:84 Hans Alfredson — **Kunskap om energisparåtgärder**
- R143:84 Anders Nilson, Lars Bäck, Magnus Fischer & Claes-Göran Stadler — **Energisparmöjligheter i befintlig bebyggelse**
- R144:84 John Gajland — **Energisparande vid alternativa förutsättningar**
- R145:84 Folke Peterson, Stefan Sandsten — **Solvärmt tappvatten**
- R146:84 Per Isakson, Knut-Olof Lagerkvist — **Solsystem för uppvärmning och varmvatten med korttidslager**
- R147:84 Erik Wahlman m fl — **Sol till fjärrvärme och gruppcentraler**
- R148:84 Enno Abel — **Solvärmesystem med årslagring**
- R149:84 Kjell Larsson m fl — **Gruppcentraler — nuläge och utvecklingsmöjligheter**
- R150:84 Carl Mattsson m fl — **Energisystem behandlade i SOL-85 modellen**
- R151:84 Ilja Cordi, Göran Lundgren — **Strategier och scenarios använda i SOL-85 modellen**
- R152:84 Anders Göransson, Peter Wennerhag m fl — **Bebyggelsedata för energiplaneringen — Underlagsrapporter**
- D21:84 Kirtland Mead et al — **SOLAR 85. Simulation modellering**
- D22:84 Anthony Hardacre — **Solar energy research outside Sweden**

Dessa rapporter beställs genom Svensk Byggtjänst, Box 7853, 103 99 Stockholm, tel 08/730 51 00.

Art.nr: 6704137

**Abonnemangsgrupp:
W. Installationer**

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

Cirkapris: 55 kr exkl moms

R137: 1984

ISBN 91-540-4206-2

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm