



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

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



Rapport

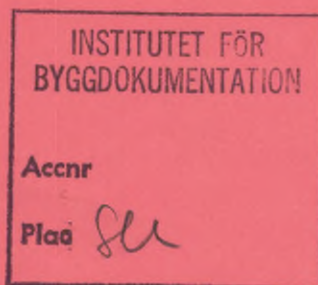
R111:1985

Inverkan av intermittent drift vid värmepumpar

Laboratorieprov

Anders Bergman

R
AM



Byggeforskningsrådet

R111:1985

INVERKAN AV INTERMITTENT DRIFT VID VÄRMEPUMPAR

Laboratorieprov

Anders Bergman

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 820919-8
från Statens råd för byggnadsforskning till Inst för
Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm.

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

R111:1985

ISBN 91-540-4443-X
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck AB Stockholm 1985

FÖRORD

Hur bör ett värmepumpsystem provas på laboratorium för att man från resultaten ska få ett bra underlag för beräkning av energibesparingen vid en verklig installation? Hur påverkas värmefaktorn vid installationen av styrstrategin?

Detta är frågeställningar som Anders Bergman bearbetat i ett projekt vid institutionen för Mekanisk värmeteorik och kylteknik, KTH. Resultaten redovisas i två rapporter. Den första behandlar "dynamisk" provning av värmepumpar på laboratorium, dvs prov där inverkan av intermittert drift (start, stopp) och styrmetod undersöks. Den andra rapporten behandlar ett datorprogram för analys av hur styrningen av värmepumpen inverkar - speciellt vad avser styrningen av temperaturerna på värmepumpens varma sida, radiatorsystemets temperaturer och reglerdifferensens storlek.

Vid laboratorieproven undersöktes två olika typer av värmepumpar. Resultaten blev bl a att "dynamiska" förlopp i själva värmepumpen har liten inverkan på systemets prestanda. Inverkan av startfrekvens och gångperiodens längd (vid given relativ gångtid) visade sig knappast mätbar. Däremot inverkar relativa gångtiden ganska kraftigt. Denna inverkan förefaller kunna förklaras väl genom att ta hänsyn till tomgångsförluster som uppträder under värmepumpens ståperioder. Metoder för att bestämma dessa har undersökts på laboratorium och diskuteras i rapporten.

Jämförelser mellan resultat från laboratorieprov och från fältprov visar god samstämmighet om en korrektion med hänsyn till tomgångsförlusterna genomförs.

Stockholm i mars 1985

Eric Granryd

INNEHÅLL

1	SAMMANFATTNING	3
2	BAKGRUND	4
3	PROVRIGGENS UPPBYGGNAD	5
3.1	Uppskattning av lämpliga vattenvolymer . .	5
4	MÄTUTRUSTNING	9
5	FÖRUTSÄTTNINGAR VID PROVNING	11
5.1	Provobjekt	11
5.2	Värmesänka och värmekälla	12
5.2.1	Radiatorsystemets temperaturer	12
5.2.2	Flöde i radiatorkrets (husets effektbehov)	14
5.2.3	Värmekällans temperatur	14
6	PROVENS UTFÖRANDE	16
6.1	Beskrivning av provmetodik	16
6.2	Exempel på dynamisk provning	18
6.3	Temperaturförlopp vid några provpunkter .	19
7	RESULTAT FRÅN PROVNING	23
7.1	Stationär provning	23
7.2	Dynamisk provning	25
8	INVERKAN AV INTERMITTENT DRIFT	28
8.1	Provresultat	28
8.2	Faktorer som påverkar dynamiska effektiviteten med avseende på intermittent drift .	31
8.2.1	Inverkan av start och stopp	31
8.2.2	Inverkan av värmeförluster och elförbrukning under ståperioder	36
8.3	Värmeförluster Q_f	38
8.4	Tomgångsförluster E	39
9	VÄRMEFÖRLUSTER	40
9.1	Mätning av värmeförluster	40
9.2	Resultat från mätning av värmeförluster .	41
10	INVERKAN AV STYRSTRATEGI OCH SYSTEMLÖSNING	47
11	FÖRSLAG TILL PROVNINGSMETOD	51
11.1	Metod 1	52
11.2	Metod 2	53
11.3	Exempel på provningsresultat med föreslagna metoder	53
11.3.1	Jämförelse med fältprov	54
	LITTERATUR	56
	BILAGA I - IV	

1 SAMMANFATTNING

Målet med detta arbete har varit att få fram en metod att prova värmepumpar på laboratorium under förhållanden som nära efterliknar verkliga.

En provrigg har byggts där driftsfall svarande mot olika utetemperaturer kan simuleras. Det i värmepumpen inbyggda styrsystemet får då reglera temperaturnivåerna så att den från värmepumpen avgivna medeleffekten svarar mot behovet vid aktuell utetemperatur. Provning på ovan angivna sätt benämns i texten för "DYNAMISK provning".

Prov har gjorts på två olika värmepumpar. Den ena är avsedd att ta värme ur uteluften via förångning i ett konventionellt flänsbatteri med forcerat drag. Den andra värmepumpen är försedd med ett indirekt system för värmeupptagning och som värmekälla har ett yttjordvärmsystem simulerats. Som värmesänka har för båda typerna av värmepumpar ett radiatorsystem med de dimensionerande fram- respektive returledningstemperaturerna 55 och 45°C simulerats.

Vid dessa prov har jämförelser gjorts mellan de totala värmefaktorerna erhållna vid prov under konventionella, stationära förhållanden respektive vid dynamisk provning. Därmed kunde de förluster som tillkommer vid dynamisk provning studeras. Vidare kommer inverkan av styrsystem, typ av inkoppling till värmesystem med mera att framgå vid denna typ av provning.

Parallellt med byggandet av provrigg samt provningarna har ett datorprogram tagits fram där en simulering av olika driftsätt kan göras. Detta behandlas i en separat rapport.

De resultat som framkommit visar att man vid de provade värmepumparna kan försumma inverkan av dynamiska förlopp i samband med start och stopp. Den försämring av värmefaktorn som erhålls vid dellast orsakas i stället av värmepumpens förluster genom värmeavgivning till omgivningen under ståperioder samt hjälpapparaters energiförbrukning under ståperioder. En metod att bestämma dessa förluster har tagits fram.

Vidare presenteras en metod att korrigera framräknade årsvärmefaktorer baserade på prov under stationära förhållanden.

2 BAKGRUND

Mätningar under stationära förhållanden på laboratorium är inte helt representativa för bedömning av hur ett värmepumpsystem i praktisk drift kommer att fungera. Energibesparingen i det senare fallet påverkas bland annat av hur styrningen av systemet är utförd och av hur värmepumpsystemets prestanda påverkas av intermittert drift.

Som en konsekvens av att kapaciteten är beroende av de temperaturnivåer där värmeupptagning och värmeavgivning sker kommer den från värmepumpen möjliga effekten att vara beroende av utetemperaturen. Den för uppvärmning erforderliga effekten är i stort sett proportionell mot differensen mellan utetemperatur och innetemperatur. Dessa förhållanden illustreras i Fig 2.1

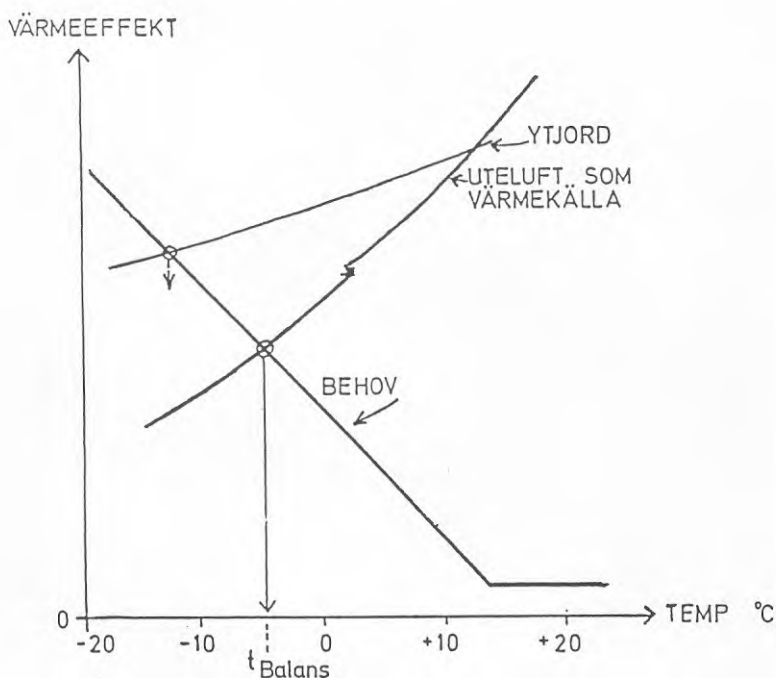


Fig 2.1 Tillgänglig värmeeffekt från en värmepump varierar med utetemperaturen på olika sätt för olika värmekällor.

Vid utetemperaturer över balanspunkten avger värmepumpen mer effekt än vad som krävs för uppvärmning och varmvattenberedning. Någon form av kapacitetsreglering måste införas så att avgiven värmeeffekt och behov överensstämmer. Detta sker i enklaste fallet med ON/OFF-reglering. För en mera realistisk provning bör då inverkan av värmesystemets termiska egenskaper, värmepumpens start och ståperioder, regleringssystemets utförande, tomgångsförluster med mera beaktas vid provningen.

3 PROVRIGGENS UPPBYGGNAD

En provrigg som i sitt uppträdande skall efterlikna ett hus med värmeavgivningssystem kan principiellt se ut som i Fig 3.1.

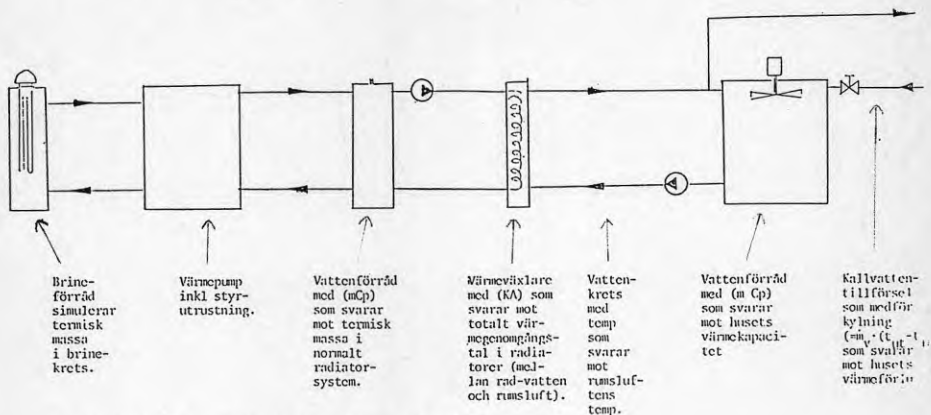


Fig 3.1 Principschema för provrigg

Vad som skiljer gentemot en konventionell testrigg för stationär provning är i första hand det vattenförråd som skall motsvara termisk massa i radiatorsystemet samt det förråd som motsvarar husets termiska massa. Det är dessa förråd som bestämmer tidskonstanten i det dynamiska förloppet.

3.1 Uppskattning av lämpliga vattenvolymer

För att få en uppfattning om storleksordningen på den termiska massan för ett hus och därmed den vattenvolym som krävs för att motsvara denna, kan en uppskattning med hjälp av byggnaders termiska tidskonstant göras.

Tidskonstanten τ_b definieras ur sambandet:

$$\vartheta_i = \vartheta_u (1 - e^{-\tau/\tau_b}) \quad 3.1$$

där τ = tid efter ändring av utomhustemperaturen

$$\tau_b = \text{tidskonstant} = \frac{(m \cdot c_p)_{\text{hus}}}{(\dot{V} \cdot \rho \cdot c_p)_{\text{vent, luft}} + (k \cdot A)_{\text{hus}}} \quad 3.2$$

ϑ_i = ändring i inomhustemperatur

ϑ_u = ändring i utomhustemperatur

Tidskonstanten τ_b är den tid det tar för inomhustemperatur t_i att vid en plötslig sänkning av utomhustemperaturen med ϑ_u grader,

sjunka $(1 - \frac{1}{e}) \cdot \vartheta_u$ grader, förutsatt att värmeeffekten från uppvärmningssystemet är konstant. För villor med regelstomme kan man sätta $\tau_b = 24$ timmar. Den termiska massan $(m \cdot c_p)_{\text{hus}}$ fungerar som en

buffert i uppvärmningssystemet och dämpar ut snabba temperaturförlopp.

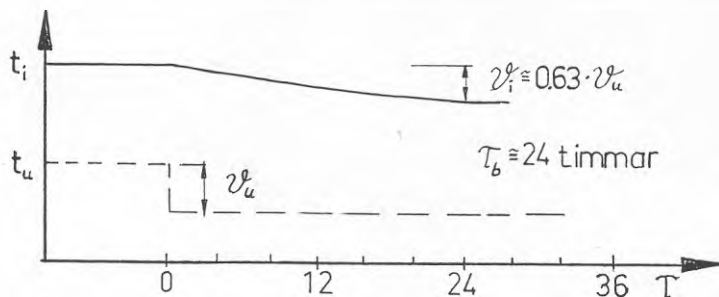


Fig 3.2 Exempel på temperaturförlopp, $\tau_b = 24$ h

Låt oss se efter hur stora vattenvolymer som kan vara aktuella vid simulering av ett hus termiska massa $(m \cdot c_p)_{\text{hus}}$.

Termerna $(\dot{V} \cdot \rho \cdot c_p)_{\text{vent,luft}}$ och $(k \cdot A)_{\text{hus}}$ i samband 3.2 anger husets effektbehov som funktion av temperaturdifferensen $(t_i - t_u)$.

Husets energiförbrukning för uppvärmning blir då

$$Q = \left[(\dot{V} \cdot \rho \cdot c_p)_{\text{vent,luft}} + (k \cdot A)_{\text{hus}} \right] \cdot K \quad 3.3$$

där K = gradtimmar under ett normalår för aktuell ort.

Med hjälp av samband 3.2 erhålles (med τ_b i timmar)

$$(m \cdot c_p)_{\text{hus}} \approx \tau_b \cdot \frac{Q}{K} \cdot 3600 \quad 3.4$$

För lätta villor med olika årsvärmebehov i Stockholmstrakten, där $K = 90\,000$ gradtimmar, ger oss då värmekapaciteter $(m \cdot c_p)_{\text{hus}}$ och däremot svarande vattenvolymer, V , enligt följande

Q [$\frac{\text{kWh}}{\text{år}}$]	$(m \cdot c_p)_{\text{hus}}$ [$\frac{\text{MJ}}{\text{°C}}$]	V [$\text{m}^3 \text{H}_2\text{O}$]
20 000	19,2	4,6
30 000	28,8	6,9
40 000	38,4	9,2

Dessa stora volymer ansågs orealistiska att använda i en provrigg dels på grund av svårigheten att få tag på lämpliga tankar att förvara vattnet i dels av den tröghet som byggs in i systemet.

Då provningarna är avsedda att ske under kvasistationära förhållanden, det vill säga utetemperaturen skall vara konstant vid varje provpunkt, kan man utan att provresultaten kommer att påverkas anse att husets termiska massa är oändlig. Härav kan temperaturen

t_2 , vilken skall motsvara rumstemperaturen hållas konstant. Detta ordnades vid proven genom att en termostatisk vattenventil monterades på kylvattenledningen till värmeväxlaren VVX2 i Fig 3.3. Dock har en utjämningsvolym på 110 l använts för att dämpa ut temperaturtransienter som uppkommer vid på- respektive avstängning av värmepumpen.

Då det gäller radiatorkretsens termiska massa, inklusive eventuella buffervolymer, har en vattenvolym på ca 350 l ansetts tillräcklig vid simuleringen.

Ett flödesschema över den provirrig som byggdes återfinns i Fig 3.3.

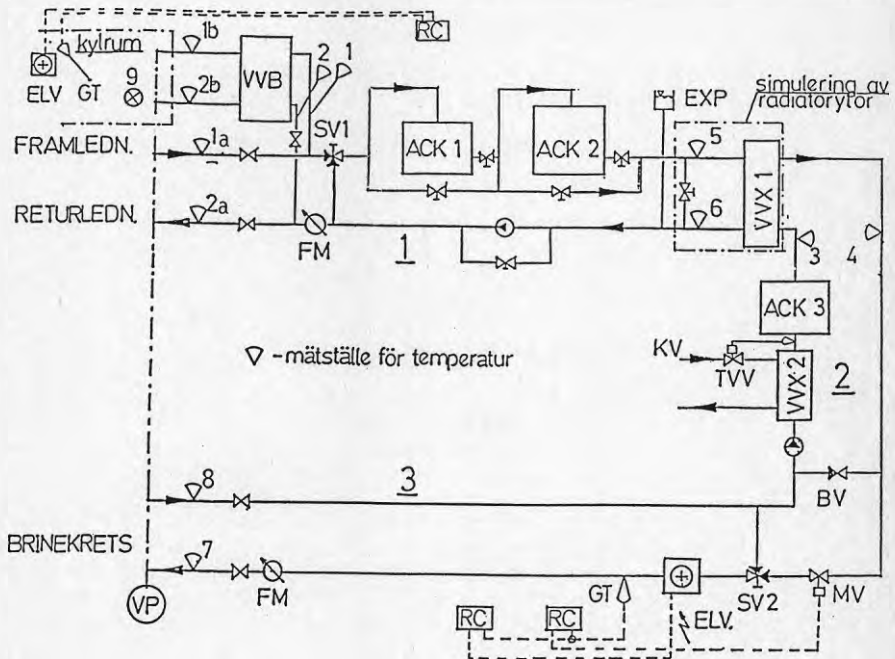


Fig 3.3 Provirrig för dynamisk provning

VVX1 + förbikoppling	- simulerar radiatorator
VVX2	- för konstanthållning av temperatur 3
ACK1	- 110 lit vattenvolym
ACK2	- 220 " "
ACK3	- 110 " "

I figuren ser vi att systemet består av i huvudsak tre kretsloop.

- 1: Motsvarande radiatorvattnet
- 2: Motsvarande rumsluften
- 3: Brinekrets för värmeupptagning

Kretsen som motsvarar radiatorvattensidan i ett uppvärmningssystem är i sin tur uppdelad i två med skilda byggsätt för de två provade värmepumparna:

- 1a/ Värmepumpen är kopplad direkt på radiatorreturen och framledningen från värmepumpen går direkt till radiatorerna. Värmepumpen styrs då så att antingen fram- eller returtemperaturen svarar mot ett börvärde som är avpassat till aktuell utetemperatur.
- 1b/ Värmepumpen är kopplad via en varmvattenberedare, här med volymen 300 lit samt 160 lit i manteln. Värmepumpen arbetar då mot en temperatur motsvarande erforderlig temperatur för varmvattenberedning. Vatten av denna temperatur shuntas sedan in radiatorkretsen.

I radiatorkretsen finns också två ackumulatorer, 220 respektive 110 liters volym, vilka skall motsvara radiatorsystemets termiska massa ($m \cdot c_p$). Dessa kan inkopplas var för sig eller i serie så att volymerna 110, 220 och 330 liter kan erhållas.

Värmeväxlaren VVX1 anpassas med hjälp av bypassledningen så att $k \cdot A$ värdet motsvarar ett radiatorsystem med de dimensionerande data som avses, t ex 55/45°C vid dimensionerande utetemperatur.

I krets 2, vilken motsvarar husets rumsluft, har som tidigare nämnts den termiska massan antagits oändlig och simuleras genom konstanthållning av temperaturen t_2 .

Som värmekälla används det uppvärmda radiatorvattnet vilket shuntas in i krets 3. Med hjälp av en elpatron, en magnetventil samt två stycken elektroniska temperaturkonstanthållare kan temperaturen i brinekretsen hållas konstant.

I de fall en uteluftsvärmepump provas stängs shuntventilen till krets 3. Den typ som använts vid dessa prov har varit avsedd att placeras utomhus varför ett kylrum har iordningställt så att önskat klimat kan erhållas vid provningen. Önskad luftfuktighet erhöles med hjälp av ångbefuktning och temperaturen konstanthölls med hjälp av elvärmekaminer kopplade via en temperaturkonstanthållare. Dessa elkaminer tillsammans med en viss kyleffekt från kylrummets kylaggregat balanserade då ut värmepumpens intermitterande kyleffekt.

4 MÄTUTRUSTNING

Mätning av temperaturer:

Samtliga temperaturer mättes med hjälp av termoelement av typen koppar-konstantan. Dessa var kopplade till en 12-punkters temperaturskrivare med automatisk kompensation för kalla lödstället. Parallellt registrerades vissa temperaturer med hjälp av datalogger. Vid mätning av vätsketemperaturer var termoelementen instoppade i termometerfickor enligt Fig 4.1.

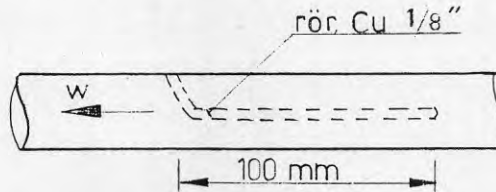


Fig 4.1 Termoelementfickor för mätning av vätsketemperaturer

Mätning av el och värmeeffekt:

Vid provningarna mättes bland annat totalt tillförd elenergi till värmepumpaggregat samt totalt avgiven energi till radiatorsystemet.

Tillförd elektrisk effekt mättes genom att värmepumpen anslöts via en kWh-mätare där upptagen energi under en viss tidsperiod och därmed även medeleffektförbrukningen kunde avläsas. Den effekt som värmepumpen avgav till radiatorkretsen bestämdes genom att temperaturdifferensen på in- och utgående vatten till värmepumpen mättes samt vattnets massflöde. Effekten \dot{Q}_1 erhålles då som

$$\dot{Q}_1 = (\dot{m} \cdot c_p)_{H_2O} \cdot \Delta t \quad 4.1$$

där \dot{m} = radiatorvattnets massflöde [kg/s]
 c_p = radiatorvattnets värmekapacitet [kJ/kg°C]
 vid aktuell temperatur
 Δt = temperaturdifferensen mellan fram- och returledningen, mätställe 1 och 2 i Fig 3.3

Vattnets massflöde bestämdes genom att volymflödet i radiatorkretsen registrerades.

På grund av de instationära temperaturförloppen under en reglerperiod, är det svårt att ta ut temperaturdifferensen Δt_m via temperaturskrivaren.

För att erhålla ett noggrant medelvärde av denna temperaturdifferens under en mätperiod anslöts termoelement från fram- och returledningen till en datalogger.

Dataloggern programmerades bland annat till att kontinuerligt beräkna tidsmedelvärdet av $t_{1_f} - t_{1_r}$. Insamling av mätvärden skedde

var 10:e sekund och antalet reglerperioder (on-off-cykler) under vilken varje prov utfördes varierade mellan 5-50 st.

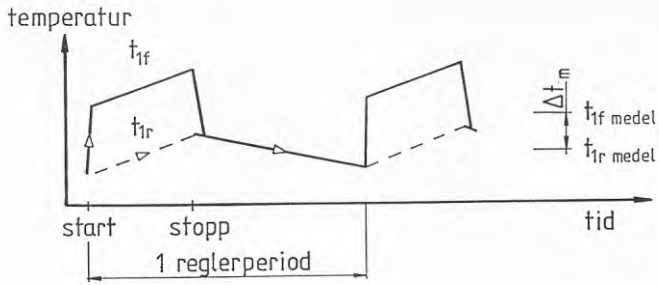


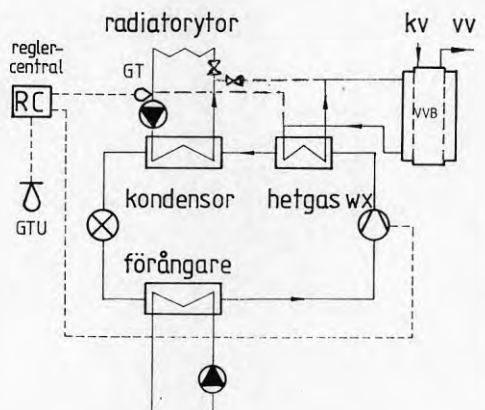
Fig 4.2 Fram- och returledningstemperaturernas förlopp under en reglerperiod

5 FÖRUTSÄTTNINGAR VID PROVNING

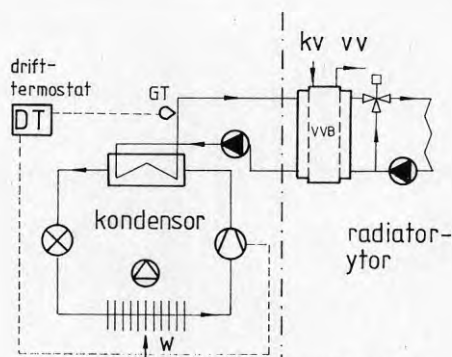
5.1 Provobjekt

Som tidigare nämnts har två olika värmepumpar ingått i proven. Fortsättningsvis kommer dessa att benämnas VP:A samt VP:B. Några översiktliga data för värmepumparna ges i Bilaga.

De två värmepumparna är av skilda fabrikat, har inte samma värmeeffekter och representerar två principiellt olika kopplingsätt för värmepumpar.



VP:A



VP:B

gräns för
VP-enhet,
utomhus-
placerad

Fig 5.1 Principiella kopplingschemor för de provade värmepumparna

VP:A - Förbrukningsvarmvattnet produceras i första hand via en själv-cirkulationskrets genom hetgasvärmväxlaren. Reglercentralen, RC, reglerar med mätsignaler från retur-givaren, GT, och utegivaren, GTU, returen från radiator-systemet efter inställd reglerkurva. Styrningen sker genom att kompressorn on/off-regleras. Härvid kommer returtempe-raturen att variera kring sitt börvärde enligt inställd differens.

Värmeupptagningen till förångaren sker via en brinekrets med inbyggd cirkulationspump. Vid proven har ytjordvärme simulerats som värmekälla.

VP:B - Förbrukningsvarmvattnet produceras via en cirkulationskrets mellan kondensator och varmvattenberedarens mantel.

Drifttermostaten DT reglerar, med hjälp av temperaturgiva-ren GT, framledningen från VP inom inställt reglerinter-vall.

Styrningen sker genom att kompressorn on/off-regleras. Framledningstemperaturen tillåts sjunka till $\approx 43^{\circ}\text{C}$ innan VP startar. Stopp sker vid ca 52°C .

Uteluft utnyttjas som värmekälla och värmeupptagningen sker med direktexpansion i ett flänsbatteri med inbyggd fläkt.

5.2 Värmesänka och värmekälla

Varje provpunkt syftade till att efterlikna ett visst utomhuskli-mat. Resultaten kan på så sätt direkt representeras som funktion av utetemperaturen.

5.2.1 Radiatorsystemets temperaturer

För varma sidan, dvs radiatorsystemet, valdes ett 55/45 graders system vid $\text{DUT} = -18^{\circ}\text{C}$. Detta innebär att framledningstemperatu-ren är 55°C och returledningstemperaturen är 45°C , vid dimensio-nerande utetemperaturen -18°C .

Radiatorsystemets erforderliga fram- och returtemperaturer, t_f resp t_r , vid andra utetemperaturer är beräknade med följande för-sättningar:

Värmeeffekten från radiatorytorna till huset antas följa samban-det:

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \text{konst} \cdot \vartheta_m^n \quad 5.1$$

där ϑ_m = temperaturdifferens mellan radiatoryta
och rumsluft
 $n = 1,25$ ä $1,30$

Vid beräkning av erforderliga t_f och t_r har använts $n = 1,25$ och följande definition på medeltemperaturdifferensen ϑ_m

$$\vartheta_m = \frac{(t_f - t_r)}{\ln\left(\frac{t_f - t_{\text{rum}}}{t_r - t_{\text{rum}}}\right)} \quad 5.2$$

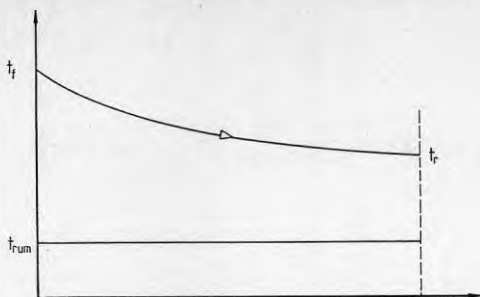


Fig 5.2 Temperaturförlopp i radiator

Effektbehovet för huset antas följa sambandet;

$$\dot{Q}_{\text{hus}} = \text{konst}_2 \cdot (t_{\text{inne}} - t_{\text{ute}} - \Delta t_0) \quad 5.3$$

där Δt_0 = temperaturdifferens som täcks av inre värmekällor som människor, hushållsapparater etc

Vid beräkningar har använts $t_{\text{inne}} = 20^\circ\text{C}$ och $\Delta t_0 = 3^\circ\text{C}$.

I Fig 5.3 är erforderlig fram- och returtemperatur representerade som funktion av utetemperaturen med förutsättningar enligt ovan.

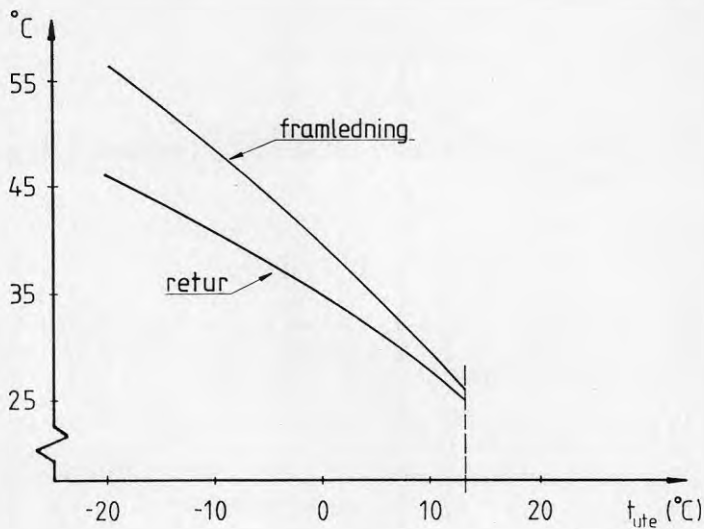


Fig 5.3 Börvärden på fram- och returtemperaturerna vid 55/45-radiatorsystem, DUT = -18°C . Inomhustemperatur = $+20^\circ\text{C}$ och $\Delta t_0 = 3^\circ\text{C}$.

5.2.2 Flöde i radiatorkrets (husets effektbehov)

Husets relativa effektbehov vid olika utetemperaturer ges av den i Fig 5.4 framtagna reglerkurvan. Effektbehovet kan skrivas som:

$$\dot{Q}_{\text{hus}} = \dot{Q}_{\text{rad}} = (\dot{m} \cdot c_p)_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (t_f - t_r) \quad 5.4$$

där t_f = framledningstemperatur till radiator
 t_r = returtemperaturen från radiator
 $(\dot{m} \cdot c_p)_{\text{H}_2\text{O}}$ = värmekapacitetsflödet i radiatorkretsen [W/K]

Genom att fastlägga ett flöde i radiatorkretsen är effektbehovet vid varje utetemperatur bestämt av reglerkurvan i Fig 5.3.

Vid proven användes följande flöden för respektive värmepump vid olika provserier

VP	flöde lit/min	effektbehov vid DUT=-18°C [kW]
A	22 - 23	15,3 - 16
A	17,8 - 18,3	12,4 - 12,8
A	19,7 - 20	13,8 - 14
B	14,7 - 15,2	10,3 - 10,6

De olika flödena för VP:A innebär att relativa gångtiden kommer att skilja sig åt vid samma utetemperatur. Värmepumparna A resp B har för övrigt också olika effekter.

5.2.3 Värmekällans temperatur

För att vid kalla sidan, det vill säga värmekällan, kunna simulera en given utetemperatur för huset krävs tillgång till data över bl a hur värmekällans temperatur varierar med utemperaturen.

Uteluft:

Här är värmekällans temperatur inga problem. För att påfrostning av förångarbatteriet skulle erhållas har luften befuktats. Befuktningen utfördes med vattenånga som kontinuerligt tillfördes det kylrum där värmepumpen var placerad.

Tillförd ångmängd vid varje utetemperatur hölls konstant och inreglerades med hjälp av en strypventil så att relativa fuktigheten ungefär motsvarade de värden som återfinns i "Remiss framlagd av SMS tekniska kommitté 204-värmepumpar".

Utetemperatur °C	Relativ fuktighet
-10	0,9
-5	0,85 - 0,9
0	0,9
5	0,80
10	0,7

Tabell 5.4 Aktuella relativa fuktigheter
vid prov med VP:B

Relativa fuktigheten vid -10 och -5°C blev något hög. Detta berodde på reglerproblem som uppstod eftersom det absoluta vatteninnehållet i luften vid dessa temperaturer är mycket lågt.

Ytjord:

Vid prov med VP:A simulerades ytjord som värmekälla. Medelvärdet mellan in- och utgående brinetemperaturerna antas i detta fall följa kurvan benämnd "medel" i Fig 5.5. (Granryd E 1978)

Flödet i brinekretsen skall överensstämma med tillverkarens rekommendationer.

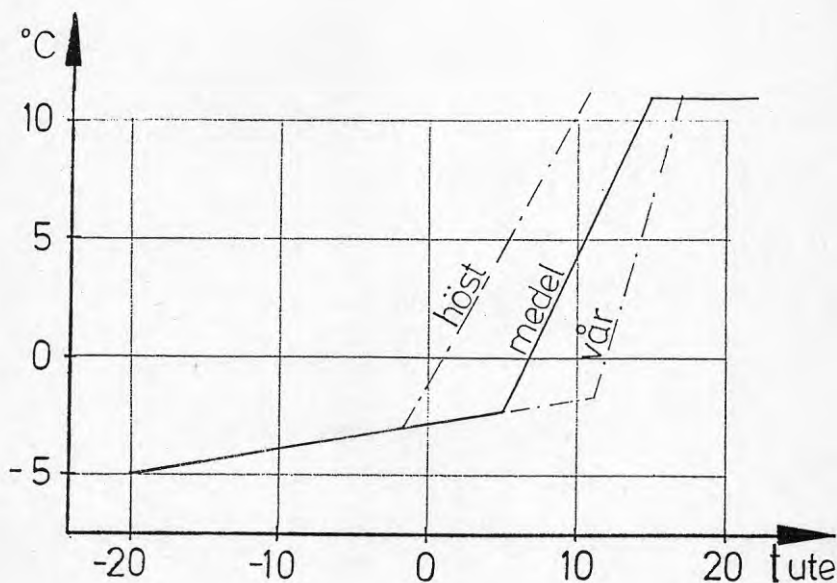


Fig 5.5 Medelvärde mellan in- och utgående brinetemperatur i Mellansverige vid ytjord som värmekälla.

6 PROVENS UTFÖRANDE

6.1 Beskrivning av provmetodik

Det har tidigare nämnts att varje provpunkt motsvarar en given utetemperatur.

För att simulera en given utetemperatur krävs en inställning av testrigger så att förutsättningarna enligt Kap 5 uppfylls. De inställningar som krävs är:

- 1) Inställning av radiatorvattentemperatur enligt reglerkurva (Fig 5.3).
- 2) Inställning av önskat radiatorvattenflöde
- 3) Inkoppling av önskad ackumulatorvolym i krets 1
- 4) Inställning av storlek på radiatorytor (V VX1)
- 5) Inställning av temperaturnivå i krets 2 (motsvarande rums-temperaturen)
- 6) Inställning av temperaturnivå för värmekälla

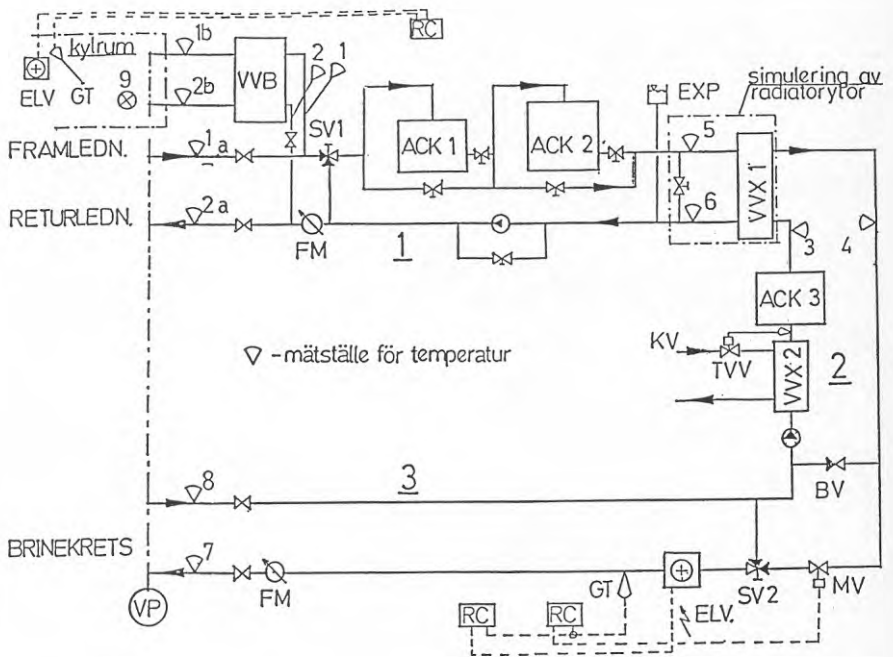


Fig 6.1 Provrigg

Tillvägångssätt vid prov med de olika värmepumparna:

VP:A

- 1) I VP:A finns en inbyggd reglercentral, se punkt 5.1. Radiatorvattnets returtemperatur vid olika utetemperaturer bestäms genom att önskad reglerkurva ställs in. För att simulera ute-temperaturen har den befintliga temperaturgivaren för detta ändamål ersatts av ett dekadmotstånd. En kalibreringskurva för utegivaren togs upp, och med hjälp av denna kunde dekadmotståndet ställas in på önskad utetemperatur.
- 2) Radiatorflödet stryps in till önskat värde med hjälp av någon avstängningsventil i radiatorkretsen.
- 3) Önskad ackumulatorvolym erhålls genom att stänga eller öppna lämpliga ventiler vid ACK1 och ACK2.
- 4) Värmeväxlaren VVX1 tillsammans med dess förbikoppling simulerar radiatorytorna. Storleken på dessa bestäms av storleken på det delflöde som strömmar genom VVX1. Justeringen sker med hjälp av strypventilen i förbikopplingsledningen. Temperaturen $t_{1f,medel}$ (mätpunkt 1a i Fig 6.1) skall efter justering överensstämma med börvärdet för aktuell utetemperatur. Temperaturen $t_{1r,medel}$ är inställd med reglercentralen enligt 1).

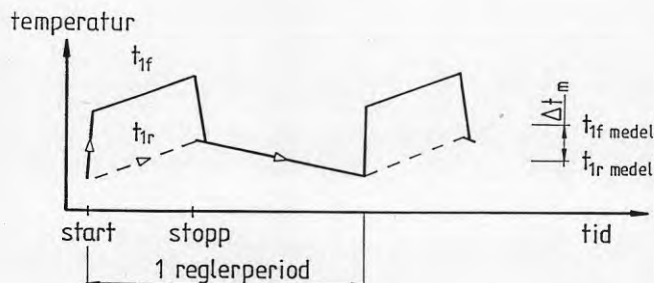


Fig 6.2 Radiatorvattnets temperaturförlopp (se även Fig 5.3)

- 5) Temperaturen 3 på ingående vätska till VVX1 i cirkulationskrets 2 ställs in med den termostatiske vattenventilen TVV.
- 6) Brinekretsens temperatur ställs, om yttjordvärme simuleras, in så att medelvärdet av temperaturerna 7 och 8 överensstämmer med de i Fig 5.5 visade. Inställningen utförs med hjälp av shuntventilen SV2. Härvid shuntas varm vätska ifrån krets 2 in i brinekretsen 3. Reglerutrustningen för elvärmaren ställs in så att tillskottsvärme erhålles om ingående brineterperatur blir för låg, vilket inträffar i början av en on-period.

Då värmepumpen stoppar skall magnetventilen MV stänga tillförseln av varmvatten till krets 3. Dessutom måste tillägs att elvärmaren, vid stopp av värmepumpen, är fränslagen. Detta klaras genom att den inshuntade vätskan i slutet av en on-period är som varmast och tillskottsvärme skall ej erfordras.

VP:B

Vid prov med värmepump B används ett kylrum för att simulera utetemperatur. I kylrummet placerades hela värmepumpenheten eftersom den är avsedd att placeras utomhus.

- 1) Temperaturerna 1b och 2b, dvs vid fram- och returledningen mellan VP:B och VVB regleras med hjälp av inbyggd drifttermostat. Vid prov skall drifttermostaten vara inställd enligt tillverkarens rekommendationer. Framledningstemperaturen 1, i radiatorkretsen, ställs in med hjälp av shuntventil SV1 så att dess tidsmedelvärde överensstämmer med börvärdet vid respektive utetemperatur.
- 2) - 5) Analogt med VP:A.
- 6) Värmekällan i detta fall är luften i det kylrum som värmepumpen placerades i. Som värmebelastning i kylrummet användes ett antal elkaminer vars värmeeffekt fick balansera ut värmepumpens kyleffekt. Elkaminerna on/off-reglerades så att temperaturen hölls vid den önskade utetemperaturen. För att erhålla stabilare temperatur i kylrummet användes dess ordinarie kylsystem för att kompensera värmeinläckningen. Önskad luftfuktighet erhöles med hjälp av en ånggenerator vars flöde ströps in tills önskad nivå på φ erhöles.

6.2 Exempel på dynamisk provning

I Fig 6.3 är exempel på provresultat från prov med VP:A inritade. Två stycken olika storlekar på hus är här simulerade i testriggen. Ett stort hus, med ett effektbehov vid DUT på ca 15,5 kW, och ett något mindre där effektbehovet är ca 12,5 kW. Detta åstadkoms som tidigare nämnts genom att ändra vattenflödet i radiatorkretsen från 22,5 lit/min till 18 lit/min.

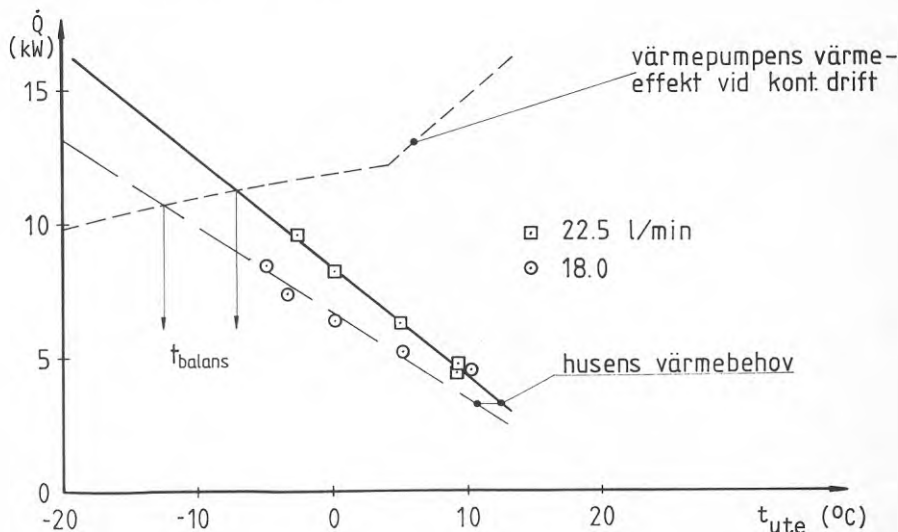


Fig 6.3 Exempel på provpunkter från dynamisk provning med värmepump A. Två olika radiatorvattenflöden finns representerade.

Vi ser att provpunkterna ansluter till respektive hus värmeeffektbehov. Detta innebär att värmeväxlare VVX1:s inställning motsvarar det tänkta radiatorsystemet (55/45, DUT = -18°C)

Vid dessa prov har mätpunkter nära den förväntade balanspunkten ej kunnat erhållas. En av anledningarna till detta är troligen att varmvattenberedaren, jfr Fig 5.1, laddas till högre temperaturnivå då förångningstemperaturen sänks samtidigt som kondenseringstemperaturen höjs vid minskande utetemperatur. Radiatorkretsen får då inte tillgång till hela den producerade värmeeffekten.

Den andra anledningen till "för tidig" stationär drift illustreras i Fig 6.4.

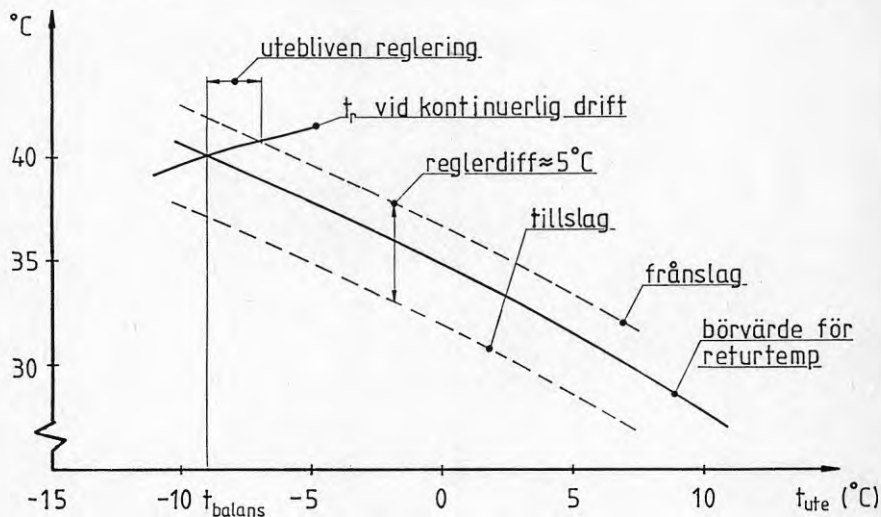


Fig 6.4 Reglerdifferensens påverkan vid drift nära balanspunkten.

Det temperaturintervall inom vilket värmepump A styr returtemperaturen vid on/off-drift avgör hur regleringen fungerar nära balanspunkten. Om intervallet är för stort erhålls kontinuerlig drift för tidigt eftersom värmepumpen inte mår att höja returtemperaturen ända upp till den gräns där VP slår ifrån. För den provade värmepumpen "A" var denna reglerdifferens satt till 8 K vid leverans. (Normal inställning är enligt uppgift 3 ä 4 K.) Vid utetemperaturer några grader över balanstemperaturen kommer värmepumpen att arbeta kontinuerligt, se Fig 6.4.

6.3 Temperaturförlopp vid några provpunkter

En konsekvens av kapacitetsreglering med on/off-drift är att temperaturen på vattenkretsen kommer att variera i tiden, och kurvan som beskrivs kommer att ha en sågtandad form.

Exempel på olika temperaturers variation i tiden visas i Fig 6.5 - 6.8, där de två första hänförs till prov med ytjordvärmepumpen ("A") och de andra två till uteluftvärmepumpen.

Numren på varje kurva motsvarar de inringade siffrorna i schemat i Fig 3.3.

- 7 och 8 Brinetemperatur
- 3 Motsvarar rumsluft
- 1 Från VP utgående vatten
- 5 Framledning efter ackumulatorer
- 2 Retur från radiatorsystem

Temperaturerna 4 och 6 är här mindre intressanta. (Nummer 6 gäller endast för det delflöde som går genom VVX1 på radiatorsidan och nummer 4 är temperaturen på "rumsluften" efter VVX1.) Det är temperatur nummer 2 som genom den tidigare nämnda bypasningen inställes så att tidsmedelvärdet blir lika med det framräknade börvärdet för radiatorvattnets returtemperatur.

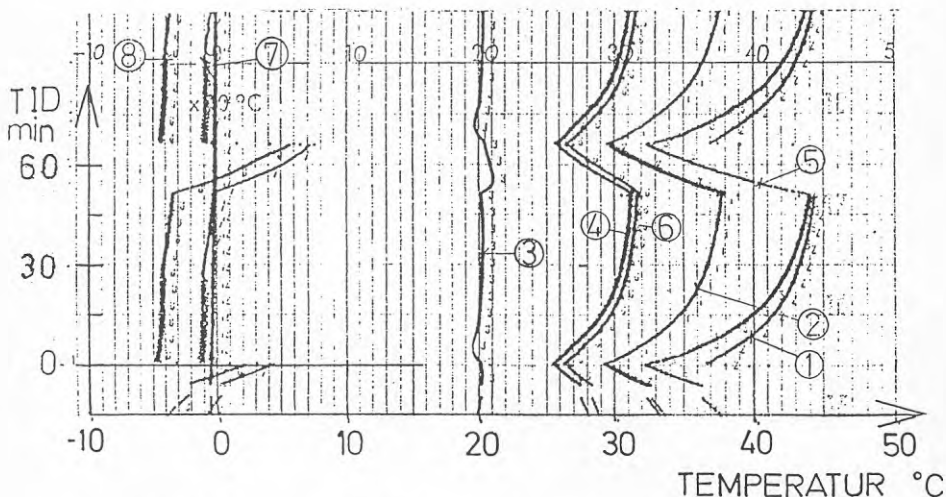


Fig 6.5 VP:A volym i radiatorkrets 220 l, utetemperatur 0°C

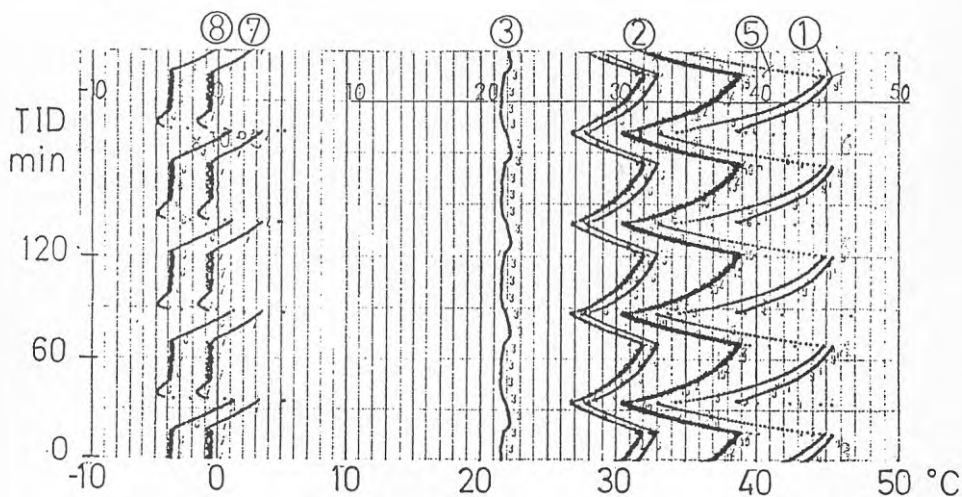


Fig 6.6 VP:A. Volym i radiatorkrets 110 l, utetemperatur 0°C

Tidigare omtalades det faktum att värmeövergången på radiatorsidan beror av temperaturdifferensen mellan radiatoryta och rumsluft. Detta innebär att vid temperaturreglering enligt Fig 6.5 och 6.6 det finns risk för att värmeavgivningen från radiatorerna blir högre än behovet. Speciellt vid höga utetemperaturer då värmepumpen har en stor överkapacitet blir framledningstemperaturen under driftsperiod väsentligt högre än börvärdet med en förbättrad värmeavgivning som följd. Bland annat är detta fenomen tänkt att behandlas utförligare i rapport avseende datorsimulering.

I Fig 6.5 och 6.6 ser vi att brinetemperaturen stiger under ståperiod. Detta beror på att brinepumpen då stannar och den del av brineslangen som befinner sig i uppvärmt utrymme värms då upp några grader. Denna effekt erhålles även vid en normal installation i en villa och medför att värmepumpen under några minuter efter start går under speciellt gynnsamma förhållanden.

Fig 6.7 och 6.8 visar förloppet vid prov med värmepump B. Regleringen vid den aktuella värmepumpen sker via en driftstermostat som arbetar mellan ca 43-52°C, vilket innebär att radiatorvattnets temperatur måste inregleras med hjälp av shuntning. Även här motsvarar siffrorna i Fig 3.3 av numren på kurvorna.

- 1b) framledning till VVB
- 2b) returledning från VVB
- 9) utelufttemperatur

I denna värmepump sker avfrostningen då sammanhängande gångtid överstiger 1 timme.

För provpunkten i Fig 6.7 avfrostades förångaren utan hjälp av värmepumpens varmgasavfrostning. De relativt långa ståperioderna räckte för att den +5°C varma uteluften skulle sköta avfrostningen.

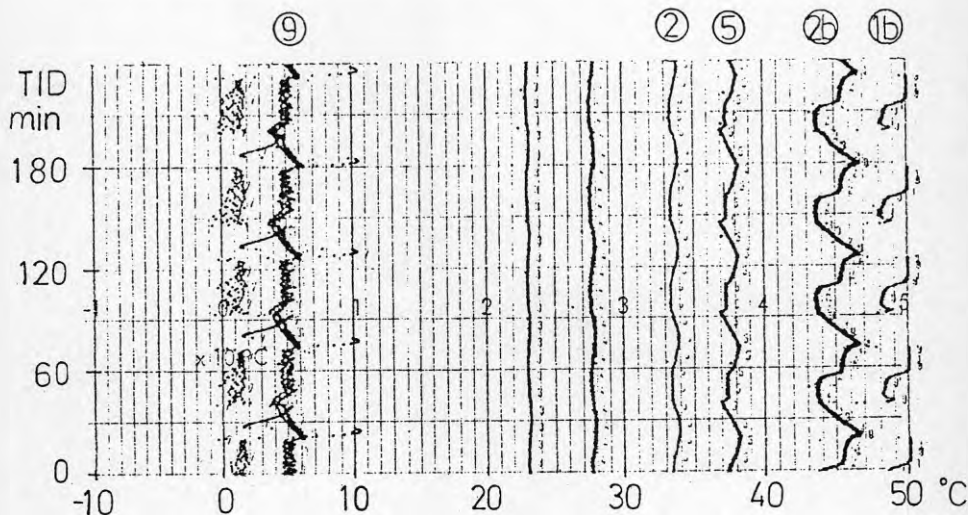


Fig 6.7 VP:B. Volym i radiatorkrets 300 l, utetemperatur +5°C, relativ fuktighet $\varphi = 0,80$.

I Fig 6.8 har en annan typ av varmvattenberedare använts där volymen i mantel varit avsevärt mindre än den i Fig 6.7 använda beredarens mantelvolym. Vi ser att gång- och ståtiderna varit extremt korta på grund av den lilla volymen.

Detta har i sin tur medfört att all frost ej smält under ståperioderna som i det föregående fallet, trots den höga utetemperatur. Frostskiktet har tillväxt och det försämrade värmegenomgångstalet har förlängt gångperioderna. Då en gångperiod överstiger 60 minuter sker varmgasavfrostningen.

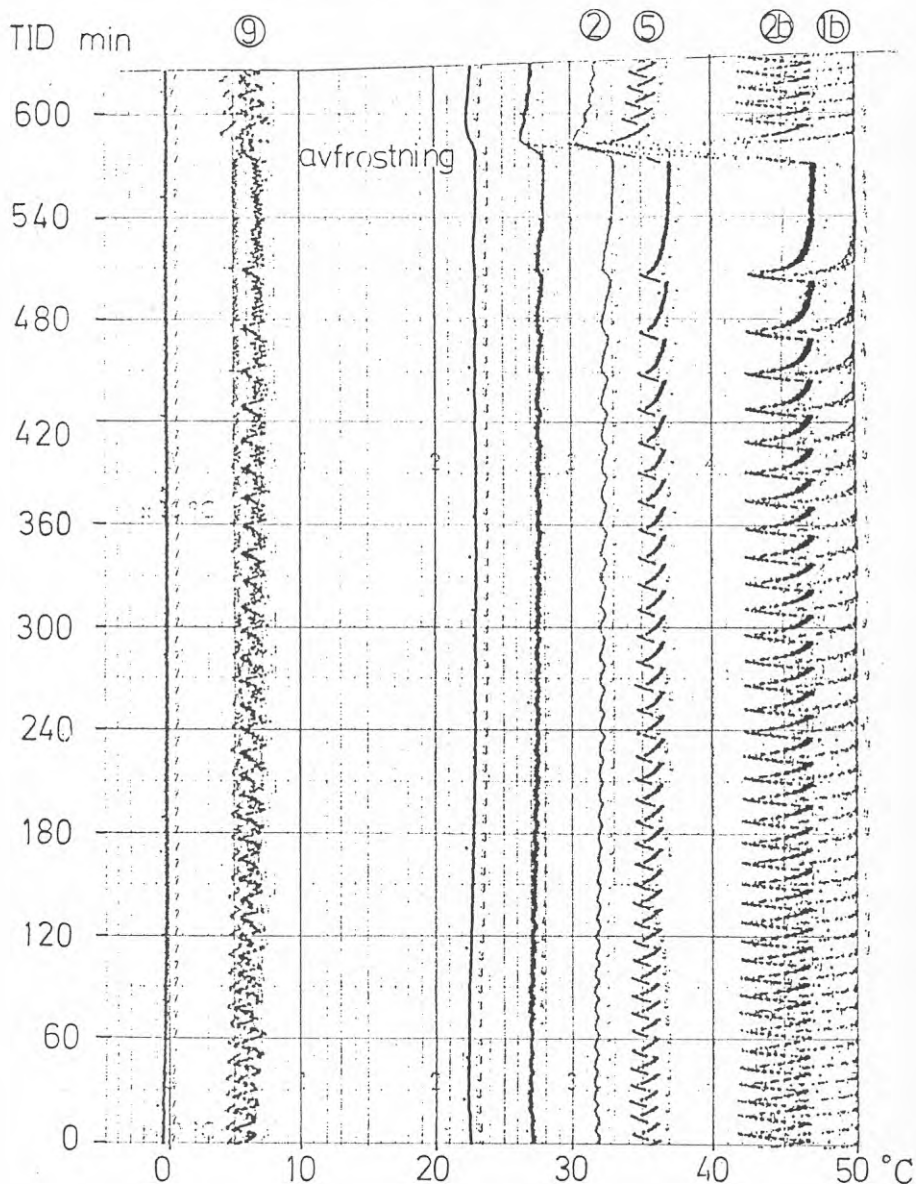


Fig 6.8 VP:B. Volym i radiatorkrets 110 l, utetemperatur $+6^{\circ}\text{C}$, relativ fuktighet $\varphi = 0,8$.

7 RESULTAT FRÅN PROVNING

Definitioner och beteckningar:

$$\tau_{rel} = \frac{\text{gångtid}}{\text{total tid}}$$

index d - resultatet hänförs till dynamisk provning

index s - resultatet hänförs till stationär provning

$$COP1 = \frac{Q}{E}$$

där

Q = den till värmepumpens framledning avgivna energi under tiden τ

E = värmepumpens drivenergi under tiden τ (inkluderande alla hjälpapparater för värmeupptagning och värmedistribution)

7.1 Stationär provning

I Fig 7.1 och 7.2 representeras resultaten från stationär provning vid vissa simulerade utetemperaturer. Varmvattenberedaren är ej inkopplad i Fig 7.1. Vid prov med värmepump B, Fig 7.2, var varmvattenberedaren inkopplad men avgiven effekt uppmättes före denna. Anledningen till detta förfarande var att komma ifrån den osäkerhet som energilagringen i varmvattenvolymen innebär. Alla i provriggen ingående ackumuleringsvolymmer måste, då ett prov avslutas, ha samma temperatur som då proven inleddes. Detta visade sig vara svårt att uppnå för varmvattenberedaren i de dynamiska proven.

I Bilaga 1 finns värmepump A:s värmeeffekt samt driveffekt representerade som funktion av ingående brinetemperatur med framledningstemperaturen som parameter.

Returtemperaturen från radiatorkretsen samt medelvärdet av brinetemperatur är vid dessa prov inställda på börvärdet för respektive utetemperatur. Vid prov med värmepump B är kondenseringstemperaturen alltid anpassad för varmvattenberedning dvs oberoende av utetemperaturen varför även returtemperaturen till värmepumpen är oberoende av utetemperaturen (se Fig 5.1, principkoppling för respektive värmepump).

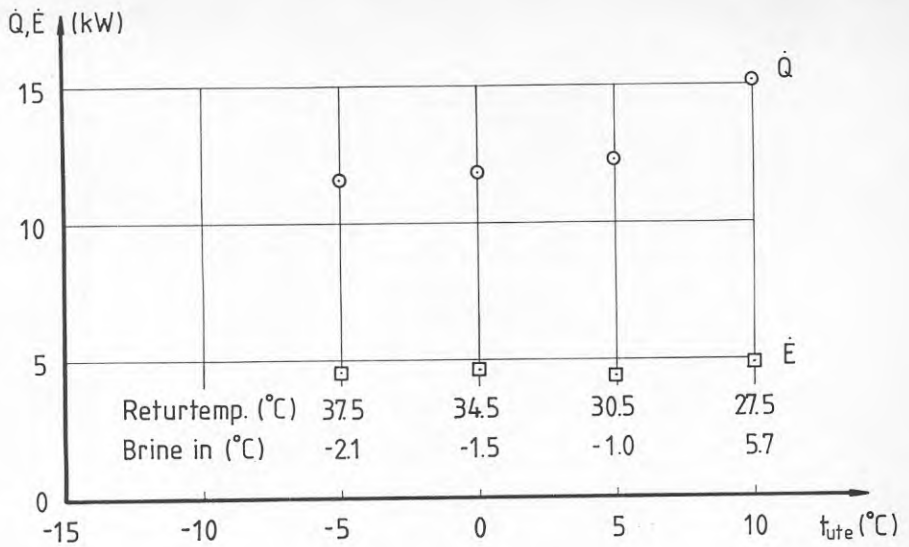


Fig 7.1 Avgiven effekt samt driveffekt vid stationär provning av VP:A.
 Radiatorvattenflöde 19,7 lit/min
 Brineflöde 41 lit/min
 VVB ej inkopplad

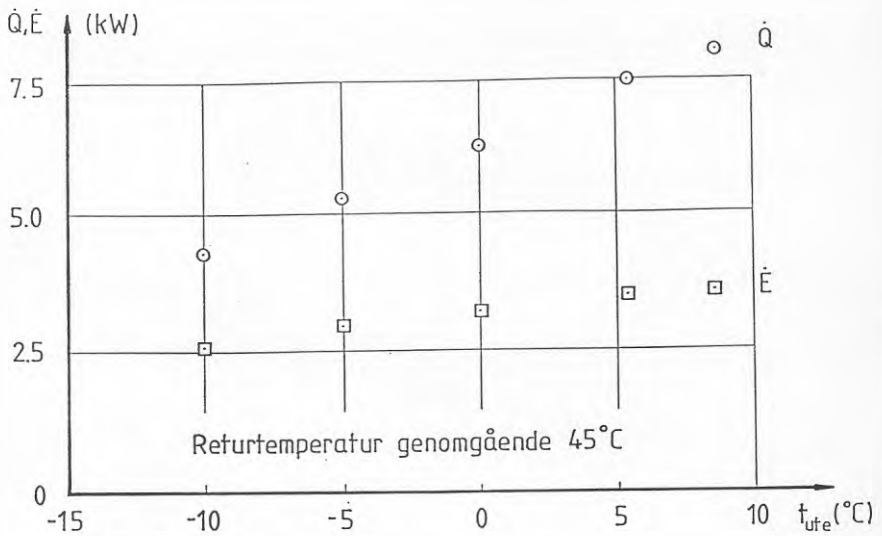


Fig 7.2 Avgiven effekt samt driveffekt vid stationär provning av VP:B
 Utan hänsyn till avfrostning

För de två värmepumparna ingår i storheten \dot{E} , effektbehovet för:

- VP:A \dot{E}_k - kompressor
 \dot{E}_{bp} - brinepump
 \dot{E}_{rp} - radiatorvattenpump
 \dot{E}_r - reglerutrustning
- VP:B \dot{E}_k - kompressor
 \dot{E}_{ff} - förångarfläkt
 \dot{E}_{rp} - radiatorvattenpump
 \dot{E}_{cp} - cirkulationspump för VVB
 \dot{E}_r - reglerutrustning

7.2 Dynamisk provning

I Fig 7.3 har den totala värmefaktorn $COP1_s$ inritats som heldragna linjer för respektive värmepump. Med symboler har sedan provpunkter från dynamisk provning markerats.

Vid dynamisk provning ingår följande effektförbrukare förutom de vid stationär provning.

- VP:A \dot{E}_v - eventuell inkopplad vevhusvärme
- VP:B \dot{E}_v - eventuell inkopplad vevhusvärme
 \dot{E}_f - energibehov för avfrostning

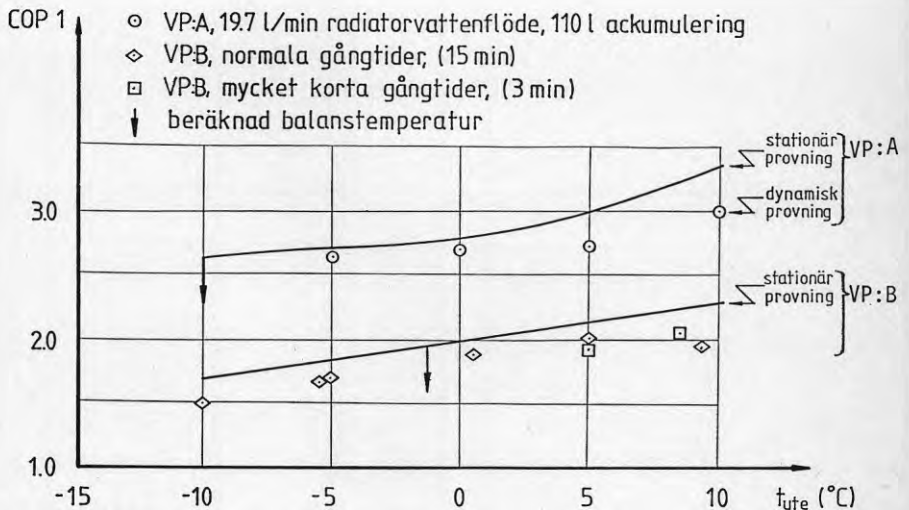


Fig 7.3 Total värmefaktor $COP1_s$ samt $COP1_d$

Vi kan här se att vid dellast, dvs temperaturer över balanspunkten, uppnås vid dynamisk provning inte de värden på COP1 som erhållits vid stationära prov.

För VP:B beror detta även på att avfrostningseffekten ej har beaktats vid stationär provning.

Den stora skillnaden i värmefaktor som vid dessa prov erhålles mellan de två typerna av värmepumpar beror till stor del på att VP:B var kopplad mot en varmvattenberedare, dvs kondenseringstemperaturen måste vid alla utetemperaturnivåer hållas så hög att varmvatten av god temperatur erhålles. VP:A producerar sitt varmvatten genom värmeväxling med hetgasen efter kompressorn. Vi vet att det första sättet att lösa varmvattenproduktionen försämrar prestanda hos värmepumpen.

I Fig 7.4 visas exempel på hur relativa gångtiden τ_{rel} varierat vid olika simulerad utetemperatur för de två värmepumparna.

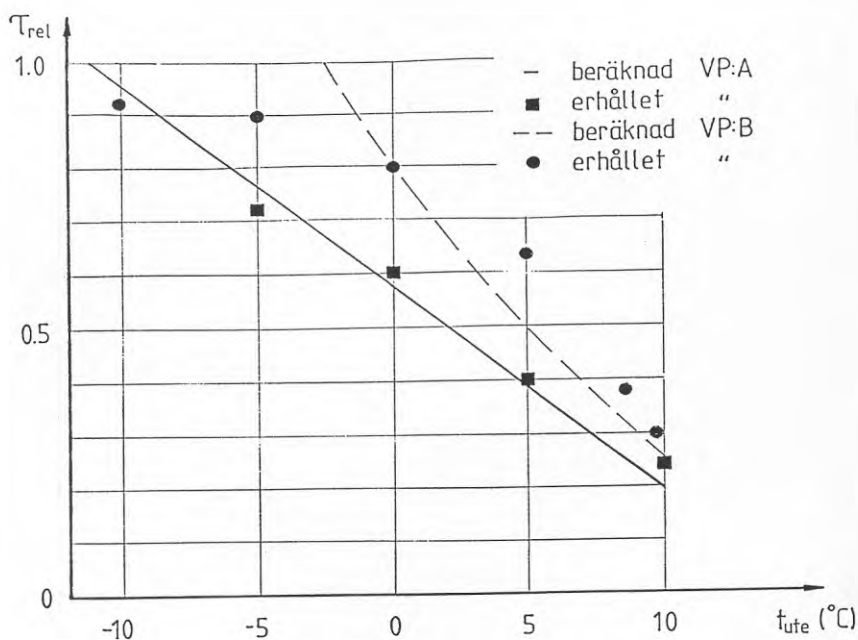


Fig 7.4 Relativ gångtid vid olika simulerad utetemperatur

För värmepump B skiljer sig de vid prov erhållna τ_{rel} ifrån de beräknade. Vid högre utetemperaturer beror detta av att inställningen av VVX1:s kapacitet, speciellt vid +5°C, ej motsvarar det radiatorssystem som förutsatts. Vid temperaturer under ca -1°C är anledningen att avfrostningsperioder ej är medtagna i gångtiden varför $\tau_{rel} = 1$ aldrig uppnås.

Med dynamisk provning kan man, vid jämförelse med stationär provning, framförallt se hur följande tre faktorer påverkar prestanda för ett värmepumpsystem.

- 1) intermittent drift
- 2) styrstrategi - systemlösning
- 3) avfrostning vid luft som värmekälla.

Fortsättningsvis kommer punkt 1) och 2) att behandlas närmare.

8 INVERKAN AV INTERMITTENT DRIFT

8.1 ProvresultatVärmepump A

I Fig 8.1 är förhållandet mellan $COP1_d$ och $COP1_s$ representerat som funktion av den relativa gångtiden τ_{rel} .

Denna kvot kommer fortsättningsvis att benämnas:

$$DE = \frac{COP1_d}{COP1_s} = \text{"dynamisk effektivitet"}$$

De i Fig 8.1 representerade provpunkterna gäller för värmepump A inklusive varmvattenberedare. Denna värms kontinuerligt genom själv-cirkulation via hetgasvärmväxlare. Detta förhållande medförde att en riktig bestämning av värmeeffekt till VVB ej kunde göras. Noggrannheten i bestämning av den till radiatorkretsen levererade energin och därigenom även COP har på grund av ovanstående ej varit tillfyllest.

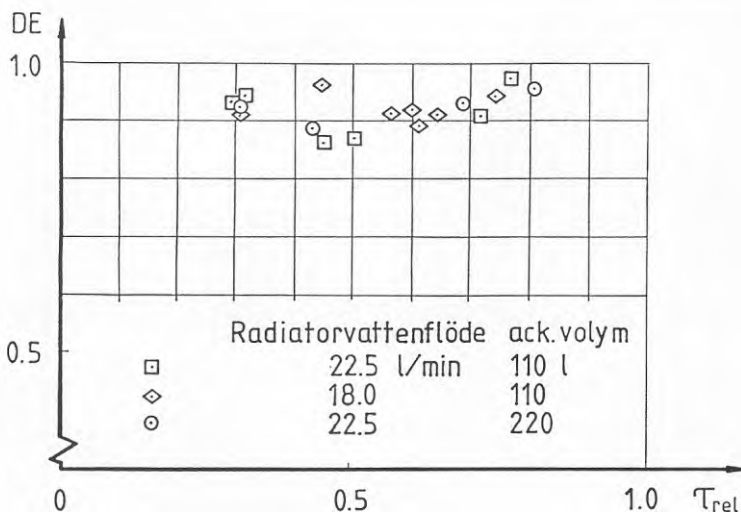


Fig 8.1 Dynamisk effektivitet som funktion av relativ gångtid för VP:A inklusive varmvattenberedare

I figuren finns punkter inritade för dels 110 lit och dels 220 lit volym i radiatorsystemet. Detta innebär att den absoluta gång- respektive ståtiden har skilt med en faktor 2. Skillnaden i resultat mellan dessa två mätserier ligger inom felmarginalerna för varje enskild mät punkt.

Provpunkterna har hamnat på två skilda nivåer. Anledning till detta är själv-cirkulationskretsen till varmvattenberedaren. I Kap 6.2

påtalades att den förväntade balanspunkten ej stämde med den vid prov erhållna om VVB var inkopplad. Anledningen var att det var mycket svårt att undvika en viss uppladdning av VVB vid vissa driftsfall. Samma problem yttrar sig i Fig 8.1 genom att den dynamiska effektiviteten blir låg vid högre värden på τ_{rel} .

I Fig 8.2 ser vi ett exempel på hur varmvattenberedaren börjat laddas. En plötslig sänkning av framledningstemperaturen erhålles då en temperatur av 43 å 44°C uppnåts.

TID

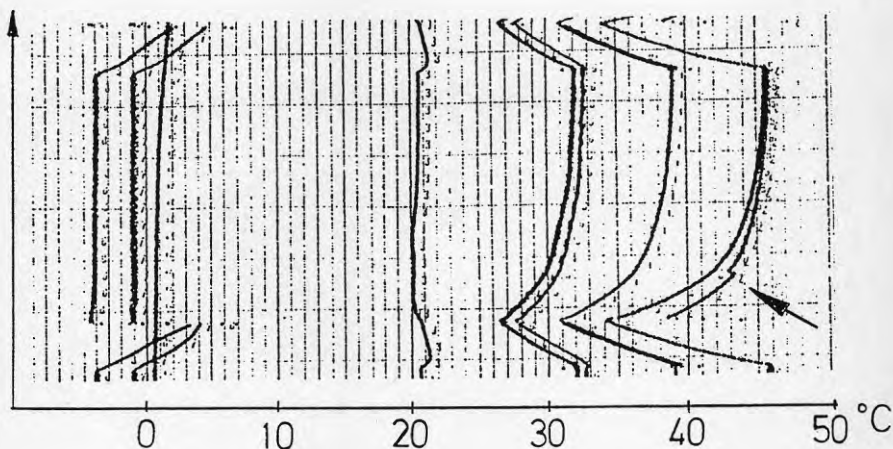


Fig 8.2 Exemplifiering av VVB:s påverkan på avgiven effekt vid prov med VP:A.

För att komma ifrån de problem som VVB åstadkom utfördes resterande prov utan densamma inkopplad.

I Fig 8.3 representeras den dynamiska effektiviteten DE som funktion av τ_{rel} för dessa prov.

Ett jämnare förlopp erhöles vid prov utan VVB. Provpunkterna hamnar någonstans mittemellan de i Fig 8.2 omtalade nivåerna. Punkten vid kort relativ gångtid hamnar här lägre än i Fig 8.2 vilket föder misstanken att varmvattenberedaren vid höga utetemperaturer har avgett värme till radiatorkretsen. Skillnaden motsvarar ungefär ett läckageflöde på 3 dl/min från VVB-kretsen.

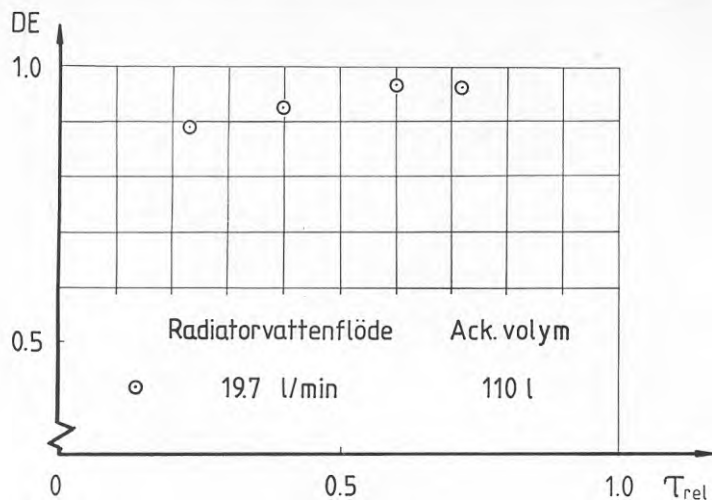


Fig 8.3 Dynamisk effektivitet som funktion av relativ gångtid för VP:A exklusive VVB.

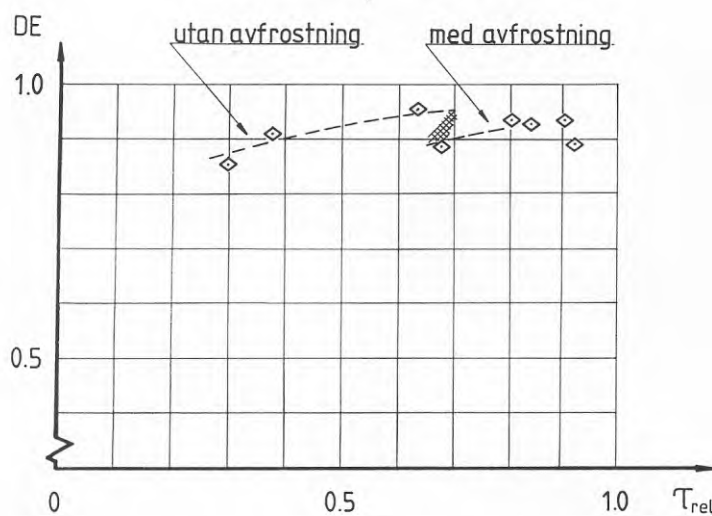


Fig 8.4 Dynamisk effektivitet som funktion av relativ gångtid för VP:B exklusive VVB.

Kurvan får ett liknande förlopp som den i Fig 8.3. Här tillkommer dock effekten av avfrostning. Detta medför en försämring av kvoten vid en utetemperatur under ungefär $+5^{\circ}\text{C}$, vilket i figuren motsvarar en relativ gångtid större än ca 0,65.

Diskussion av provresultat med avseende på DE.

Den dynamiska effektiviteten som erhållits vid prov med repektive värmepump inom det för uppvärmningsändamål intressanta temperaturområdet är för:

VP:A DE \approx 90 - 100 %

VP:B DE \approx 85 - 95 %

Frågan inställer sig då: Vad beror denna försämring på ?

Fig 7.3 ger för VP:B en antydning om att några speciella förluster inte tycktes förekomma vid start respektive stopp av värmepumpen. Driftperiodtiden 3 minuter ger inte ett sämre värde på $COP1_d$ än då drifttiden är 15 minuter. Inte heller i Fig 8.1 där ackumuleringsvolymen för VP:A varierat från 110 lit till 220 lit och därmed driftperiodens längd ändrats med en faktor två, erhålles någon skillnad i $COP1_d$ för de två fallen.

Den avgörande faktorn för DE:s storlek med avseende på intermittert drift är vid dessa prov den relativa gångtiden τ_{rel} .

8.2 Faktorer som påverkar dynamiska effektiviteten med avseende på intermittert drift.

8.2.1 Inverkan av start och stopp

För att få en uppfattning om vad som händer vid start och stopp av värmepumpen togs kurvor upp för dess strömförbrukning samt för temperaturdifferensen över kondensorn vilken direkt svarar mot angiven värmeeffekt. Dessa kurvor finns upptagna i Fig 8.5 och 8,6.

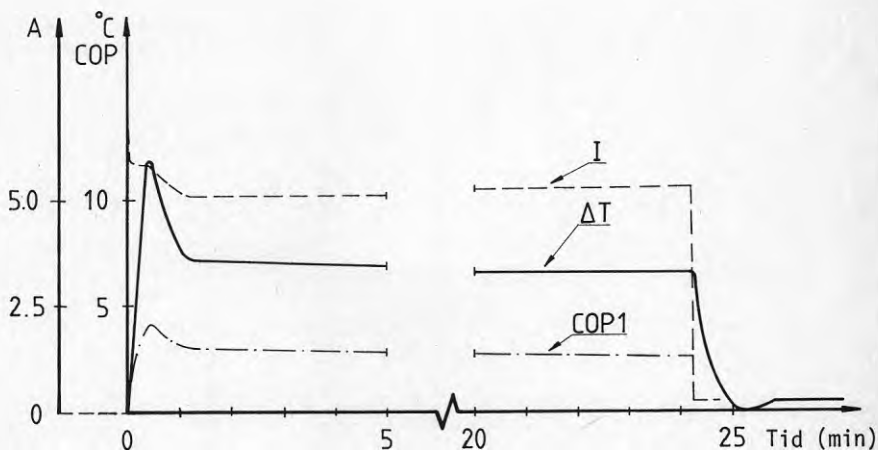


Fig 8.5 Strömförbrukning, temperaturstegring i kondensorn samt värmefaktor vid start respektive stopp.

Startförlopp:

Vi kan se att temperaturdifferensen stiger snabbt vid start och efter cirka 25 sekunder, då trycket i kondensorn arbetats upp, når den ett toppvärde varefter den efter någon minut går ner till ett nästan konstant värde. En långsam minskning av differensen sker dock i och med att temperaturen i radiatorsystemet stiger och därmed även kondenseringstrycket vilket medför att avgiven värmeeffekt minskar något.

Då det gäller strömförbrukningen ser vi att efter start minskar strömmen från ca 6,5 A till ca 5,1 A under den första minuten. Startströmmen som troligtvis ligger runt 50 A har så kort varaktighet att den ej kan representeras i denna figur.

Efter första minuten kommer även strömförbrukningen att bli nära konstant, En viss ökning sker eftersom kondenseringstrycket stiger.

Stoppförlopp:

Vid stopp sjunker trycket i kondensorn. Temperaturdifferensen över kondensorn sjunker härvid mot 0. Efter ca en minut uppstår åter en differens. Denna temperaturdifferens är skenbar. I själva verket kommer framledningstemperaturen under resten av ståperioden att vara lägre än returtemperaturen beroende på interna och externa värmeförluster från värmepumpen.

Anledningen till att den registrerade temperaturdifferensen visar motsatsen är i huvudsak den tidsförskjutning vid registrering av framledningstemperaturen som det strömmande vattnet innebär. Samma fenomen erhålles vid en driftperiod. Där yttrar det sig som en skenbart lägre avgiven värmeeffekt vid dynamisk drift än vid stationär. I Bilaga II illustreras förhållandet med en förstoring av utskriften från en temperaturskrivare.

En konsekvens av ovanstående är att temperaturdifferensen får en negativ puckel ca 50 - 70 s efter stopp. Detta kan förklaras med att returtemperaturen fortsätter att stiga tills det vatten som vid stopp just passerat värmepumpen cirkulerat igenom hela radiator-kretsen. Effekten av detta blir just att returen som under en viss tid är varmare än kondensorn avger värme till densamma.

Slutsatser avseende start- och stoppförloppet.

I Fig 8.6 har strömförbrukning och temperaturdifferens omvandlats till värme respektive driveffekt i kW. För att belysa skillnaden mellan stationär och dynamisk drift har även linjer från stationär provning ritats in i figuren. Härvid har de temperaturnivåer som motsvarar tidsmedelvärdet vid dynamisk drift använts.

För att få en uppfattning av hur förluster förknippade med start maximalt kan påverka den dynamiska effektiviteten antar vi följande:

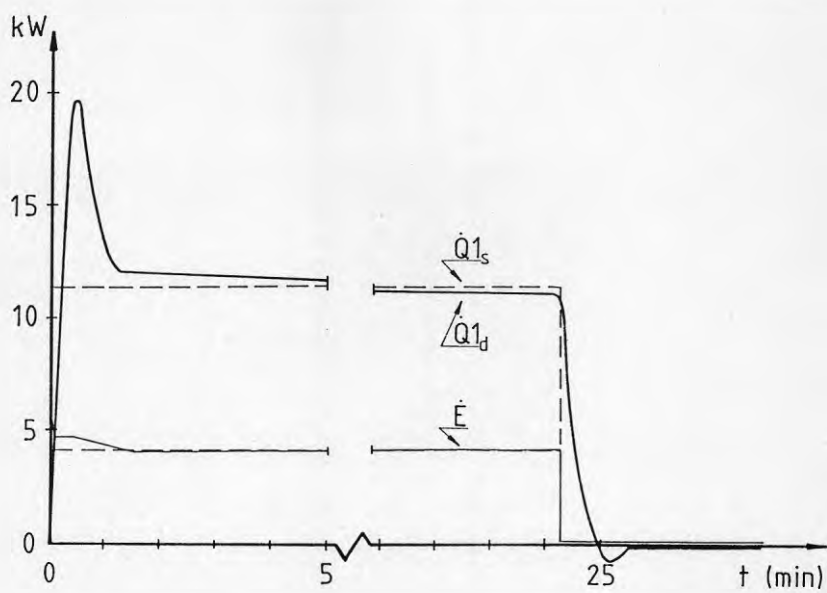


Fig 8.6 Värmeeffekt samt driveffekt vid start och stopp.

Exempel:

- Startströmmen 50 A har en varaktighet av 2/50 s
- tiden för värmepumpen att uppnå driftsvärmefaktor ca 25 s (jfr Fig 8.5).
- under startförloppet stiger värmefaktorn linjärt från 0 till 3.

Om totala driftstiden är 5, 10 respektive 15 minuter samt avgiven värmeeffekt/upptagen driveffekt är 12 respektive 4 kW erhålles:

on-tid min	avgiven energi kWs	drivenergi kWs	COP1	COP1 _s
5	$25 \cdot \frac{12}{2} = 150$	$\frac{2}{50} \cdot \frac{380V \cdot \sqrt{3} \cdot 50}{0,8} \approx 2$	2,87	3,0
10	$275 \cdot 12 = \frac{3300}{3450}$	$300 \cdot 4 = \frac{1200}{1202}$	2,94	3,0
15	7050	2402	2,96	3,0

I fallet 5 minuters drifttid erhålles ca 96 % av COP1_s, vid 15 minuters drifttid ca 99 % av COP1_s. Vi ser även att startströmmens inverkan är försumbar ($\approx 0,14$ % vid 5 min drifttid).

Om man återigen betraktar Fig 8.6 ser man att värmepumpens avgivna effekt efter stopp sjunker till 0 först efter en tidsrymd av ca 55 sekunder. Här återfås alltså en stor del av den "förlust" i effektivitet som erhöles vid start. Genom att mäta ytorna A, B samt C, Fig 8.7, kan man avgöra hur startförloppet påverkar den avgivna värmemängden Q. Om man gör detta i Fig 8.6 ser man att den

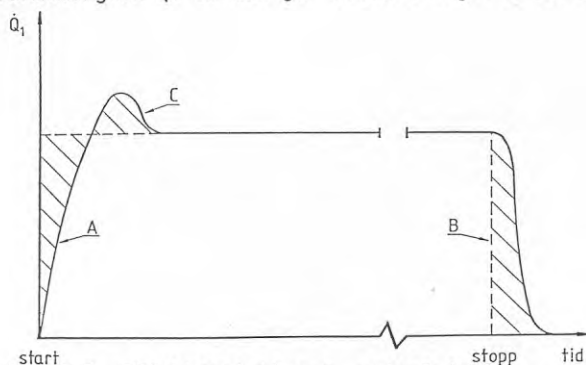


Fig 8.7 Effektvariationer, principiellt

energimängd som återfås vid stopp av värmepumpen, yta B, ganska väl motsvarar den "förlust" i värmeavgivning som erhöles vid start. Med det visade exemplet i åtanke, där ytan B försumrades, borde det stå helt klart att inverkan av startförloppet på medelvärdet av COP1 under en drift plus ståperiod är mycket liten.

Ytan C som visar på en förhöjd värmeavgivning under startförloppet indikerar snarare att startförloppet kan ha en gynnsam inverkan på kapaciteten.

Med ledning av resultaten vid dessa prov samt även andra liknande försök (Olsen 1984, Forsmand 1983) verkar det som om den dynamiska förlusten orsakad av startförloppet kan försummas om driftsperiodens längd överstiger några få minuter.

Startströmmens inverkan på DE torde ej göra sig gällande förrän vid extremt korta driftstider, mindre än 20 - 30 sekunder.

De resultat som erhållits med avseende på förluster vid startförlopp gäller i första hand den provade värmepumpen. Resultaten bör dock kunna tillämpas även på andra värmepumpmodeller.

För värmepump B utfördes inga speciella mätningar med avseende på start- och stoppförlopp. Den dynamiska effektivitet som erhöles som medelvärde över flera reglerperioder indikerar dock även för denna att det är tomgångsförbrukning och värmeförluster under ståperiod som är den huvudsakliga anledningen till den "dynamiska försämringen".

Faktorer som vid start skulle kunna inverka på DE är allmänt:

- "Pump-down" vid stopp.
- Överkokning medförande svängningsproblem under start.

Diskussion av mätresultat avseende start och stopp.

De höga värden som erhålles första minuten för avgiven värmeeffekt härrör från de goda förhållanden som kompressorn då arbetar under. Brinepump och förångare samt även den del av brineslangen som ligger inom uppvärmt utrymme har under ståperiod fått en förhöjd temperatur på grund av upplagrad värme i dessa delar.

För den provade värmepumpen A startar brinepumpen 10 - 15 sekunder innan VP startar. Detta innebär att brinevolymen i förångaren hinners utbytas innan kompressorn startar. Vid dessa prov uppvärms även den yttre brinekretsen under ståperiod, vilket innebär att värmepumpen måste kyla ned hela brinefyllningen (ca 10 lit) i krets 3 innan börvärdet för ingående brinetemperatur erhålles. Då börvärdet har nåtts öppnar magnetventilen (Fig 3.3) och brinekretsen börjar spädas med varmt vatten från krets 2.

Den högre brinetemperaturen vid start är givetvis till nackdel för mätprecisionen. Under start erhålles därför en värmefaktor som är 4 - 5 % högre än den stationära. Varaktigheten för detta är vid 10 minuters drifttid 7 % av hela drifttiden varför påverkan på $COP_1 \leq 0,35$ %.

I Fig 8.5 redovisas värmefaktorn erhållen vid ett prov med värmepump A. Vi kan där se att värmefaktorn momentant kraftigt överstiger dessa 4 - 5 % höjning som den förhöjda brinetemperaturen gav upphov till. Däremot ligger medelvärdet av COP_1 under första driftminuten på 95 à 100 % av erhållet COP_1 vid 2 minuters drifttid.

Liknande uppförande erhöles även för värmepump B där en ca 6 % högre effekt erhöles under startförloppet. För denna värmepump, som utnyttjade uteluft som värmekälla, hade luften vid start en undertemperatur på 0,5 - 1 °C varför värmekällan ej kan vara orsak till dessa 6 % (jfr Fig 6.7).

Vi kan av detta dra den slutsatsen att den höga avgivna värmeeffekten under startförloppet för värmepump A endast till ringa del är beroende av provriggens konstruktion. Förklaringen måste då ligga i den köldmedieberörda sidan av värmepumpen.

Man kan här tänka sig flera påverkande faktorer:

- Den del av köldmediefyllningen som vid ståperiodens slut befinner sig på lågtryckssidan är uppvärmd av värmeförluster från värmepumpens varma delar. Detta medför en hög förångningstemperatur under start och därmed hög värmeeffekt samt värmefaktor.
- Temperaturerna i kompressorn jämnas ut under ståperioden. Detta borde påverka startförloppet gynnsamt.

8.2.2 Inverkan av värmeförluster och elförbrukning under ståperioder.

Hur kommer en radiatorpump med ca 125 W elförbrukning under ståperiod att påverka den dynamiska effektiviteten? Detta belyses enklast med ett räkneexempel baserat på VP:A och +5°C utetemperatur.

Exempel:

- Låt oss anta att den relativa gångtiden är 0,4. Avgiven värmeeffekt från värmepumpen är 12,3 kW under drift och driveffekten är ca 4,2 kW.
- Total tid för en reglerperiod var ca 20 minuter.

Totalt under reglerperiod erhålls följande energimängder:

	Avgiven energi	Drivenergi
Drift-period:	$0,4 \cdot \frac{20}{60} \cdot 12,3 \text{ kW} = 1,64 \text{ kWh}$	$0,4 \cdot \frac{20}{60} \cdot 4,2 \text{ kW} = 0,56 \text{ kWh}$
Stopp-period:		$0,6 \cdot \frac{20}{60} \cdot 0,125 \text{ kW} = 0,025 \text{ kWh}$
	<u>Summa: 1,64 kWh</u>	<u>Summa: 0,585 kWh</u>

Vi får
$$\text{COP1}_d = \frac{1,64}{0,585} = 2,803$$

$$\text{COP1}_s = \frac{12,3}{4,2} = 2,929$$

$$\text{DE} = 0,957$$

Ur Fig 8.3 erhålles uppmätt dynamisk effektivitet vid $\tau_{rel} = 0,4$ till $\text{DE} = 0,925$.

Värmeförluster ifrån värmepump som ej tillgodoräknas kan förklara ytterligare en del av den registrerade försämringen.

Exempel (forts):

Värmepump A:s omslutningsyta $\approx 5,5 \text{ m}^2$. Den är isolerad med ca 3 cm mineralull vilket medför ett värmegenomgångstal på

$k = 1,1 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Temperaturdifferensen mellan omgivning och värmepumpens innanmäte är i detta driftsfall ca 12°C vilket ger en värmeförlust genom värmepumpens skal på ca 75 W. En intern värmeförlust sker till förångare och brinepump. Ungefär 6 lit brine erhåller en temperaturhöjning på ca 3°C under tiden $0,6\cdot 20\cdot 60 \text{ s}$. Internförlusterna blir i genomsnitt 90 W.

Totalt skulle värmeförlusten röra sig om ca 165 W.

Avgiven energin under en reglerperiod blir då:

$$Q = 1,64 \text{ kWh} - 0,6 \cdot \frac{20}{60} \cdot 0,165 = \underline{1,607 \text{ kWh}}$$

Därmed blir (jfr tidigare exempel):

$$\text{COP}_d = \frac{1,607}{0,585} = 2,747$$

$$\text{DE} = \frac{2,747}{2,929} = 0,938$$

Detta värde på DE svarar väl mot det vid prov erhållna $\text{DE} = 0,925$.

Ovanstående enkla resonemang tillsammans med de resultat som tidigare redovisats torde klarlägga att själva start-respektive stoppförloppet inte inducerar några relevanta förluster. Åtminstone inte så länge driftperioden är rimligt lång, säg mer än 2 minuter. De vid intermitterent drift uppkomna förlusterna skulle alltså vara rena värmeförluster tillsammans med värmepumpens tomgångsförbrukning av elenergi.

Efter denna hypotes, avseende förluster vid intermitterent drift, kan ett samband för den dynamiska effektiviteten DE härledas.

Låt oss göra ansatserna:

Avgiven energi:

$$Q = \dot{Q}_{1s} \cdot \tau_{\text{drift}} - \dot{Q}_f \cdot \tau_{\text{stopp}} \quad 8.1$$

Respektive erforderlig drivenergi:

$$E = \dot{E}_s \cdot \tau_{\text{drift}} - \dot{E}_o \cdot \tau_{\text{stopp}} \quad 8.2$$

där Q = under en reglerperiod avgiven värme till radiatorvattnet

\dot{Q}_{1s} = uppmätt värmeeffekt vid stationär provning

\dot{E}_s = total drivenergi under en reglerperiod

\dot{E}_s = uppmätt total driveffekt vid stationär provning

τ_{drift} = den tid under reglerperioden då värmepumpen är i drift

τ_{stopp} = den tid under reglerperioden då värmepumpen är avstängd

\dot{Q}_f = intern och extern värmeförlust från värmepump under ståperiod

\dot{E}_o = förbrukning av elenergi under ståperiod

Med tidigare införda definitioner för $COP1_d$ och $COP1_s$ är

$$COP1_d = \frac{\dot{Q}}{\dot{E}} \quad \text{respektive} \quad COP1_s = \frac{\dot{Q}_{1,s}}{\dot{E}_s}$$

Den dynamiska effektiviteten DE har tidigare definierats som:

$$DE = \frac{COP1_d}{COP1_s}$$

Med ansatserna i 8.1 och 8.2 införda erhålles efter enkla mellanräkningar

$$DE = \frac{1 - x \cdot \frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_{1,s}}}{1 + x \cdot \frac{\dot{E}_o}{\dot{E}_s}} \quad 8.3$$

$$\text{där } x = \frac{\tau_{\text{stopp}}}{\tau_{\text{drift}}} = \frac{1}{\tau_{\text{rel}}} - 1$$

Om hypotesen är korrekt skulle det problem som återstår vara att bestämma värmeförlusten $\Delta\dot{Q}_f$ respektive tomgångseffekten $\Delta\dot{E}_o$.

8.3 Värmeförluster \dot{Q}_f

Då det gäller de rena värmeförlusterna från värmepumpaggregatet samt eventuella varmvattenberedare kan det diskuteras huruvida dessa skall räknas som förluster eller ej. Det varierar från installation till installation om dessa förluster kan räknas som nyttiga eller delvis nyttiga. Helt klart är att alla förluster som ej kommer uppvärmt utrymme till godo i någon form skall räknas som rena värmeförluster.

Värmeförlusterna kan indelas i tre grupper:

- 1) Värmeförluster till omgivningen från utomhusplacerade delar.
- 2) Värmeförluster till omgivningen från inomhusplacerade delar.
- 3) Interna värmeförluster mellan varma och kalla delar i värmepumpen under ståperiod.

Grupp 1 - Dessa förluster hänförs utan undantag till \dot{Q}_f .

Grupp 2 - Dessa värmeförluster kan i vissa fall anses som nyttiga och i andra inte. Målet med en uppvärmningsanordning bör vara att kunna distribuera värmen dit man vill ha den. Om detta resonemang tillämpas skall även förluster hänfödda till grupp 2 medtagas i förlusttermen \dot{Q}_f . För att särskilja de två hittills diskuterade förlusttyperna bör en anmärkning göras i provprotokoll på hur stora förlusterna i grupp 2 är samt att dessa kommer det rum till godo där värmepumpen placeras.

Man bör här beakta att vid nuvarande provningsmetoder, dvs stationära, kommer dessa värmeförluster ej med som nyttig värme.

Grupp 3 - De interna värmeförlusterna mellan varma och kalla sidan i värmepumpen kommer möjligen till viss del till nytta under kort tid efter start. Huvuddelen av den upplagrade värmen kommer dock vid start att transporteras ut till värmekällan och avges där.

Dessa förluster bör också hänföras till \dot{Q}_f .

8.4 Tomgångsförluster E

Även tomgångsförbrukning av elenergi visade sig i exemplet 8.2.2 påverka COP_{1d} en hel del. Exempel på denna tomgångsförbrukning är cirkulationspumpar, vevhusvärme, reglercentraler, magnetventil m m.

Det kan här diskuteras om en radiatorpump skall belasta värmefaktorn eller ej. Detta är till exempel inte fallet då man anger verkningsgraden för en oljepanna. Om värmepumpinstallationen fordrar en extra cirkulationspump bör givetvis denna ingå i E_0 .

Om cirkulationspump finns inbyggd i värmepumpen och ingen extra pump behövs för radiatorkretsen bör dess elförbrukning räknas bort ifrån den uppmätta driveffekten.

Energibehovet för eventuella pumpar och fläktar på värmepumpens kalla sida (nödvändiga för värmeupptagningen) skall givetvis medräknas i värmepumpsystemets drivenergi E_S samt om de är i drift under ståperioder även i E_0 .

Vid provning är det viktigt att man tar hänsyn till detta även om inte värmepumpenheten skulle vara försedd med dessa hjälpapparater. I många fall installeras som bekant t ex köldbärarpumpen genom platsmontage. Tillverkaren måste därvid kunna ange exakt vilken pump som rekommenderas, gärna också leverera med en sådan för proven.

9 Värmeförluster

9.1 Mätning av värmeförluster

Ett försök att ta reda på värmeförlusterna i den provade värmepump A har gjorts. Svårigheterna ligger i att förlusterna sker både mellan olika komponenter inom skalet samt från skalet till omgivningen. För att klara detta måste någon form av total energibetraktelse användas.

I Kap 7.3.1 nämndes att energin till värmeförlusterna under en ståperiod till stor del tas från returvattnet från radiatorerna. En viss del härrör dock ifrån upplagrad energi i värmepumpens varma delar. Den i värmepumpen upplagrade energimängden är dock så liten, se Bilaga III, att påverkan på värmeförlusternas storlek är marginell. Dessutom går troligtvis huvuddelen till det cirkulerande radiatorvattnet.

Metod 1:

Av ovanstående framgår att genom att mäta temperatursänkningen på radiatorvattnet som cirkulerar genom värmepumpen under ståperiod skulle värmeförlusterna kunna bestämmas. Denna metod har dock stora begränsningar. Vattenflödet är så pass stort att normala värmeförluster endast skulle resultera i en temperatursänkning på någon tiondels grad. Dessutom försvåras mätningarna av den tidsförskjutning Δt som det strömmande vattnet medför, jfr 8.2.1.

Metod 2:

En annan metod som prövats är att med värmepumpen avstängd externt simulera temperaturer på varma och kalla sidan i värmepumpen. Genom att mäta den värmeeffekt som krävs för att hålla varma sidan vid konstant temperatur erhålles ett mått på värmepumpens förluster. Detta illustreras i Fig 9.1.

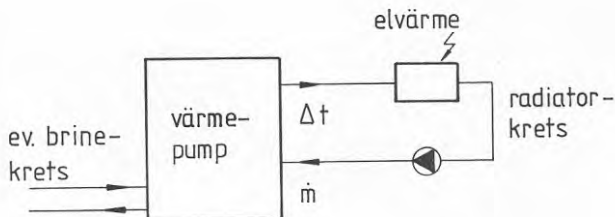


Fig 9.1

Nackdelen med denna metod är att kompressorn ej är i drift och speciellt förlusterna från hetgasledningen och eventuell hetgasvärmväxlare blir mindre än vid verklig drift.

Prov enligt denna metod har utförts på ytjordvärmepumpen. Vid proven var varmvattenberedaren bortkopplad, dvs inga förluster därför. Resultaten återfinns i Fig 9.3.

Proven är här gjorda med temperaturen på radiatorkretsen varierande mellan 25 och 55°C. Temperaturen på kalla sidan har däremot varit konstant +6°C, vilket motsvarar en utetemperatur vid jordvärmsystem på ca +10°C. Lägre temperaturer kunde med befintlig utrustning ej åstadkommas.

Metod 3: Rum i rum-metoden

För att kontrollera förlusteffekterna erhållna genom de tidigare nämnda provningsförfarandena byggdes ett kalorimeterrum omkring VP och rummet kyldes så att temperaturen i rummet var lika med temperaturen utanför vilken skall motsvara temperaturen i ett normalt installationsutrymme.

Värmepumpen kördes sedan med varierande driftpunkter, vilket innebär att uppmätt värmeförlust är ett medelvärde av förluster vid stå- och driftperiod.

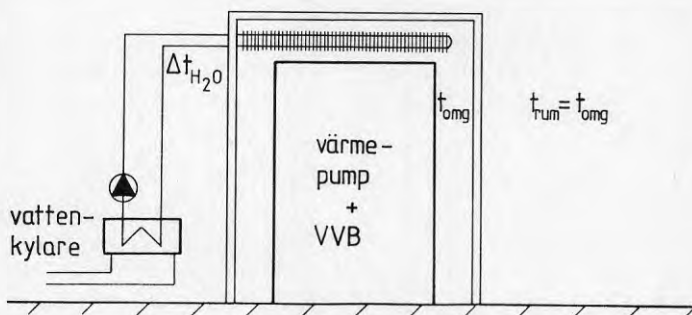


Fig 9.2

Genom att mäta temperaturdifferensen mellan in- och utgående kylvatten samt vattnets massflöde erhöles kyleffekten som behövdes för att konstanthålla temperaturen i kalorimeterrummet. Denna effekt motsvarar då värmepumpens förlusteffekt till omgivningen.

Vid prov enligt detta förfarande kommer interna värmeförluster ej att registreras. Detta är ingen nackdel om syftet med proven endast är att bestämma den värmeutläckning som beroende på installationens placering går att nyttiggöra eller ej.

En stor nackdel med denna metod är att utomhusplacerade luftvärmepumpar kräver att kalorimeterrummet byggs i ett kylrum samt att separata kanaler dras för den luft ur vilken värmeupptagning skall ske.

9.2 Resultat från mätning av värmeförluster

Mätning av värmeförluster utfördes med de tidigare beskrivna metoderna 2 och 3. Vid metod 3 utfördes mätningarna på värmepump

inklusive tillhörande varmvattenberedare. Vid mätningar enligt metod 2 var varmvattenberedaren bortkopplad.

De uppmätta förlusterna representeras i Fig 9.3 som funktion av temperaturdifferensen ϑ_k mellan varma och kalla sidan i värmepumpen respektive i Fig 9.4 som funktion av temperaturdifferensen ϑ_o mellan varma sidan och omgivningen. Dessa definieras då som:

$$\vartheta_k = (t_{\text{fram}} + t_{\text{retur}})_{\text{medel}}/2 - (t_{\text{brin}} + t_{\text{brut}})_{\text{medel}}/2 \quad 9.1$$

$$\vartheta_o = (t_{\text{fram}} + t_{\text{retur}})_{\text{medel}}/2 - t_{\text{omg}} \quad 9.2$$

där t_{brin} = ingående brinetemperatur

t_{brut} = utgående brinetemperatur

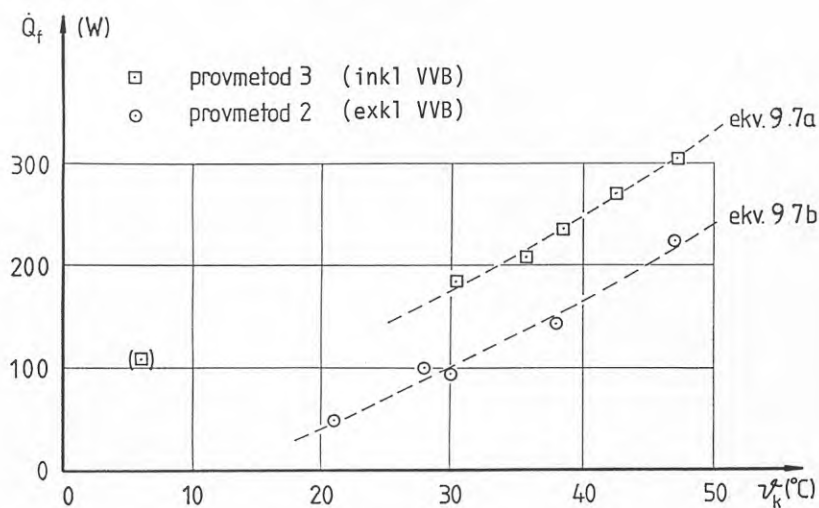


Fig 9.3 Värmeförlusten i värmepump A som funktion av intern temperaturdifferens ϑ_k .

För den provpunkt som satts inom parantes har kompressorn stoppats av en pressostat och endast tillsatsvärme i form av elpatron på 3 kW i kondensorn är i drift.

Med antagandet att \dot{Q}_f är beroende av temperaturdifferensen upphöjd till en exponent 1,25 (jfr värmeövergångstalet vid radiatoryta ekv 5.1) har följande samband anpassats till provpunkterna:

$$\dot{Q}_{f,3} = 9 + 2,39 \cdot \vartheta_k^{1,25}, \quad R = 0,993 \quad 9.7a$$

$$\dot{Q}_{f,2} = -51 + 2,183 \cdot \vartheta_k^{1,25}, \quad R = 0,992 \quad 9.7b$$

$$Q_{f,3} = 120 + 3,48 \cdot \vartheta_o^{1,25}, \quad R = 0,968 \quad 9.8a$$

$$Q_{f,2} = 19,8 + 2,419 \cdot \vartheta_o^{1,25}, \quad R = 0,996 \quad 9.8b$$

(R avser korrelationskoefficienten)

Av korrelationskoefficienterna R framgår att båda de valda representationsätten uppvisar god samhörighet mellan \dot{Q}_f och respektive temperaturdifferens.

Detta betyder att \dot{Q}_f i själva verket är en funktion av både ϑ_K och ϑ_O .

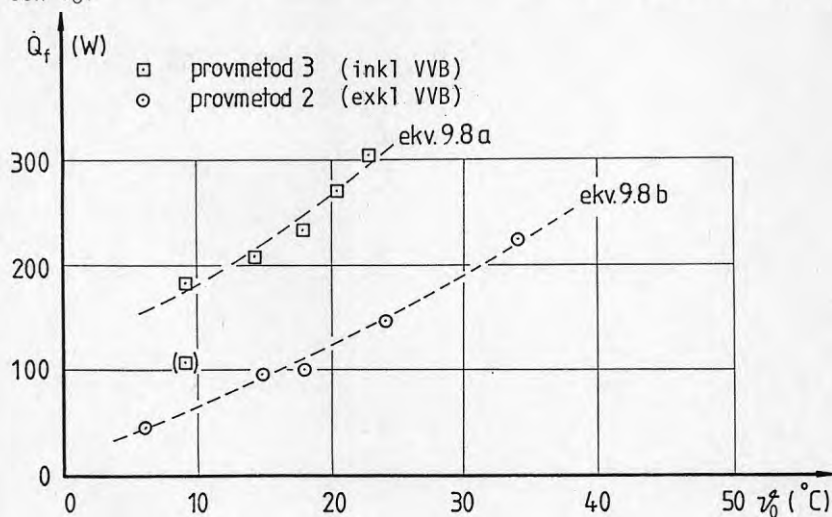


Fig 9.4 Värmeförlusten i värmepump A som funktion av temperaturdifferensen till omgivningen ϑ_0 .

För den provpunkt som satts inom parentes har kompressorn stoppats av en pressostat och endast tillsatsvärme i form av elpatron på 3 kW i kondensorn är i drift.

För att kunna bestämma värmeförlusten vid godtyckliga förhållanden har i Fig 9.5 \dot{Q}_f representerats som funktion av ϑ_K med ϑ_O som parameter. Kurvorna är framtagna genom ett iterativt förfarande där för varje provpunkt ϑ_O korrigerats till 10, 20 samt 30°C. Detta utfördes endast på provpunkterna erhållna genom provmetod 2 för att slippa inverkan av varmvattenberedarens förluster. De erhållna resultaten tillämpas därefter på provpunkterna från metod 3 varefter, om hänsyn tas till VVB-förluster, skillnaden för de 2 mätmetoderna erhålles.

Det visade sig att $\dot{Q}_{f,2}$ med god noggrannhet kunde beskrivas genom sambandet:

$$\dot{Q}_{f,2} = -12,4 + 1,317 \cdot \vartheta_O^{1,25} + (0,9826 + 2,726 \cdot 10^{-11} \cdot \vartheta_O^6) \cdot \vartheta_K^{1,25} \quad 9.9$$

samt skillnaden i resultat mellan mätmetod 2 och 3 enligt:

$$\Delta \dot{Q}_f = 89 + 3,754 \cdot 10^{-4} \cdot \vartheta_K^3 \quad 9.10$$

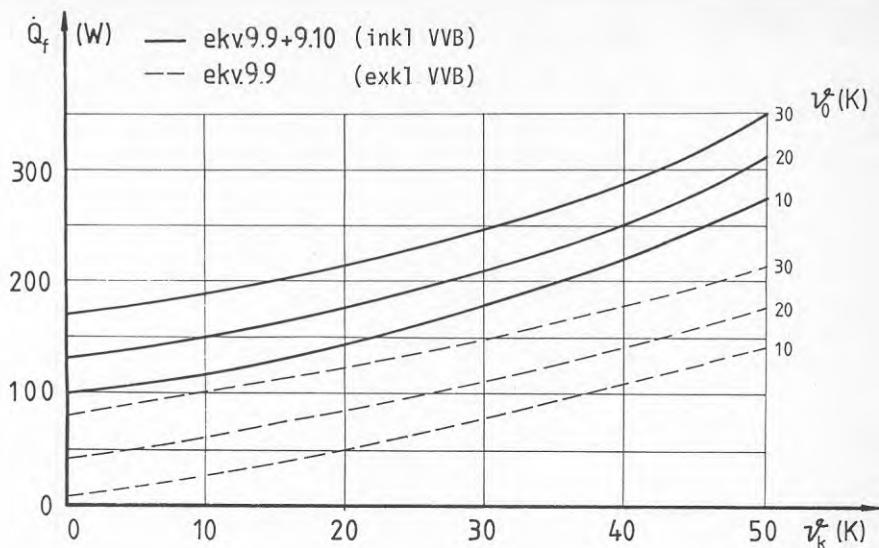


Fig 9.5 Värmeförluster värmepump A

I Tabell 9.6 finns provpunkterna upptagna tillsammans med värden på \dot{Q}_f enligt sambanden 9.9 och 9.10.

Nr	t_0	t_k	\dot{Q}_f	Samband 9.9	Samband 9.10	Avvikelse [W]
1	6	21	47	44	111	-3
2	15	30	95	95	118	± 0
3	18	28	100	100	116	± 0
4	24	38	145	151	129	+6
5	34	47	223	222	148	-1
6	9	6	107	17	89	-1
7	14,7	35,5	209	111	105	+7
8	17,8	38,8	235	131	111	+7
9	20,5	42,2	271	151	117	-3
10	22,8	47,3	306	176	129	-1
11	9	30,5	186	79	100	-7

Tabell 9.6

Vi ser här att avvikelsen mellan uppmätt värde på värmeförlusterna \dot{Q}_f och förlust enligt sambanden 9.9 och 9.10 är liten, dessutom faller den provpunkt som i Fig 9.3 samt 9.4 satts inom parentes in i dessa samband. Med detta representationssätt bör då värmeförlusterna mätas med varierande förångningstemperatur vid t ex 3 stycken olika kondenseringstemperaturer. Värmeförlusterna kan sedan, för varje enskilt driftsfall, bestämmas ur figurer eller samband av typen 9.9.

Skillnaden mellan resultaten från mätmetod 2 och 3 beror av:

- 1) Varmvattenberedaren ej med vid prov enligt metod 2.
- 2) Vid metod 2 indikeras lägre förlust än verklig p g a att kompressorn ej är i drift.
- 3) Vid metod 3 indikeras lägre förlust än verklig p g a interna förluster ej är med.

Den värmeförlust som vi är mest intresserade av med avseende på dynamisk effektivitet är värmeförluster under ståperiod. Detta innebär att kompressor ej är i drift och av den anledningen borde mätmetod 2 ge ett gott värde på \dot{Q}_f . Detta stämmer nu inte med verkligheten ty kompressor, hetgasvärmväxlare samt själv-cirkulationskretsen lagrar så pass mycket värme under gångperioden att denna värme då den avges under ståperiod ej är försumbar.

Ett försök att uppskatta storleken på de förluster som ej kom med vid respektive provmetod skall göras genom att antaga följande:

Den varmvattenberedare som ingick vid prov enligt metod 3 har enligt värmepumpleverantör visat sig ha en värmeförlust på 200 W i fulladdat tillstånd. Vi kan därför antaga att den övre provpunkten för $\vartheta_0 = 9^\circ\text{C}$, provpunkt 11 i Tabell 9.6, till övervägande del består av VVB förluster samt intern värmeförlust till kalla sidan. Den senare förlusten ingår ju inte i provresultatet från provmetod 3 varför de 185 W som erhöles utgörs huvudsakligen av VVB förlust. Vid en uppskattning av förlusterna från kondensorn samt underkylare erhålles ca 20 W vid detta driftsfall.

Vi har då följande data för denna provpunkt (nr 11):

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{f,VVB} &\approx 155 \text{ W} \\ \dot{Q}_{f,komp} &\approx 20 \text{ W} \\ \dot{Q}_{f,intern} &\approx \text{sökes} \\ \vartheta_0 &= 9 \text{ K} \\ \vartheta_K &= 30,5 \text{ K}\end{aligned}$$

Skillnaden $\Delta\dot{Q}_f$ som erhålles mellan de två mätmetoderna kan uttryckas som:

$$\Delta\dot{Q}_f = \dot{Q}_{f,3} - \dot{Q}_{f,2} = \dot{Q}_{f,intern} + \dot{Q}_{f,kompressor} + \dot{Q}_{f,VVB} \quad 9.11$$

där $\dot{Q}_{f,intern}$ = värmeförlust från varma sidan till brine-krets
 $\dot{Q}_{f,kompressor}$ = värmeförlust om kompressor i drift

Med hjälp av samband 9.10 erhålles med $\vartheta_K = 30,5 \text{ K}$ $\dot{Q}_f = 100 \text{ W}$ vilket medför att

$$\dot{Q}_{f,kompressor} - \dot{Q}_{f,intern} = \dot{Q}_f - \dot{Q}_{VVB} = 100 - 155 = -55 \text{ W}$$

$\dot{Q}_{f, \text{kompressor}}$ har vi antagit vara 20 W för punkt 11, vilket medför att för denna punkt kan internförlusterna uppskattas till:

$$\dot{Q}_{f, \text{intern}} = 55 + 20 = 75 \text{ W}$$

Sambandet 9.9 skall nu korrigeras så att det för $\vartheta_0 = 9$ samt $\vartheta_k = 30,5$ ger $\dot{Q}_f = 20 + 75 = 95 \text{ W}$.

Detta görs genom att anpassa faktorn för ϑ_0 .

Det så erhållna sambandet för totala \dot{Q}_f exklusive VVB blir:

$$\dot{Q}_{f,2} = -12 + 2,5 \cdot \vartheta_0^{1,25} + (0,9826 + 2,73 \cdot 10^{-11} \cdot \vartheta_0^6) \cdot \vartheta_k^{1,25} \quad 9.12$$

I Fig 9.7 finns detta grafiskt representerat.

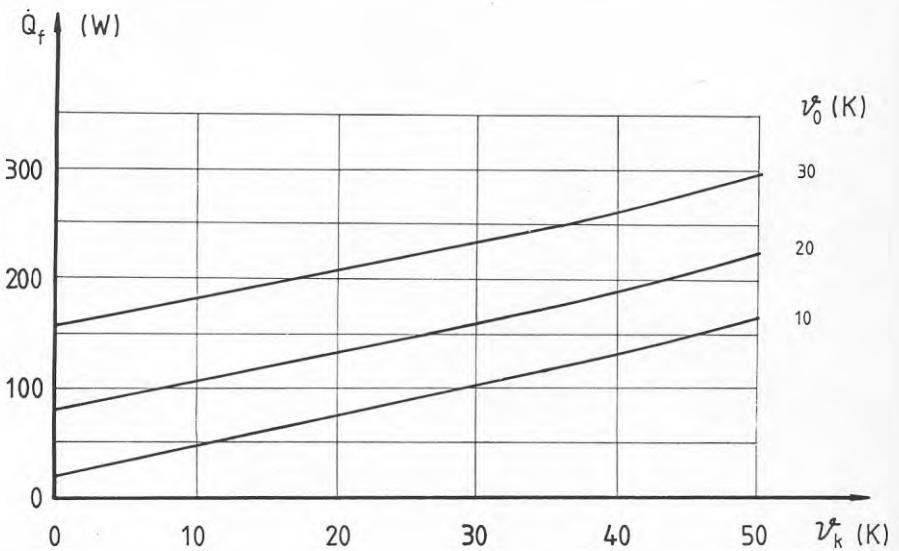


Fig 9.7 Korrigerad värmeförlust, värmepump A exklusive varmvattenberedare.

$Q_{VVB} \approx 200 \text{ W}$ i uppladdat tillstånd.

10 INVERKAN AV STYRSTRATEGI OCH SYSTEMLÖSNING

Ett värmepumpsystem är en relativt komplex anordning där kapacitet och verkningsgraden är starkt beroende av de temperaturnivåer vid vilka värmeupptagning respektive värmeavgivning sker.

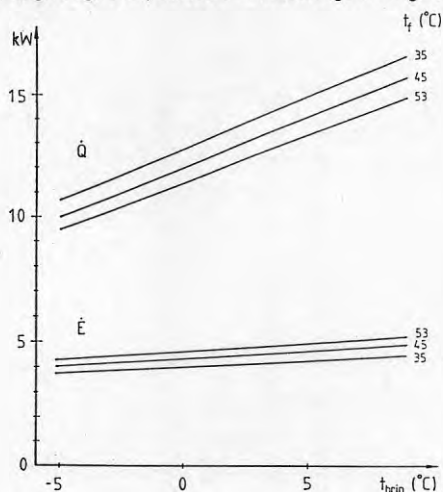


Fig 10.1 Effektdiagram för värmepump

Av figuren framgår att för att få en hög värmefaktor $COP = \dot{Q}/\dot{E}$ skall förångningstemperaturen t_2 vara hög samt kondenserings-^{VP}temperaturen t_1 låg.

Vid provning av ett värmepumpsystem bör då inverkan av styrstrategi beträffande radiatortemperaturer samt kondenserings- och förångningstemperaturer ingå i provningsförfarandet.

I Fig 7.1 - 7.3 visades provresultat avseende avgivna och upptagna effekter samt COP för de två provade värmepumparna. Vid dessa prov var olika systemlösningar och styrstrategier representerade och skillnader i prestanda kommenterades i anslutning till figurerna. Det kunde konstateras en stor skillnad i prestanda mellan de två typerna av värmepumpar som provats. Detta beror då till stor del på det sätt som kondenserings- och förångningstemperaturerna styrs i de olika fallen.

I Fig 10.2 är den dynamiska effektiviteten för de två värmepumparna åskådliggjord genom kvoten COP_{1d}/COP_{1s} . Kurvorna baseras på de i Fig 7.1 - 7.3 redovisade resultaten. För att få en rättvis jämförelse mellan de två typerna av värmepumpar som provats har energiförbrukningen korrigerats med avseende på cirkulationspumpar i radiatorkretsen.

I enlighet med resonemanget i Kap 8.4 om tomgångsförbrukning har för ytjordvärmepumpen elförbrukningen till radiatorpumpen avräknats från drivenergin. Däremot var uteluftvärmepumpen konstruerad så att en extra pumpkrets krävdes varför cirkulationspumpen för kretsen mellan kondensator och varmvattenberedarens mantel är medtagen i driveffekten och även som tomgångsförbrukning. Vi ser här att systemlösningen med kondenserings- och förångningstemperatur som styrs med av-

seende på erforderlig temperatur på förbrukningsvarmvattnet, förutom att den medför en sämre effektivitet på grund av den konstant höga kondenseringstemperaturen även medför en försämrad dynamisk effektivitet bl a på grund av den extra cirkulationspumpen.

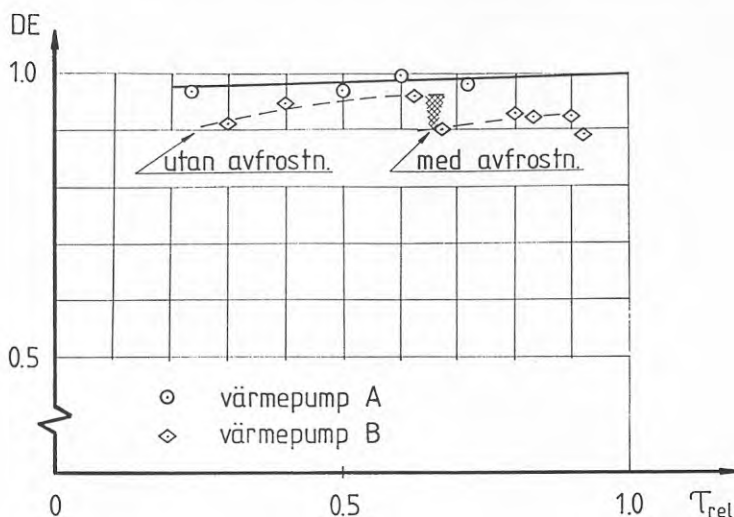


Fig 10.2 Den dynamiska effektiviteten som funktion av relativ gångtid för värmepump A samt B.

Den kurva som går genom provpunkterna för VP:A är beräknad enligt samband 8.3 med värmeförluster enligt samband 9.12. Sambandet stämmer som synes väl överens med provresultatet.

Vid jämförelse med Fig 8.3 - 8.4 lägger man märke till hur DE förbättras om cirkulationspumparna för radiatorkretsen ej belastar COP_{1d} .

I Fig 10.2 ser vi också hur den använda avfrostningsmetoden påverkar prestanda vid relativa gångtider över ca 0,6 vilket här motsvarar utetemperaturer under ca $+5^{\circ}C$. På grund av den avfrostningsmetod som används, varmgasavfrostning då värmepumpen varit i gång i en timme oavsett behov, kommer COP_{1d} aldrig att sammanfalla med COP_{1s} . Den totala värmefaktorn COP_s är då som tidigare definierad som avgiven värmeeffekt vid stationär drift utan hänsyn till avfrostning, dividerad med driveffekten.

Den provade uteluftvärmepumpen, B, var avsedd att placeras utomhus. Detta innebär i enlighet med resonemanget i Kap 8.3.1 att värmeförlusterna ej kan räknas som nyttig värme.

För den andra provade värmepumpen kan värmeförlusterna, beroende på installationsutrymme, ibland anses vara nyttig värme. Dessa uppgår i medeltal till ca 125 W.

Om Q_f tas med som nyttig värmeeffekt under uppvärmningssäsongen kommer den dynamiska effektiviteten för denna att vara i stort sett 1,0.

Det har tidigare antytts att det sätt som kondenseringstemperaturen styrs på kan ha en avgörande betydelse då det gäller en värmepumps prestanda under ett år. De två typer av styrsätt som representeras av de provade värmepumparna är:

- a) Styrning av returtemperaturen enligt behovskurvan.
- b) Styrning mot varmvattenberedare.

Anledningen till skillnaden i prestanda mellan de två sätten att styra temperaturnivåerna är ju att vid det senare fallet, b), hålls kondenseringstemperaturen konstant hög medan den i det första fallet, a), anpassas till framledningens temperatur.

- c) Det optimala fallet med en framledningstemperatur bestämd av reglerkurvan kräver en kontinuerlig kapacitetsreglering.

Vid on/off-reglering, som för VP:A, kommer framledningstemperaturen under drift att bestämmas av värmepumpens kapacitet vid aktuell driftpunkt samt flödet i radiatorkretsen. Ett hus med ett effektbehov vid DUT av 12 kW samt ett radiatorsystem med temperaturer 55/45°C vid DUT = -18°C finns också representerat i Fig 10.3.

Hur fallet b) förhåller sig i förhållande till a) eller c) kan åskådliggöras med hjälp av Carnotprocessens värmefaktor som är $COP1 = T_1 / (T_1 - T_2)$ där T_1 respektive T_2 är kondenserings- och förångningstemperaturer.

Om förångningstemperaturen T_2 anses oberoende av styrsätt (varför $T_{2a} = T_{2b}$) erhålles följande samband för förhållandet mellan värmefaktorerna:

$$\frac{COP1_b}{COP1_a} = \frac{T_{1b} \cdot T_{1a} - T_{1b} \cdot T_2}{T_{1b} \cdot T_{1a} - T_{1a} \cdot T_2} \quad 10.1$$

Med hjälp av samband mellan erforderlig framledningstemperatur som funktion av utetemperaturen representeras i Fig 10.3 kvoten $COP1_b / COP1_a$ för en uteluftvärmepump då DUT = -18°C, ett 55/45°C radiatorsystem antages med radiatorexponenten 1,26. Uppvärmning antas ske till +20°C varav 3°C täcks av spillvärme från hushållsel m m.

Kondenseringstemperaturen sätts konstant = 60°C för fallet b) respektive = framledningstemperaturen +5°C temperaturdifferens för fallet a). Förångningstemperaturen är ansatt till utomhustemperaturen minskad med 5°C temperaturdifferens.

VÄRMEFAKTORFÖRHÅLLANDE

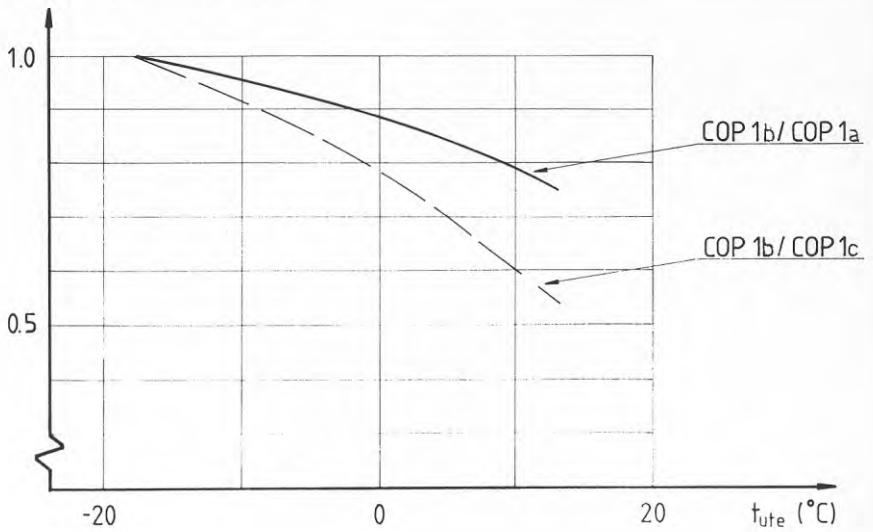


Fig 10.3 Försämring av COP p g a konstant kondenseringstemperatur av 60°C jämfört med kondenseringstemperatur anpassad till börvärde för framledningstemperaturen respektive retur enligt börvärde och framtemperatur efter vad VP förmår.
Index a, b och c refererar till beskrivning på sid 49.

11 FÖRSLAG TILL PROVNINGSMETOD

Tidigare i denna rapport har det nämnts att provning av värmepumpar bör ske under dynamiska förhållanden sådana att verkliga driftsfall efterliknas i möjligaste mån. Vidare bör värmeförluster och tomgångsförbrukning anges separat. Det har också visats hur värmeförluster skall kunna uppskattas med olika metoder.

För att kunna prova rationellt och med god reproducerbarhet krävs dock att provmetoderna är enkla samt utförda mätningar tillförlitliga. Dessutom krävs att de temperaturnivåer, flöden etc som mätningarna utförs vid är klart definierade.

Fördelen med stationär provning är att ovanstående krav relativt enkelt kan tillgodoses. Det vore då en fördel om denna typ av provning kunde ligga som grund och vissa korrigeringar på resultatet kunde göras på enkelt sätt. Korrigeringar bör göras med avseende på:

- A/ Inkopplingsätt
- B/ Intermitterent drift
- C/ Avfrostning

Punkt C/ har ej behandlats i detta arbete.

För punkt A/ visar det sig att den avgörande skillnaden ligger i sättet att styra temperaturen på värmepumpens värmeavgivningssida. Vid framtagandet av årsvärmefaktorer, genom integrering av avgiven energi och drivenergi över årets olika utetemperaturer, skall värmepumpens prestanda vid varje utetemperatur bestämmas vid de temperaturnivåer där den aktuella värmepumpen p g a sin styrutrustning kommer att arbeta. Det blir då i huvudsak två fall.

- Värmepumpens kondenseringstemperatur bestäms av erforderlig returledningstemperatur från radiatorsystemet. Framledningstemperaturen blir då den som värmepumpen orkar med. Vid drift över balanspunkten blir framledningstemperaturen högre än börvärdet varför den relativa gångtiden blir:

$$\tau_{rel} \approx \frac{\text{effektbehov vid aktuell utetemperatur}}{\text{värmepumpens avgivna värmeeffekt}} \quad 11.1$$

Vid drift under balanstemperaturen kommer framledningstemperaturen inte att nå upp till börvärdet. Den temperaturdifferens som fattas produceras då med hjälp av tillsatsenergi.

- Värmepumpen arbetar vid samma temperaturnivå på värmeavgivningssidan oberoende av och högre än temperaturen i radiatorkretsen. I detta fall utförs beräkningen av årsvärmefaktor genom att hämta data avseende värmepumpens avgivna värmeeffekt och driv-effekt vid en konstant framledningstemperatur under hela året, förslagsvis den som tillverkare (installatör) rekommenderar.

Samband 10.1 kan också användas för att uppskatta den försämring av prestanda som erhålles om kondenseringstemperaturen höjs. I Fig 10.3 användes samband 10.1 för att jämföra reglering av temperaturer enligt föregående fall och fallet med konstant framlednings-temperatur avpassad för varmvattenberedning (55°C).

Då det gäller punkt B/ har vi kommit fram till att det i huvudsak

är tre faktorer som påverkar den dynamiska effektiviteten DE.

- B1 relativa gångtiden τ_{rel}
- B2 tomgångsförbrukning av el \dot{E}_0
- B3 värmeförluster under ståtid \dot{Q}_f

Den relativa gångtiden ges av effektbehov och av värmepumpen möjlig levererad värmeeffekt enligt 10.2.

Tomgångsförbrukning av el kan enkelt mätas med kWh-mätare eller genom att mäta ström och spänning. Mätningarna utförs under en ståperiod då värmepumpen är i driftläge. Troligtvis bör mätning ske vid dels vinterfallet med intermitterent drift och dels vid ren varmvattenproduktion dvs sommarfallet.

Eftersom värmeförlusten \dot{Q}_f beror på de temperaturnivåer värmepumpen arbetar mellan samt omgivningstemperaturen är \dot{Q}_f liksom \dot{Q}_1 , E_{vp} och τ_{rel} beroende av utetemperaturen. En korrektion för \dot{Q}_f , av E_{vp} den vid stationär provning erhållna värmefaktorn COP_s måste därför göras vid varje utetemperatur då årsvärmefaktorn beräknas. En metod som rekommenderas för mätning av värmeförluster är den i Kap 9.1 beskrivna metod 2. Mätningarna utföres lämpligen vid temperaturnivåer som möjliggör en representation enligt samband 9.9 (Fig 9.5).

11.1 Metod 1

Härvid beräknas årsvärmefaktorn för en anläggning genom att utnyttja följande samband (vilket baseras på ansatser i ekv 8.1 - 8.2):

$$COP_{d, \text{år}} = \frac{\sum_{t=DUT}^{t=t_{gr}} \Delta\tau(t) [\dot{Q}_1(t) \cdot \tau_{rel}(t) - \dot{Q}_f(t) \cdot (1 - \tau_{rel})]}{\sum_{t=DUT}^{t=t_{gr}} \Delta\tau(t) [\dot{E}_{vp}(t) \cdot \tau_{rel}(t) + \dot{E}_0(t) \cdot (1 - \tau_{rel})]} \quad 11.2$$

där

$\Delta\tau(t)$ = antal timmar per år som utetemperaturen (t) råder inom aktuellt intervall ($t \pm \Delta t/2$ där Δt är det temperatursteg som används vid summeringen).

$\dot{Q}_1(t)$ och $\dot{E}_{vp}(t)$ = värmeeffekt från värmepumpen resp driveffekten vid utetemperaturen t.

$\tau_{rel}(t)$ = relativ gångtid vid utetemperaturen t.

Värmeförlusten, $\dot{Q}_f(t)$, och tomgångseffekten, $\dot{E}_0(t)$, bestäms för aktuell utetemperatur genom de metoder som tidigare diskuterats.

Korrektion av $COP_{s, \text{år}}$ kan göras genom multiplikation med ett representativt värde för den dynamiska effektiviteten, $DE_{\text{år}}$, definierad enligt

$$DE_{\text{år}} = \frac{COP_{d, \text{år}}}{COP_{s, \text{år}}} \quad 11.3$$

där

$COP_{d,år} =$ årsvärmefaktorn beräknad enligt ekv 11.2.

$COP_{s,år} =$ årsvärmefaktorn baserad på resultat från stationär provning beräknad enligt ekv 11.2 med $Q_f = 0$ och $E_o = 0$.

Enligt metoden beräknas $DE_{år}$ för en given värmepump installerad i olika "stora" hus. Resultatet kan korreleras med $DE_{år}$ som funktion av (rel) drifttiden per år, eller $\tau_{rel,år}$.

11.2 Metod 2

Bestämning av $DE_{år}$ sker på analogt sätt som just beskrivits men med förlustposterna $\dot{Q}_f(t)$ och $\dot{E}_o(t)$ bestämda vid en utetemperatur (driftpunkt) där ett representativt medelvärde över året erhålls. I övrigt kan samma förfarande användas som i Metod 1.

Vid vilken utetemperatur detta driftfall inträffar är svårt att avgöra. Det visar sig emellertid att känsligheten i resultatet, beroende på denna temperatur, är liten. Om värmeförluster m m mäts vid den temperatur där relativa gångtiden överensstämmer med τ_{rel} över ett år erhålls godtagbara värden på \dot{Q}_f och \dot{E}_o .

11.3 Exempel på provningsresultat med föreslagna metoder

Med metod 1 kan ej jämförelse med resultat erhållna vid provning i provrigg avsedd för provning under instationära förhållanden direkt utföras.

En jämförelse med resultat från "dynamiska" prov, visade i Fig 8.3, med vad som erhålls genom korrektion av stationära provresultat ur Fig 7.1 och 7.4 visas i Tabell 11.1 och Fig 11.1. Korrektionen har gjorts enligt ekv 8.3 med förlustfaktorn Q_f ur ekv 9.12 samt med en uppmätt tomgångsförbrukning på 127 W (inkluderande radiatorpump):

\dot{Q}_1 kW	\dot{E}_{vp} kW	τ_{rel}	\dot{Q}_f kW	(COP_d/COP_s) beräknat enl ekv 8.3	(COP_d/COP_s) enligt prov (Fig 8.3)
11,4	4,2	0,72	0,208	0,981	0,965
11,7	4,2	0,60	0,173	0,970	0,965
12,3	4,1	0,40	0,133	0,94	0,922
15,0	4,4	0,23	0,082	0,895	0,89

Tabell 11.1

Av dessa resultat ser man att beräkningsmetoden överensstämmer väl med provresultatet. En tendens finns att resultatet försämras mer än vad ekvation 8.3 anger. I detta fall tycks dock inverkan från värmeförluster och tomgångsförbrukning stå för merparten av den dynamiska förlusten.

Att märka är att radiatorpump ingår i tomgångsförbrukning men att varmvattenberedaren ej ingår. Detta innebär att värmeförlusterna blir ganska små, speciellt då τ_{rel} är liten. Det relativa mätfelet kan då bli högt. I Tabell 11.1 görs en jämförelse med resultat erhållna vid dynamisk provning. Även där är kvoten COP_d/COP_s känslig för mätfel i de absoluta effekterna. Med detta som bakgrund synes de resultat som erhålles med samband 8.3 vara en mycket god skattning av de resultat som erhålles vid dynamisk provning. I Fig 11.1 återfinns en grafisk representation av detta.

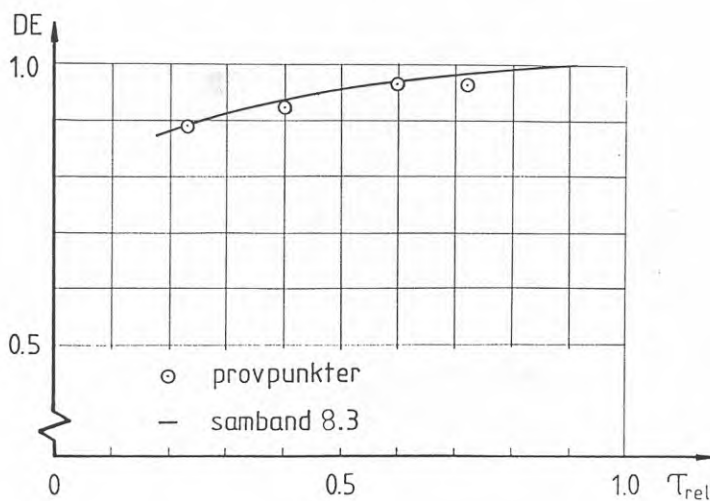


Fig 11.1

11.3.1 Jämförelse med fältprov

En jämförelse har gjorts med en värmepump installerad i ett småhus. Värmepumpen var av samma typ som den i rapporten redovisade VP:A. Som värmekälla användes uteluft med indirekt värmeupptagning via en brinekrets. Brinetemperaturen beskrivs av följande samband.

$$t_{br} = t_{ute} - (\dot{Q}_1 - \dot{E}_{vp}) \cdot 0,6$$

En summering enligt metod 1 utfördes (Bilaga 4). Utetemperaturens varaktighet enligt stockholmsklimat, Klimatdataboken.

Arsenergiförbrukning för aktuell installation är $Q = 24\,200$ kWh varav 6 000 avser varmvatten.

Vidare förutsätts:

\dot{Q}_f innefattar förlust från VVB samt värmepump enligt samband 9.12.

\dot{E}_O innefattar radiatorpump med 130 W.

Beräkning ger:

	COP _{d,år}	COP _{s,år}
Metod 1	2,13	2,47
Metod 2	2,12	2,47

Vid fältprov erhöjls COP_{år} = 2,05 för den aktuella installationen (Vattenfall 1983), jämfört med beräkningsresultatets 2,13 resp 2,12.

Vid metod 2 har i detta exempel relativa gångtiden hämtats ifrån Bilaga 4.

Vid en jämförelse med provdata under ett års drift är det en rad faktorer som påverkar COP_{år}. Utetemperaturens varaktighet, radiatorsystem, massflöden etc är exempel på sådana som vid en simulering ej kan efterliknas exakt. Trots detta har en god överensstämmelse erhållits i detta fall.

På grund av det korta relativa gångtiden sett under ett år, har den dynamiska effektiviteten blivit relativt låg. $DE \approx 0,85$.

LITTERATUR

Dideon D.A., Kelly G.E. New Testing and Rating Procedures Seasonal Performance of Heat Pumps. (ASHRAE Journal 1979).

Fehrm M., Hallén T. Beräkningsmetod för bestämning av energisparfaktor (Statens Provningsanstalt SP-PIET 13 528, Borås 1981.

Fordsmann M. Improvements of the COP for small heatpumps by means of burstcontrol (16th International Congress of Refrigeration Commission E2) Paris 1983.

Foxley D.M., Weaver D.R. Relating laboratory testing of heatpumps to seasonal COP (BP Research Center Chertsey road Middlesex, England, 1981.)

Foxley D.M., Weaver D.R. Relationships between results of laboratory tests on heat pumps and performed under field conditions. (BP Research Center, 1982.)

Granryd E. STU-rapport 78 5772, 1978.

Mei V.C. Laboratory test of a residential low temperature water source heatpump (Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, Tennessee 37 830. April 1984.)

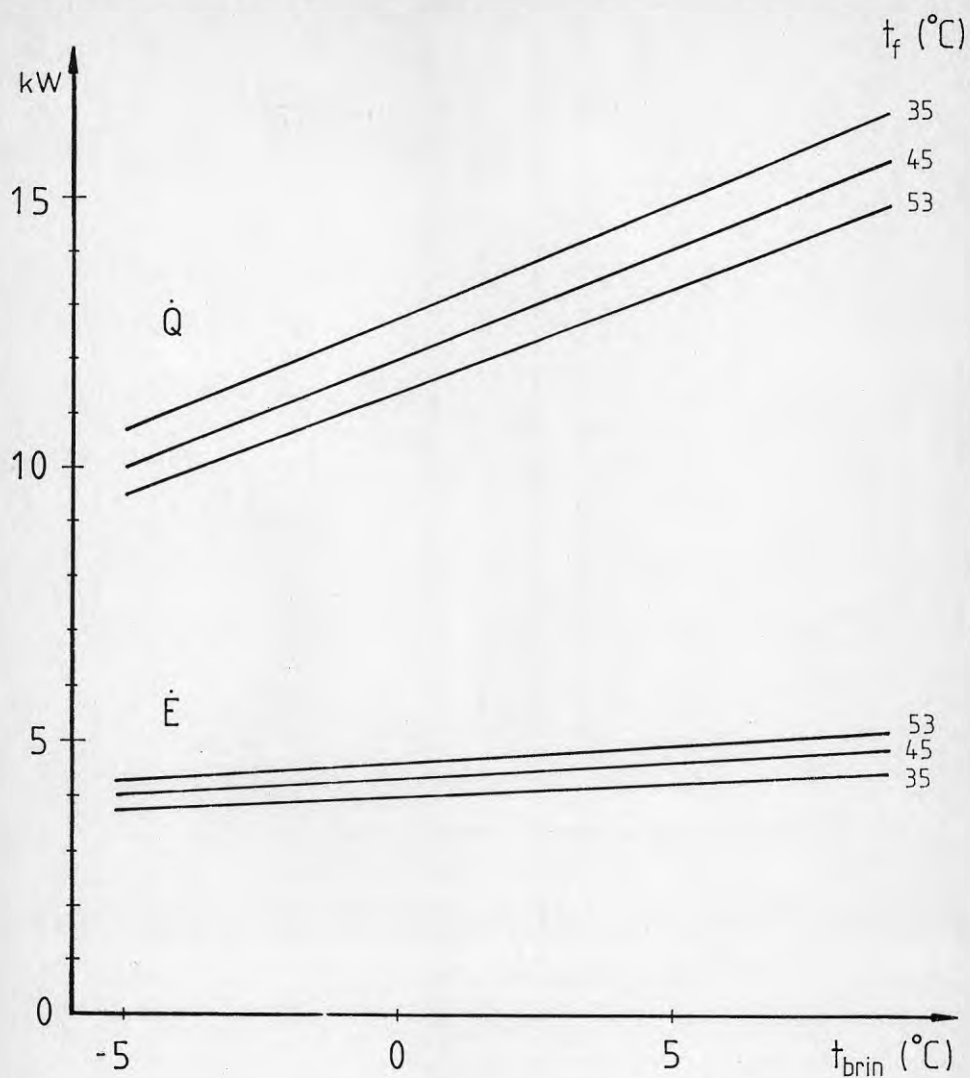
Olsen T. Dynamisk afprøvning av vand/vand varmepumpe. Tekn inst forlag, Energiministeriets varmepumpe forskn. program rapport 8, 1983.

Olsen T. Dynamisk prøvestand for luft/vand varmepumper. Tekn inst forlag, Energiministeriets varmepumpe forskn. program rapport 11, 1984.

Peterson F. Värmebehovsberäkningar. Kompendium I:1 Uppvärmnings och Ventilationsteknik, KTH Stockholm.

Vattenfall. Driftrapport 1983:12.

Bogdanski F., Krug N., Kühl D., Wiszmewski K. Untersuchung der abweichung zwischen leistung- und arbeitszahlen von Wärmepumpen bei taktenden betrieb. HLN 34 , nr 1 Jan 1983.



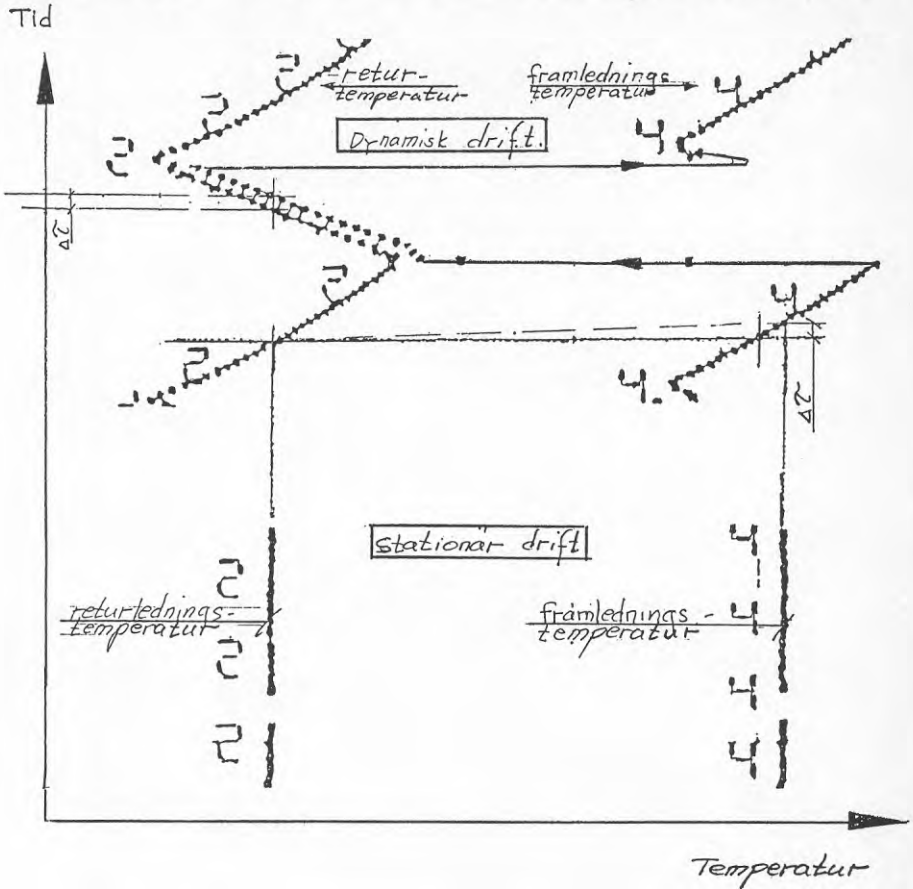
Avgiven värmeeffekt samt erforderlig driveffekt för värmepump A vid stationär drift.

VVB inkopplad

Radiatorvattenflöde 17 - 18 lit/min

Brineflöde 41 lit/min

Tidsförskjutningens inverkan vid mätning av temperaturdifferenser.



Förstoring av utskrift från temperaturskrivare. Fram- och returledningstemperaturerna visas vid stationär samt dynamisk drift.

Tidsfördröjningen $\Delta\tau$ i figuren är en konsekvens av den tid det tar för en vattenmolekyl att passera mellan mätställena för fram- respektive returtemperaturerna.

En viss påverkan har även de termiska massorna i rör, kondensor samt underkylare.

I Bilaga III utförs ett mer detaljerat resonemang avseende $\Delta\tau$.

Uppskattning av tidskonstanter vid start, stopp och drift.

Det i Kap 8.2.1 förda resonemanget om tidsfördröjningen Δt visas här mer detaljerat i en utskrift från en temperaturskrivare där enbart framledningstemperaturen har registrerats.

Reglerperioden har indelats i 5 områden, A - D, med avseende på framledningstemperaturen.

För att få en helhetssyn på reglerförloppet visas först en stiliserad reglerperiod i nedanstående figur.

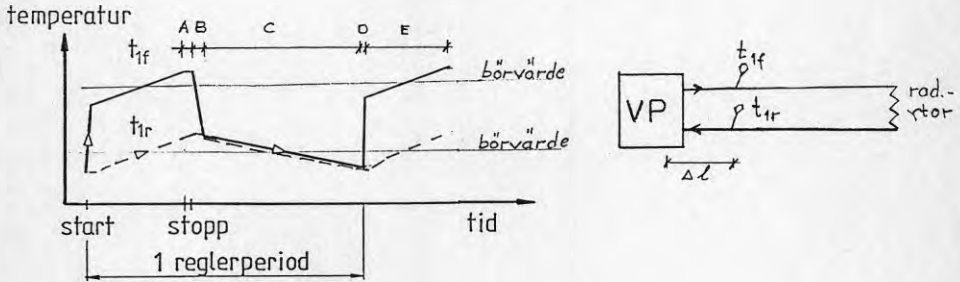


Fig 1

- A - Värmepumpen stoppar. Reaktion vid t_{fram} fördröjs p g a köldmediegas som ej hunnit kondensera samt den tid det tar för vattnet i kondensorn att tillryggälägga sträckan Δl .
- B - Framledningstemperaturen sjunker mot returtemperaturen. Tiden för detta förlopp beror av Δl , vattenmängd i kondensorn, termisk massa inom värmepumpen.
- C - Fram- och returledningstemperaturerna sjunker mot gränsläget för regleringen. Tiden beror av belastning på, samt termiska massan i radiatorsystemet. Den registrerade framledningstemperaturen kommer vid varje tidsögonblick att vara högre än returen på grund av tidsfördröjningen Δt enligt Kap 8.2.1 samt Bilaga II.
- D - Värmepumpen startar. Framledningstemperaturen stiger.
- E - Framledningstemperaturen fortsätter att stiga beroende på överkapacitet.

För att kontrollera tiderna i Fig 2 uppskattas termiska massor, vattenvolymer m för den aktuella värmepumpen.

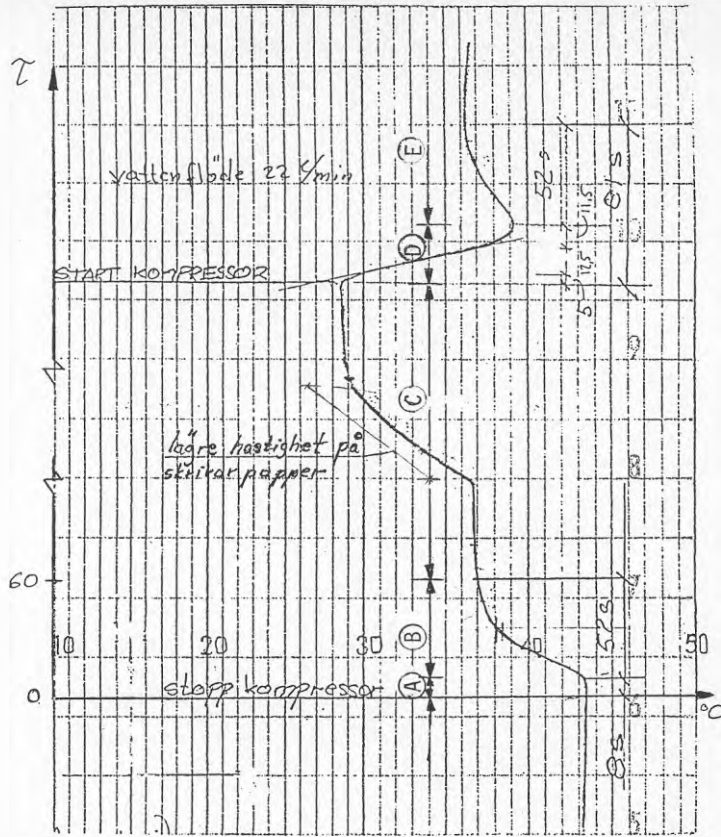


Fig 2 Framledningstemperatur som funktion av tid.

Vatten- volymer [l]	rör		kondensor	under- kylare	hetgas- växlare
	från kondensor till mätställe för t_f	totalt mellan mätställena $t_r - t_f$			
	2	3,7	4,5	4,5	--
Δt pga 18 l/min ström- ning 22 l/min	6,6 s	12,3 s	15 s	15 s	--
	5,5 s	10 s	12,3 s	12,3 s	--
termisk massa vatten [kJ/°C]	8,4	15,5	18,9	18,9	--
termisk massa för mtr1 [kJ/°C]	0,22	0,4	4	4	--
(termisk massa) R 502 [kJ/°C]	--	--	vid stopp 3,9	0,3	1,1

Tabell 1

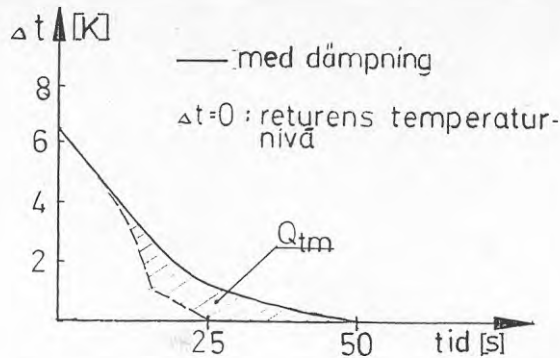


Fig 4 Princip: framledningens temperaturfall vid stopp

Exempel:

- Antag att Q_{tm} till övervägande del överförs till radiatorvatt-
net efter det att temperaturen sjunkit till $0,5 \cdot \Delta t_{max} = 3,1^{\circ}\text{C}$.
Detta bör då ha inträffat efter ca 15 s.
Den återstående tiden för temperatursänkningen blir då:

$$\Delta\tau_{B2} = \frac{Q_{tm} + \frac{\Delta t \cdot 13}{2}}{m_{\text{H}_2\text{O}} \cdot c_{\text{pH}_2\text{O}} \cdot \Delta t} = \frac{93 + \frac{3,1 \cdot 13}{2}}{\frac{22}{60} \cdot 4,2 \cdot 3,1} = 24 \text{ s}$$

Den totala tiden för förlopp B blir då

$$\Delta\tau_B = 0,5 \cdot \Delta\tau_{B1} + \Delta\tau_{B2} = 13 + 24 = 47 \text{ s}$$

Det vid prov uppmätta värdet på $\Delta\tau_B$ 52 s överensstämmer väl med det teoretiskt uppskattade varför det antagna förloppet bör vara riktigt.

C - I Fig 4 visas den i figur 2 representerade reglerperioden samt en efterföljande. Under förloppet C ser vi att framledningstemperaturen är $0,5^{\circ}\text{C}$ högre än returen. Ett försök att visa att tidsfördröjningen $\Delta\tau_C$ är orsak till detta skall göras.

Med hjälp av Tabell 1 erhålles följande;

$$\Delta\tau_{Co} = 10 \text{ s} + 12,3 + 12,3 = 34,6 \text{ s} \quad (\text{strömning})$$

rör u.k. kond

$$(mc_p)_C = 0,22 + 0,4 + 4 + 4 + 0,3 + 0,3 = 9,22 \text{ kJ/}^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Temperaturgradienten vid avsvälvning} = 4,7^{\circ}\text{C}/300 \text{ s} = 1,567 \cdot 10^{-2} \text{ }^{\circ}\text{C/s.}$$

Tidsförskjutningen på grund av strömning, $\Delta\tau_C$, skulle då medföra en temperaturdifferens på $\Delta\tau_{C1} = 34,6 \cdot 1,567 \cdot 10^{-2} = 0,54^{\circ}\text{C}$

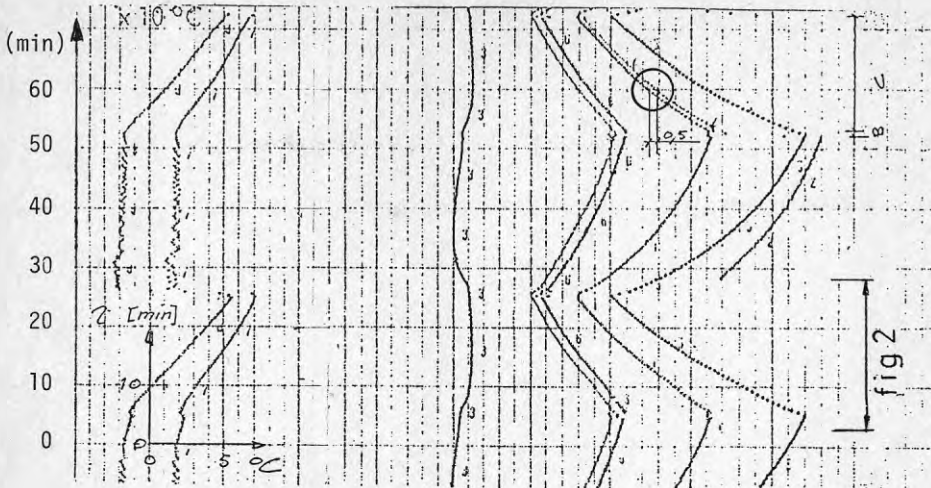


Fig 5

Bidrag från den termiska massan $(mcp)_C$ blir i genomsnitt

$$\dot{Q}_{t_{mc}} = \frac{22}{60} \cdot 4,2 \cdot 1,567 \cdot 10^{-2} = 24 \text{ W}$$

Dessutom lämnar cirkulationspumpen ett bidrag:

$$\text{Uppmätt elförbrukning } \dot{E}_{rad} = 137 \text{ W.}$$

Av dessa 137 W åtgår största delen till tryckfallsförluster i radiatorkretsen. Antag att 50 W tillförs radiatorvattnet i värmepumpen, vi får då:

$$\dot{Q}_C = 50 + 24 = 74 \text{ W}$$

Temperaturändringen härav uppgår till:

$$\Delta t_{C2} = \frac{74}{(22/60) \cdot 4,2 \cdot 10} = 0,05^\circ\text{C}$$

Den totala temperaturskillnaden mellan mätställena för fram- och returtemperaturen blir då:

$$\Delta t_C = 0,54 + 0,05 = 0,59^\circ\text{C}$$

I Fig 4 uppskattades skillnaden till $0,5^\circ\text{C}$. Denna temperaturdifferens förklaras därmed till största delen av tidsförskjutningen, $\Delta\tau_{C1}$, på grund av strömning.

I praktiken existerar det värmeförluster från värmepumpen under ständig. Dessa uppgår i detta fall, se Fig 8.7, till $\dot{Q}_{för1} = 160 \text{ W}$. Denna effekt tas då från radiatorvattnet samt de varma delarna i värmepumpen.

D - Ett resonemang enligt B kan ej föras eftersom den överförda effekt som skulle uppnås efter 25 sekunder om termiska massorna = 0 ej är känd. Det som krånglar till det hela är den förhöjda brinetemperaturen vilken medför en övereffekt under ca 1 minut.

I Fig 6 är den till radiatorvattnet avgivna värmeeffekten representerad som funktion av tiden.

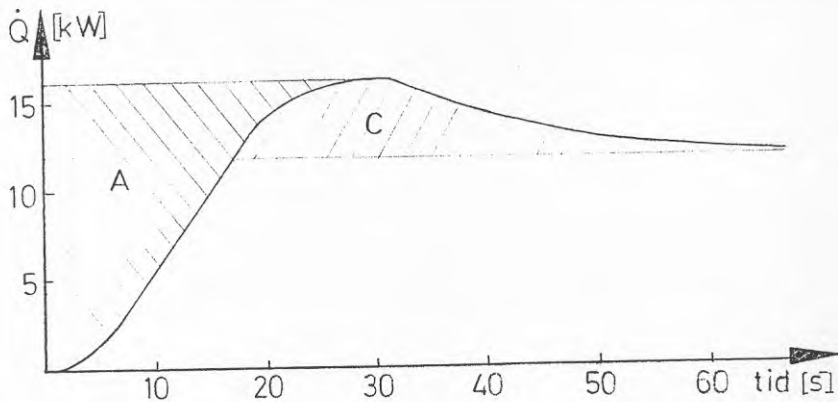


Fig 6 Avgiven effekt vid start

Ytan A motsvarar förlustenergi.

$$A \approx 208 \text{ kJ}$$

Ytan C är här att räkna som ett tillskott.

$$C \approx 85 \text{ kJ}$$

Den förlust i avgiven energi som erhålles vid start blir i detta fall:

$$Q_{fs} = 208 - 85 = 123 \text{ kJ}$$

Den förhöjning av brinetemperaturen som yttre värmeinläckning förorsakar motsvarar en höjning av avgiven värmeeffekt med ca 5 % under start. En korrigering map detta skulle ge oss

$$\left. \begin{array}{l} A = 1,05 \cdot 208 = 219 \text{ kJ} \\ C = 0,95 \cdot 85 = 81 \text{ kJ} \end{array} \right\} Q_{fs} = 138 \text{ kJ}$$

Ytan som motsvarar den erhållna energin efter stopp, enligt B, blir:

$$\Delta Q = 3 \cdot 9,7 + 24,6 \text{ s} \cdot 8,14 \text{ kW}/2 + 28 \text{ s} \cdot 1,5 \text{ kW}/2 = 150,2 \text{ kJ}$$

Den förlustenergi som, på grund av startförloppet, erhålles under en hel reglerperiod blir i detta fall

$$Q_{förl} = 150 - 138 = +12 \text{ kJ}$$

Under reglerperioden avges totalt:

$$Q_{\text{tot}} \approx 11,8 \cdot 27 \text{ min} \cdot 60 = 19 \text{ MJ}$$

Startförloppet skulle i detta fall medföra en vinst i avgiven energi på 0,6 o/oo.

Om drifttiden i stället var 1 min blir vinsten i stället 1,7 %.

E - Den i Fig 6.4 visade framledningstemperaturen för dynamisk drift understiger den vid stationär drift vid samma förhållanden. Fenomenet beror på de faktorer som påvisades i C. Temperaturdifferensen är således skenbar.

UTELUFTVÄRMEPUMP INOMHUSPLACERAD VÄRMEBEHOV 24200
 VARAV FÖR VÄRMEVATTEN 6000 KWH DUT=-19

KONSTANTER I ÖVP=F(TF;TBRIN) APROXIMATION MED RATA LINJER
 12.97 0.416 12.24 0.4068 11.6 0.385

KONSTANTER I ÖVP=F(TF;TBRI)
 4.0656 0.06639 4.3607 0.06412 4.65 0.068

MEDELFÖRL=364 W
 TOMGANGSFÖRBRUKN= 137 W
 RELATIV GANGTID 0.29
 RADIATORSYSTEM: 51 / 44
 ÖNSKAD INNOMHUSTEMPERATUR AR + 20 C

UTTEMP	ACC ÖTIL	ACC ÖVVAR	ACC COP	D-TID	ACC D-TID	TOT TID
< -19	81	0	0.000	0	0	10
-17	167	0	0.000	0	0	21
-15	402	0	0.000	0	0	53
-13	465	180	1.439	35	35	88
-11	517	637	1.561	78	113	166
-9	517	1293	1.674	98	211	273
-7	517	2199	1.759	125	336	431
-5	517	3386	1.832	154	490	654
-3	517	4951	1.900	190	680	972
-1	517	6474	1.951	175	855	1309
1	517	10243	2.036	413	1268	2225
3	517	14184	2.082	414	1683	3287
5	517	16569	2.109	232	1915	4008
7	517	18265	2.126	160	2075	4592
9	517	19683	2.138	131	2205	5159
11	517	20922	2.146	113	2318	5750
13	517	22096	2.151	107	2425	6443
> 13	517	23683	2.128	158	2583	8760

BALANSTEMPERATUR=-11
 COP inkl tillsats= 2.078
 COP inkluderar radiatorpump med 130 W

exklusive radiatorpump erhålles:

COP= 2.302
 COP inkl tillsats= 2.239

#####

UTELUFTVÄRMEPUMP INOMHUSPLACERAD VÄRMEBEHOV 24200
 VARAV FÖR VÄRMVATTEN 6000 KWH DUT=-19

#####

 KONSTANTER I QVP=F(TF,TBRIN) APROXIMATION MED RATA LINJER
 12.97 0.416 12.24 0.4068 11.6 0.385

KONSTANTER I EVP=F(TF,TBRI)
 4.0656 0.06639 4.3607 0.06412 4.65 0.068
 #####

MEDELFÖRL= 0 W
 TOMGANGSFÖRBRUKN= 0 W
 RELATIV GANGTID 0.26
 RADIATORSYSTEM: 51 / 44
 ÖNSKAD INOMHUSTEMPERATUR ÅR + 20 C

UTETEMP	ACC QTL	ACC QVPAR	ACC COP	D-TID	ACC D-TID	TOT TID
< -19	81	0	0.000	0	0	10
-17	167	0	0.000	0	0	21
-15	402	0	0.000	0	0	53
-13	447	197	1.577	35	35	88
-11	463	691	1.693	78	113	166
-9	463	1347	1.779	94	207	273
-7	463	2252	1.866	118	325	431
-5	463	3440	1.951	143	468	654
-3	463	5005	2.037	174	642	972
-1	463	6528	2.107	158	800	1309
1	463	10297	2.232	365	1165	2225
3	463	14238	2.304	365	1529	3287
5	463	16623	2.347	200	1729	4008
7	463	18319	2.378	135	1863	4592
9	463	19737	2.405	107	1970	5159
11	463	20976	2.428	89	2059	5750
13	463	22150	2.451	81	2140	6443
> 13	463	23737	2.473	104	2244	8760

BALANSTEMPERATUR=-11
 COP inkl tillsats= 2.405
 COP inkluderar radiatorpump med 0 W

exklusive radiatorpump erhålles:

COP= 2.473
 COP inkl tillsats= 2.405



**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 820919-8
från Statens råd för byggnadsforskning till Inst. för
Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm.**

R111: 1985

ISBN 91-540-4443-X

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6705111

**Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang**

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

Cirkapris: 35 kr exkl moms