



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

R150:1985

Värmepumpanläggning vid Ruddalens isbanor, Göteborg

Mätningar och uppföljning

Per Holmberg
Thore Berntsson

K
AM

INSTITUTET FÖR
BYGGDOKUMENTATION

Accnr

Plac *ser*

BYGGDOK

Institutet för byggdokumentation
Hälsingegatan 49
113 31 Stockholm, Sweden
Tel 08-34 01 70
Telex 125 63. Telefax 08-32 48 59

Byggeforskningsrådet

R150:1985

VÄRMEPUMPANLÄGGNING VID RUDDALENS ISBANOR,
GÖTEBORG

Mätningar och uppföljning

Per Holmberg
Thore Berntsson

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 801293-8
från Statens råd för byggnadsforskning till Institutionen
för värmeteknik och maskinlära, CTH, Göteborg.

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

R150:1985

ISBN 91-540-4499-5

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck AB Stockholm 1985

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

1. Inledning	1
2. Allmänt om isbaneanläggning och värmepump	2
3. Mätpunkter och insamlingsmetodik	5
4. Drift	8
5. Resultat av mätningarna	12

Diagram

1. INLEDNING

Vid Ruddalens isbaneanläggning installerades 1981 en värmepump. Man utnyttjar här det faktum att man inom ett relativt begränsat område har både kyl- och värmebehov.

Sommartid fungerar skridsko- och bandybanor som värmeupptagande ytor, varvid värme från sol och luft överförs till värmepumpen via den cirkulerande CaCl_2 -lösningen. Vintertid används värmepumpen tillsammans med den ursprungliga kylanläggningen för nödvändig kylning av isbanorna. Det på så vis erhållna värmets från värmepumpen används för att värma varmvatten till närliggande bostadsområden. Distributionen sker via en intilliggande panncentral, där även temperaturen på det utgående varmvattnet kan höjas vid behov. Antalet abonnenter är ca 3500 lägenheter.

Mätningar på värmepumpsanläggningen har genomförts under tiden januari 1983 - september 1984. Syftet med dessa har varit att kartlägga själva värmepumpens arbetssätt under olika driftförhållanden. Faktorer som påverkar värmekällan (solstrålning, utetemperatur, vindstyrkor, etc) eller värmesänkan (reglerstrategier i panncentralen, utetemperatur, etc) har inte studerats. Projektet har genomförts som ett "lågbudgetprojekt" för uppföljning av värmepumpen. Den totala projektkostnaden har varit ca 100 000 kr inklusive mätutrustning.

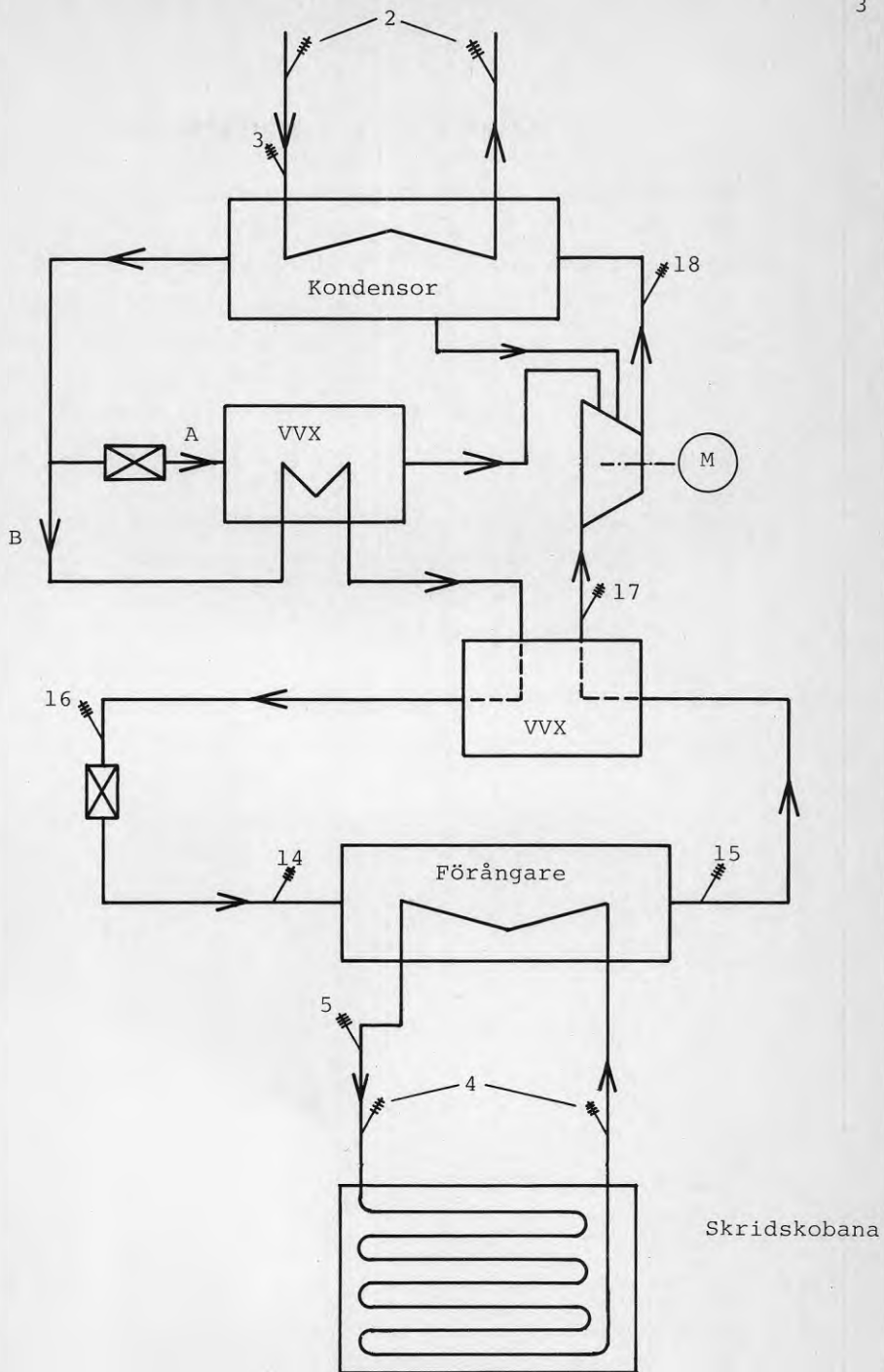
2. Allmänt om isbaneanläggning och värmepump

Ruddalens isbaneanläggning består av en skridskobana, yta 4800 m², och en bandybana, yta 7800 m².

Köld/värmebärarsystemet består av ytligt liggande metallrör, i vilka en ca 25 % CaCl₂-lösning cirkulerar. Rörslingorna är uppdelade i sektioner, bandybanan i tre separata lika stora sektioner och skridskobanan i två. Varje sektion har en egen cirkulationspump, som kopplas in manuellt.

För kylning av banorna finns förutom värmepump fem st kylkompressorer, Sabroe SMC 16-100, kyleffekt ca 500 kW/kompressor. Dessa arbetar med ammoniak som arbetsmedium i en intern krets.

Värmepumpens utseende framgår av figur 1. Värmepumpen är tillverkad av STAL Refrigeration AB, modell VSV 73EB. Den arbetar enligt förångningsprincipen och har två interna värmeväxlare. I förångaren avger köldbäraren värme till det cirkulerande köldmediet, här R12, som förångas. Trycket i förångaren är P_1 , temperaturen T_1 . Därefter värmeväxlas ångan med köldmediekondensat för att öka överhettningen på ångan och underkylningen av kondensatet. Köldmedieångan sugas sedan in i anläggningens kompressor, där trycket höjs till P_2 . Kompressorn är av dubbelskruvtypen. Kapacitetsregleringen sker steglöst med en slidventil, som när den är öppen leder tillbaka en del icke komprimerad gas till inloppssidan. Från botten av kondensorn sprutas flytande köldmedium in i mitten av kompressorn och förångas där under värmeupptagning. Detta minskar det erforderliga arbetet. Efter passage av kompressorn avger köldmedieångan sitt överhettnings- och kondenseringsvärme till fjärrvärmvattnet. Kondensationen sker vid temperaturen T_2 . Huvudflödet ut ur kondensorn delas upp på två strömmar, A och B. A stryps i en expansionsventil varvid en del förångas och



Figur 1.

trycket sänks. I den s k economisern värmeväxlas A och B så att allt A förångas. Denna ånga går sedan in i mitten av kompressorn. Genom värmeväxlingen underkyls kondensatet (B). Denna ström underkyls ytterligare i den andra internvärmeväxlaren enligt ovan, vilket resulterar i en höjning av förångarens kapacitet. Innan köldmediet återigen förångas, stryps det i expansionsventilen ner till trycket P_1 . Ventilen reglerar flödet till förångaren i förhållande till aktuell kapacitet och aktuella temperaturer.

Förångningstemperaturen regleras så att utgående freontemperatur efter förångaren är så litet överhettad som är praktiskt möjligt, ca 1°C . Nödvändig överhettningstemperatur åstadkommes sedan i ovan nämnda internvärmeväxlare. Genom detta arrangemang kan förångningstemperaturen hållas högre än om överhettningen skulle skett i förångaren.

3. MÄTPUNKTER OCH INSAMLINGSMETODIK

Vid utvärderingen av anläggningen har mätningar av ett antal temperaturer gjorts. Som givare har genomgående använts termoelement av chromel-alumeltyp. Deras placering framgår av figur 1.

- 2 = differens mellan ut- och ingående varmvatten
- 3 = temperatur på ingående varmvatten
- 4 = differens mellan in- och utgående köldbärartemperatur
- 5 = temperatur på ingående köldbärarlösning
- 6 = utetemperatur
- 14 = temperatur före förångare
- 15 = temperatur efter förångare
- 16 = temperatur före strypventil
- 17 = temperatur efter värmväxlare
- 18 = temperatur efter kompressor

Alla temperaturer och temperaturskillnader har registrerats en gång varje halvtimme och lästs in på kassetband med hjälp av en datalogger Solatron Compact Logger 3430.

För att få en uppfattning om anläggningens aktuella kapacitet har även slidventilens i kompressorn läge registrerats och lästs in på banden. För beräkning av värmepumpens värmefaktor behövde också varmvattnets flöde och kompressor-effekten mätas. Vattenflödet och kompressornas energiförbrukning har noterats manuellt normalt två gånger per dygn, varefter medelvärden under tidsintervallet av vattenflöde och kompressoreffekt beräknats. I anläggningen finns dessutom

en värmemängdsmätare installerad av värmepumpens ägare. Denna har avlästs på samma sätt som vattenmängd och el-energi ovan. För tryckmätningar har Värmeteknik och maskinlära installerat precisionsmanometrar före kompressorn och vid kondensorn, då befintliga manometrar ej har tillräcklig noggrannhet. Avläsningar av dessa tryck är det enda sätt som förångnings- resp kondenseringstemperaturerna kan erhållas på.

Beräkningar

Data från kassetbanden har lästs in och behandlats på institutionens dator. Dagsmedelvärden av temperaturerna samt slidventilens läge har beräknats för att få samma tidsbasis som värdena på flöden och effekter. Avgiven värmeeffekt i anläggningens kondensor har beräknats enligt:

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot c_p \cdot \rho \theta_2$$

där

V = vattenflöde i m^3/s

c_p = vattnets specifika värme, J/kg

ρ = vattnets densitet kg/m^3

θ_2 = temperaturskillnad mellan in- och utgående varmvatten

De av Värmeteknik och maskinlära mätta och beräknade värdena på avgiven kondensoreffekt har jämförts med värden från befintlig värmemängdsmätare. Då varmvattenflödet har erhållits från samma flödesmätare, härrör sig skillnaderna ifrån temperaturmätning och summering i värmemängdsmätaren. Värmefaktorn (COP) definieras som kvoten mellan avgiven värmemängd och tillfört arbete:

$$COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}}$$

Värmefaktorn har beräknats för varje värde på \dot{Q} .

Vid beräkningar av värmefaktorn har endast elförbrukningen i kompressorn medtagits, dvs förbrukningen hos kringutrustningen har inte inkluderats. En diskussion om påverkan på värmefaktorn kommer senare att göras.

Då vattenmängd och kompressorns energiförbrukning bara noteras två gånger per dygn (vardagar), kan utvärdering endast göras för perioder med kontinuerlig drift. Även vid korta driftstopp kan ej medelflöde och medelenergiförbrukning beräknas. Vidare har problem med mätutrustningen, framför allt kassetbanden, gjort att mätresultaten för ca tre veckor saknas. Sammanlagt saknas resultat för ca 15 % av den totala mätperioden.

4. DRIFT

Planerad

Enligt fritidsnämndens egna kalkyler beräknades värmepumpen ha en årlig drifttid på ca 5825 h, varav 4825 h ren värmepumpsdrift, övrig tid som värmepump/kylanläggning. Den totala årliga energiproduktionen beräknades till 9400 MWh, med 1,7 MW uteffekt vid ren värmepumpsdrift resp 1,2 MW under issäsongen. Värmefaktorn för dessa bägge fall beräknades till 2,8 resp 2,0. Räknat på helt år fås 2,7.

I praktiken

Drifttiden under 1983/84 har varit ca 5200-5300 h/år, dvs något lägre än planerat. Anledningen till detta är att man under denna tidsperiod har haft talrika driftstopp, vilka kommer att beskrivas närmare i följande avsnitt. En ytterligare praktisk erfarenhet är att värmepumpen ej har kunnat användas i någon större utsträckning under issäsongen, då värmepumpens effektuttag ur marken har medfört att temperaturen i marken och därmed också i köldbäraren snabbt har blivit för låg.

Den totala levererade energimängden har under 1983/84 varit ca 8000 MWh/år med en värmefaktor på 2,4-2,6, dvs under kalkylerat även vad gäller värmefaktor.

En anledning till att värmefaktorn har varit lägre än den kalkylerade är att man ej har kunnat koppla in alla sektioner samtidigt. Varje sektion har en separat pump, som levererar ett i princip konstant flöde, vilket medför att det sammanlagda flödet ökar för varje sektion som kopplas in. Driftpersonalens erfarenhet är att maximalt tre sektioner kan kopplas in samtidigt. Överskreds detta, erhöles problem med köldbärarpumpen till värmepumpens förångare. Detta faktum ger tillsammans med att inkopplingen sker

manuellt som resultat att effektuttaget under längre perioder (nätter, helger) görs från en och samma del av den totala ytan. Man erhåller då en lägre köldbärartemperatur och därmed större temperaturlyft i värmepumpen med lägre värmefaktor som resultat. En översyn av driftstrategien för distributionen av köldbäraren i isbanornas rör-system skulle med all sannolikhet leda till möjligheter att på ett enkelt sätt förbättra värmefaktorn.

Driftstörningar

Under perioden jan 83-sept 84 har man haft ett fyrtiotal oplanerade stopp, vars varaktighet har varierat från ett par timmar upp till en månad.

Längre driftstopp

15/3-5/4 1983

Orsak: Kompressorhaveri. En silplåt lossade och passerade genom kompressorn. Helrenovering hos STAL Refrigeration i Norrköping.

18/5-13/6 1983

Orsak: För hög returtemperatur på hetvattnet.

3/9-5/9 1983

Orsak: Sprucken ventil på kompressorn.

10/9-12/9 1983

Orsak: Sprucken ventil på kompressorn.

29/9-18/10 1983

Orsak: Kompressorhaveri. Den stång, med vilken kapacitetsregleringen görs, hade lossat och gått in i kompressorn. Dessutom var lagren i dåligt skick på grund av förorenad olja. Resultatet blev att en ny kompressor införskaffades, medan den gamla totalrenoverades och nu finns som reserv.

Övriga stopp har varit i betydligt kortare tidsperioder. Orsakerna har varierat, dock har två anledningar till driftstopp förekommit tillräckligt ofta för att kommenteras.

En orsak till stopp har varit att oljefiltren har satt igen. Detta skedde i första hand under 1983. Igensättningen har främst berott på skräp, som har funnits i värmepumpen från början. Under 1984 har inte filtren satt igen ofta, varför denna felkälla verkar ha varit av temporär karaktär.

Den andra tätt återkommande orsaken till driftstopp har varit för hög returtemperatur på hetvattnet, varvid värmepumpen löser ut på högtryckslarmet. För återstart av värmepumpen krävs manuell återställning av larmet, varför den totala stopptiden blir beroende av när händelsen inträffade. (Driftpersonalen arbetar normalt endast vardagar, dagtid). Fritidsförvaltningen har sökt åtgärda detta, och som första åtgärd kopplades larmen till Larmcentralen, som ringer upp jourhavande maskinist, som i sin tur kan återställa snabbare. För att ytterligare minska stopptiden vid för hög temperatur på returvattnet har en bypassledning installerats på hetvattenslingan. Bypassledningen öppnas, då returvattnets temperatur är för hög, och värmepumpen stoppar. Denna typ av stopp kräver ej manuell återstart, och därför kan stopptiden minimeras. Denna problemställning diskuteras närmare nedan.

Under det första året som värmepumpen var i drift hade man stora problem med för hög returtemperatur på hetvattnet. En

returtemperatur på ca 64 °C och däröver medför att värmepumpen stoppar på grund av för högt kondenseringsstryck. Då den normala returtemperaturen ligger på ca 60 °C ± 2 °C, har man små marginaler uppåt i temperaturen. Detta hade som följd bl a att värmepumpen stod stilla under en månad sommaren 1983. Orsaken till de höga returtemperaturerna ligger i det faktum att värmepumpen kopplades in på ett befintligt uppvärmningssystem, ett system som ej var anpassat till värmepumpen. Systemet är uppbyggt av två huvudpanncentraler och ett flertal undercentraler. I sammanhanget bör nämnas att panncentralerna och huvuddelen av de fastigheter som är inkopplade på nätet är i Göteborgshems regi, men ytterligare två bostadsbolag samt kommunen utnyttjar nätet till sina fastigheter, vilket försvårar samordningen. Alltsedan starten av värmepumpen har förbättringar gjorts på förbrukarsidan. Den viktigaste är att man med hjälp av reglerutrustning i panncentralen på Musikvägen genom blandning av eget returvatten och returvatten från panncentralen på Altfiolsgatan nu kan få rätt flöde och temperatur till värmepumpen (förutsatt att det är praktiskt möjligt). I undercentralerna finns fortfarande en del kvar att förbättra. Det händer fortfarande att returtemperaturen sporadiskt är för hög, men genom åtgärderna vid panncentral och värmepump har stopptiderna för värmepumpen minskat avsevärt.

5. RESULTAT AV MÄTNINGARNA

Utvärderade parametrar

Huvudsyftet har varit att studera effekter, värmefaktorer och energimängder för värmepumpen. Vidare har inverkan på värmepumpens prestanda av några för denna teknik betydelsefulla parametrar studerats, nämligen köldbärartemperatur, slidläge i kompressorn och grad av överhettning i förångaren resp efter kompressorn. Carnotverkningsgradens storlek under olika förhållanden har också bestämts. Variationen av varmvattentemperaturen med årstiden har inte varit tillräckligt stor för att slutsatser om denna parameters påverkan på prestanda skall kunna dras.

Årssummering

I anslutning till värmepumpen finns värmemängdsmätare, el-energimätare och drifttidsmätare. Drifttidsmätare ingår i värmepumpens utrustning, medan övriga mätare har installerats på uppdrag av fritidsnämnden. I augusti 1984 installerades en ny värmemängdsmätare, då den gamla uppenbarligen gav en för låg levererad energimängd. Detta visade sig vid energibalanser i panncentralen och vid jämförelser med Värmeteknik och maskinläras mätningar.

Resultatet av mätningarna visas i tabell 1. Den levererade energin, och därmed värmefaktorn, är ca 7 % för låg (se nedan).

Tabell 1

	Levererad energi (MWh)	Driv(el-)energi (MWh)	Drifttid (h)	Värmefaktor
1983	7191	2968	5194	2,42
1984	7782	3218	5380	2,42

Jämförelse energimätning-värmemängdsmätare

Resultatet av Värmeteknik och maskinläras mätningar jämfört med värmemängdsmätarna kan ses i tabell 2.

Tabell 2

Tid	Energimängd		% skillnad (kvot)
	Energimängd mätt (MWh)	Värmemängdsm. (MWh)	
1983	5364	5012	7,0
1984 t o m 5/8	4292	4054	5,9
1984 5/8-26/9 ¹⁾	1497	1449	3,3

1) Byte av värmemängdsmätare

Av siffrorna ovan kan utläsas att skillnaden mellan mätmetoderna är 6-7 % före bytet av värmemängdsmätare men att den ungefärligen halveras efter bytet.

Då energimätningarna endast kan göras under perioder med kontinuerlig drift, är jämförelsen ej fullständig för hela tidsperioden. En extrapolation av årsresultaten med antagandet att skillnaderna är konstanta i tiden ger en energimängd på 7693 MWh för 1983 och 8148 MWh för 1984.

Medeleffekt, värmefaktor

Medeleffekt och värmefaktor har beräknats utgående från mätningarna. Dessa visas som veckomedelvärden i diagram 1-4 för 1983 och 1984 t o m vecka 39.

Som kan utläsas av diagram 1 och 2 har medeleffekten varierat från ca 1,2 MW till ca 1,7 MW. Under en fyraveckorsperiod sommaren 1984 var effekten högre, ca 1,9 MW. Detta

berodde på att returtemperaturen på varmvattnet då var ca 5 °C lägre än normalt.

Värmefaktorn har mestadels varit inom intervallet 2,5-2,7 med extremvärden på ca 2,0 resp 3,0.

Som tidigare nämnts har elförbrukningen för kringutrustningen inte inkluderats i värmefaktorn. Denna utrustning består av cirkulationspumpar för köldbäraren och en cirkulationspump för varmvattnet mellan panncentralen och värmepumpen. För köldbäraren finns en cirkulationspump vid värmepumpen med en märkeffekt på 18 kW, 2 vid skrinbanan på vardera 18 kW och 3 vid bandybanan på vardera 12 kW. Normalt är 4-5 av dessa inkopplade samtidigt, vilket motsvarar en märkeffekt av 50-60 kW. Detta är av storleksordningen 8-10 % av elförbrukningen i kompressorn. Den verkliga elförbrukningen i pumparna är troligen klart lägre än märkeffekten. Bedömningsvis minskar därför värmefaktorn med ca 5 %, om pumparnas förbrukning inkluderas. Cirkulationspumpen för varmvattnet har en märkeffekt på endast 3 kW och kan därför försummas.

Köldbärartemperatur

I diagram 5-6 visas till värmepumpen ingående köldbärartemperatur som veckomedelvärde. Diagrammen visar att köldbärartemperaturen har sitt maximum under veckorna 20-35, vilket motsvarar de tre sommarmånaderna. Veckomedelvärdet är då i intervallet 10-13 °C. Några veckor har högre medeltemperatur, vilket beror på att värmepumpen då har stått stilla nattetid under några dygn.

Köldbärartemperaturen varierar mycket under dygnet. Detta kan ses i diagram 7-9, där köldbärartemperaturen har plotats halvtimmesvis för en vårvecka, en sommarvecka samt en höstvecka. Samtliga veckor är under 1984, och värmepumpen var i kontinuerlig drift. Ur diagram 8 kan utläsas att köld-

bärartemperaturen kan variera upp till 17-18°C under ett och samma dygn. Ur diagrammet går också att utläsa när omkoppling till andra sektioner i skrinna- och bandybanorna sker. Detta ger sig tillkänna i plötsliga temperaturhopp mellan två på varandra följande halvtimmesvisa avläsningar.

Carnotverkningsgrad

Skruvkompressorn i värmepumpen regleras steglöst med en slid. Slidens läge mäts och visas kontinuerligt på värmepumpens manöverpanel. Värmeteknik och maskinläras logger har kopplats till denna signalutgång, och slidens läge registreras varje halvtimme, representerat som ett värde på en icke linjär skala från 0,01-0,10.

För att visa hur kompressorns effektivitet varierar vid olika temperaturnivåer på köldbäraren har Carnotverkningsgraden beräknats. Som bekant definieras Carnotvärmefaktorn enl

$$\text{COP}_c = \frac{T_K}{T_K - T_F}$$

där T_K = kondenseringstemperatur

T_F = förångningstemperatur

och Carnotverkningsgraden enl

$$\eta_c = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_c}$$

Då kondenserings- och förångningstemperaturerna ej har mätts kontinuerligt, måste dessa ansättas. I detta fall har kondenseringstemperaturen satts som 5 °C över utgående hetvattentemperatur och förångningstemperaturen som 5 °C under utgående köldbärartemperatur.

Resultatet visas i diagram 10 och 11. I diagram 10 visas Carnotverkningsgraden för en ingående köldbärartemperatur inom intervallet 2-4 °C, och i diagram 11 är motsvarande intervall 10-12 °C. Temperaturerna på varmvattensidan ligger inom ett intervall på några grader. Carnotverkningsgraden har avsatts mot slidläge. De slidlägen som finns i diagrammen motsvarar full effekt/nära full effekt.

I diagrammen kan ses att Carnotverkningsgraden ökar med ökande slidläge (kapacitet), framför allt i diagram 11. Vidare kan vid jämförelse av diagrammen ses att Carnotverkningsgraden är ungefärligen lika för bägge temperaturintervallen.

Som framgår av diagrammen är spridningen stor. Ett ungefärligt medelvärde av Carnotverkningsgraden är 0,55. De slidlägen som använts motsvarar en liten nedreglering (90 % utslag betyder en nedreglering med ca 7 %). Några värden med en kraftig nedreglering finns inte.

Värmepumpen

Förångaren

Av praktiska skäl kunde vare sig temperatur eller tryck i förångaren mätas. I stället har trycket i inloppet till kompressorn mätts vid några tillfällen under olika driftbetingelser. Detta tryck bör ej vara detsamma som i förångaren, då ånga emellan har passerat en internvärmväxlare med tillhörande tryckfall. Som framgår av resultaten nedan, kan dock detta tryckfall ej vara stort. Temperaturen motsvarande trycket i inloppet till kompressorn har jämförts med uppmätt temperatur efter förångaren. Resultatet av mätningarna kan ses i tabell 3.

Tabell 3

Tryck i inloppet på kompressorn (bar)	Motsvarande mätnads-temperatur (°C)	Temperatur efter förångaren (°C)	Ingående köldbärar-temperatur (°C)	Utgående köldbärar-temperatur (°C)
1,70	-17,0	-15,3	-6,8	-5,0
1,81	-15,4	-14,4	-4,9	-7,2
2,68	-4,1	-3,0	5,0	2,8
3,27	1,8	3,2	14,4	10,7
4,05	8,6	10,3	19,6	16,9

Ur resultaten ovan kan utläsas att skillnaden mellan mätnadstemperaturen motsvarande trycket i inloppet till kompressorn och temperaturen efter förångaren är ca 1 å 2 °C. Då eventuella tryckfall i internvärmväxlaren minskar denna differens ytterligare, kan under alla förhållanden sägas att överhettningen är liten. Förångningstemperaturen måste ligga i intervallet mellan mätnadstemperatur i kompressorinlopp och temperaturen efter förångaren, dvs temperaturdifferensen mellan förångningstemperatur och utgående köldbärartemperatur är ca 8-10 °C. Även om antalet mätningar är litet, kan man se att överhettning och temperaturdifferens ligger inom samma storleksordning för olika driftsförhållanden (köldbärartemperaturnivåer).

Kondensor

På samma sätt som för förångaren har kondenseringstrycket mätts. Som tidigare nämnts ligger returvarmvattentemperaturen vanligen konstant runt 60 °C, varför driftsförhållandena i kondensorn ej varierar mycket. Typiska värden är en kondenseringstemperatur som ligger ca 2 å 3 °C över utgående varmvatten. Överhettningen i kompressorn är ca 20 °C.

Övrigt

Ytterligare tre interna köldmedietemperaturer har mätts i värmepumpen, temperaturen före och efter andra strypventilen samt temperaturen före kompressorn (efter internvärmväxlaren). Temperaturen efter strypventilen är ca 10°C högre än mättnadstemperaturen i kompressorinloppet (\sim förångningstemperaturen), vilket motsvarar ungefär 1 bars tryckskillnad. Denna tryckskillnad krävs för att täcka tryckfallet i förångarens fördelningsdysor. Typiska värden på temperaturerna efter internvärmväxlaren är inom intervallet $15\text{-}30^{\circ}\text{C}$ med ca $6\text{-}7^{\circ}\text{C}$ högre temperatur på vätskesidan.

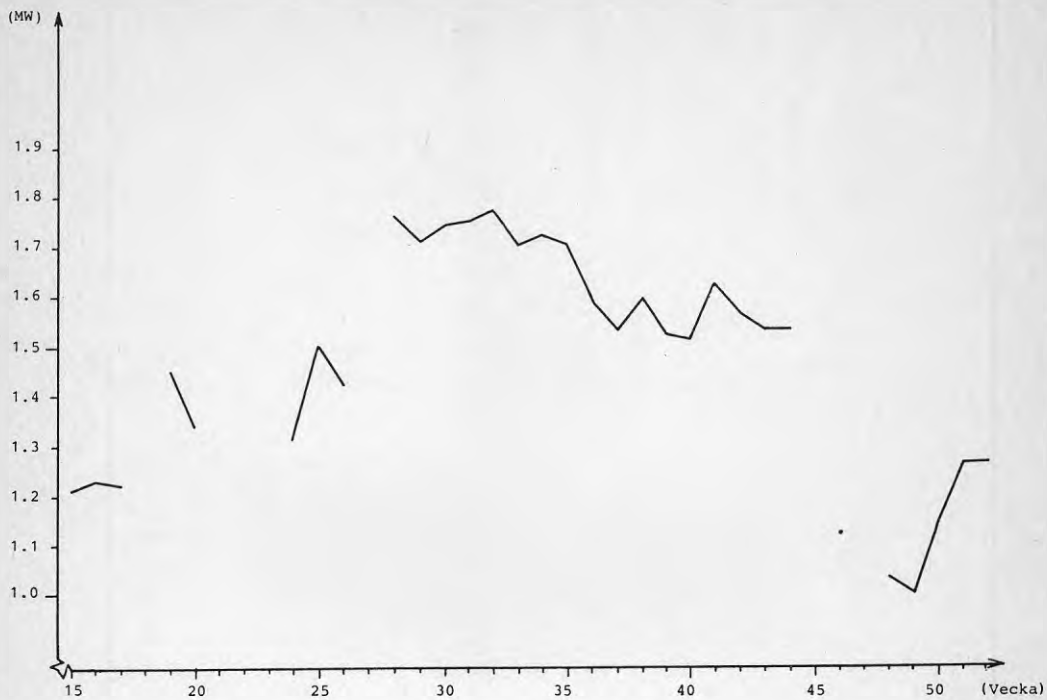


Diagram 1. Effekt, veckomedel 1983.

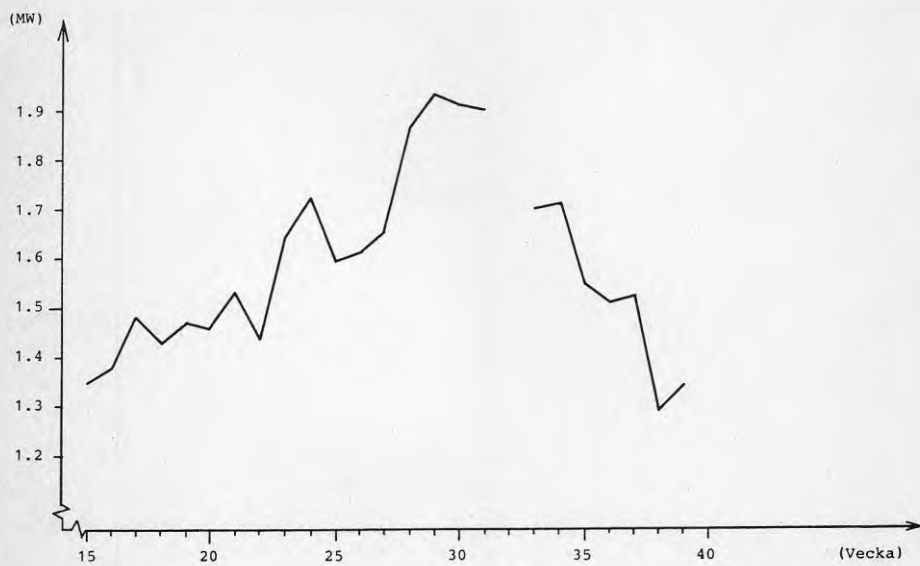


Diagram 2. Effekt, veckomedel 1984.

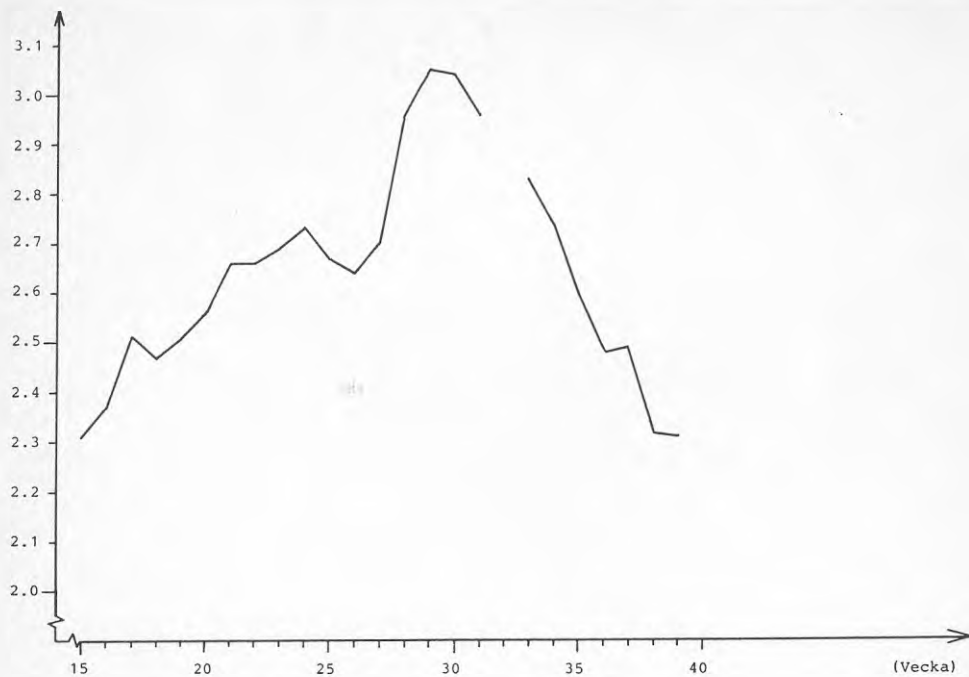


Diagram 3. Värmefaktor, veckomedel 1983.

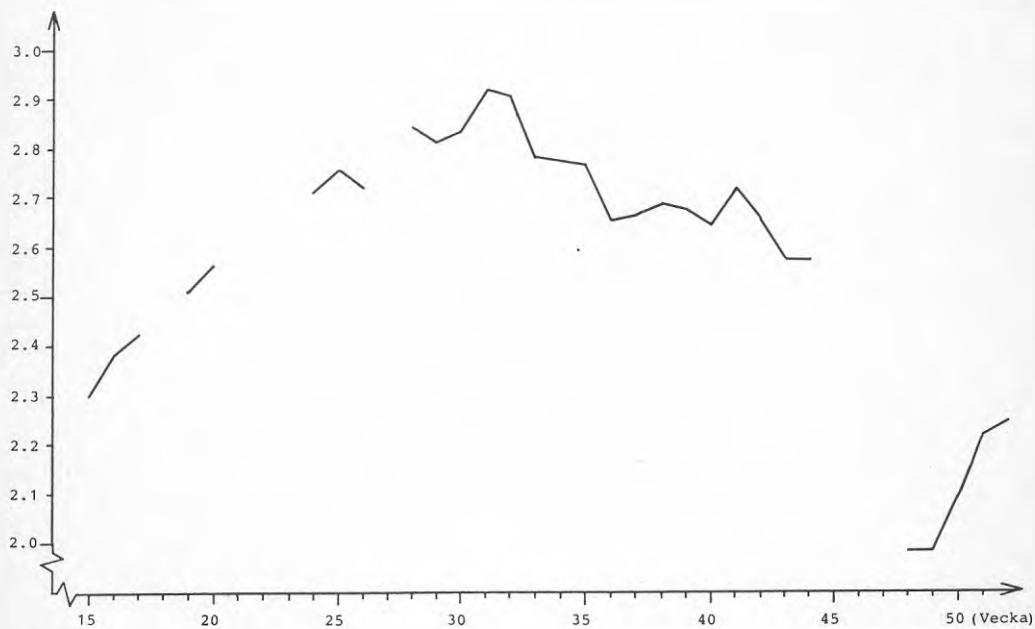


Diagram 4. Värmefaktor, veckomedel 1984.

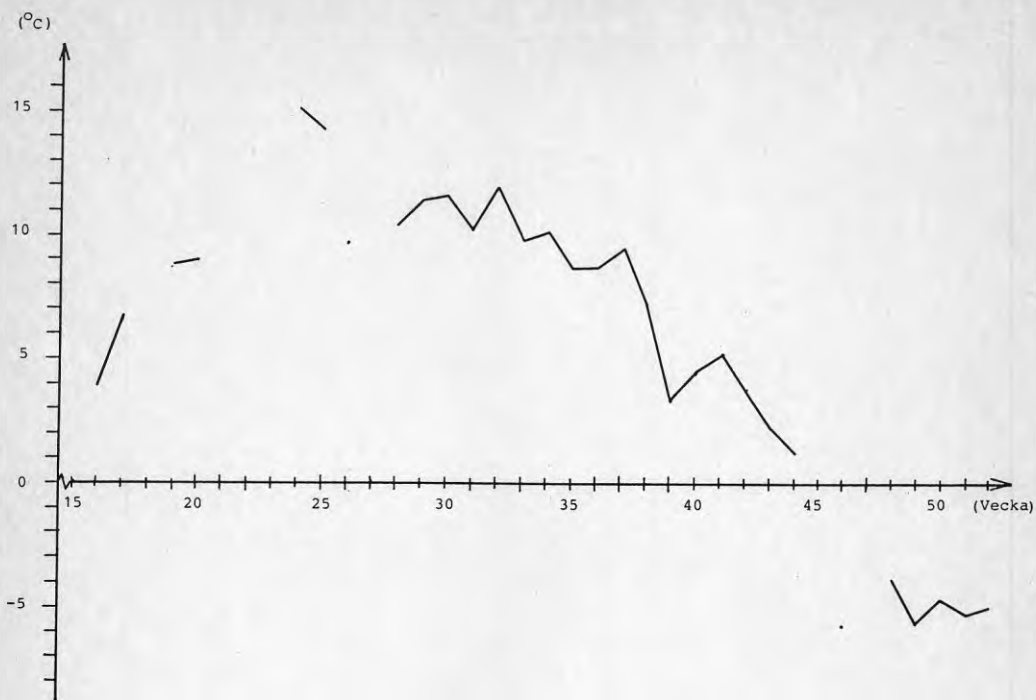


Diagram 5. Köldbärartemperatur, veckomedel 1983

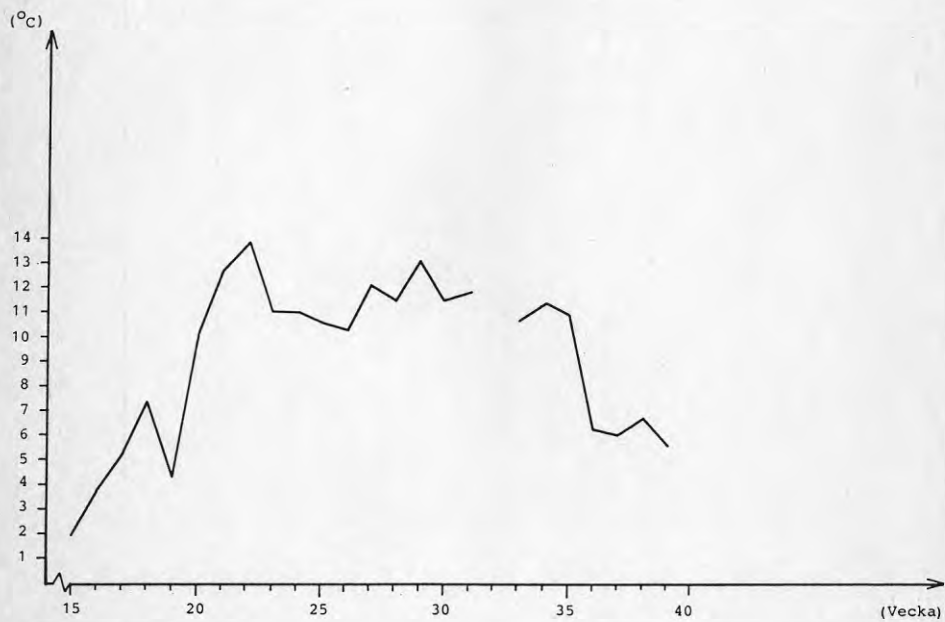


Diagram 6. Köldbärartemperatur, veckomedel 1984.

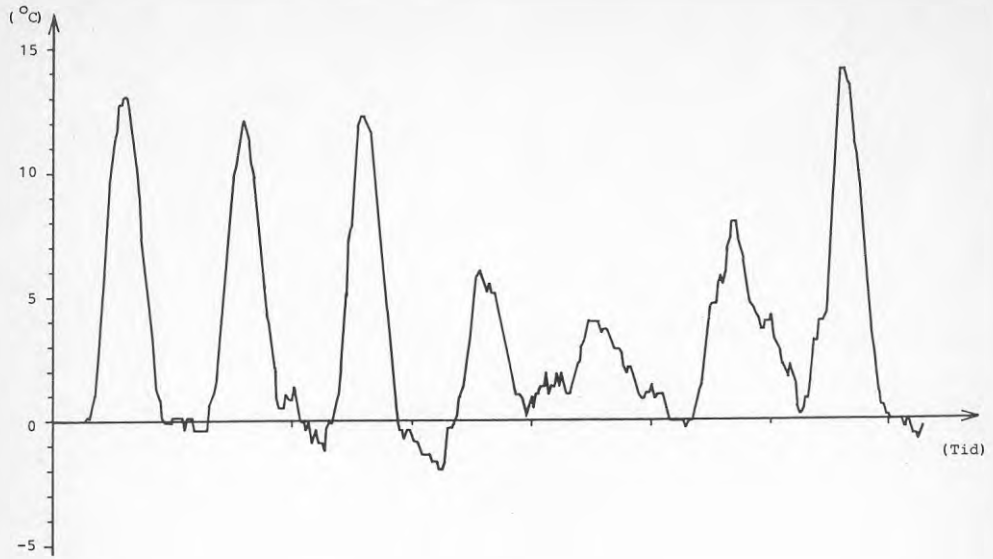


Diagram 7. Köldbärartemperatur, halvtimmesintervall.

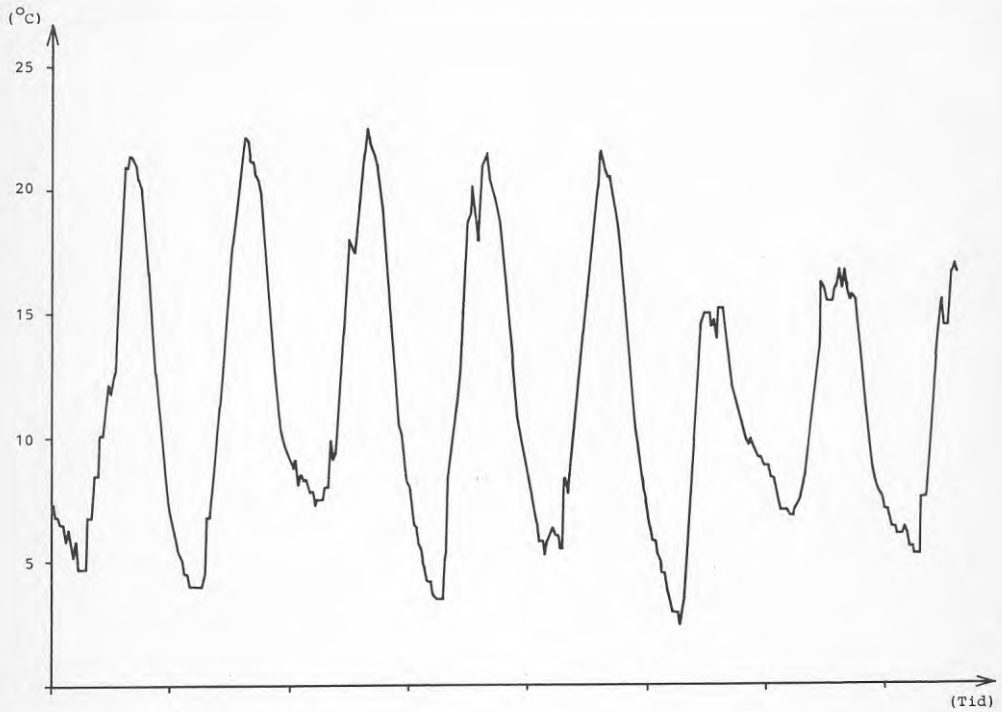


Diagram 8. Köldbärartemperatur, halvtimmesintervall.

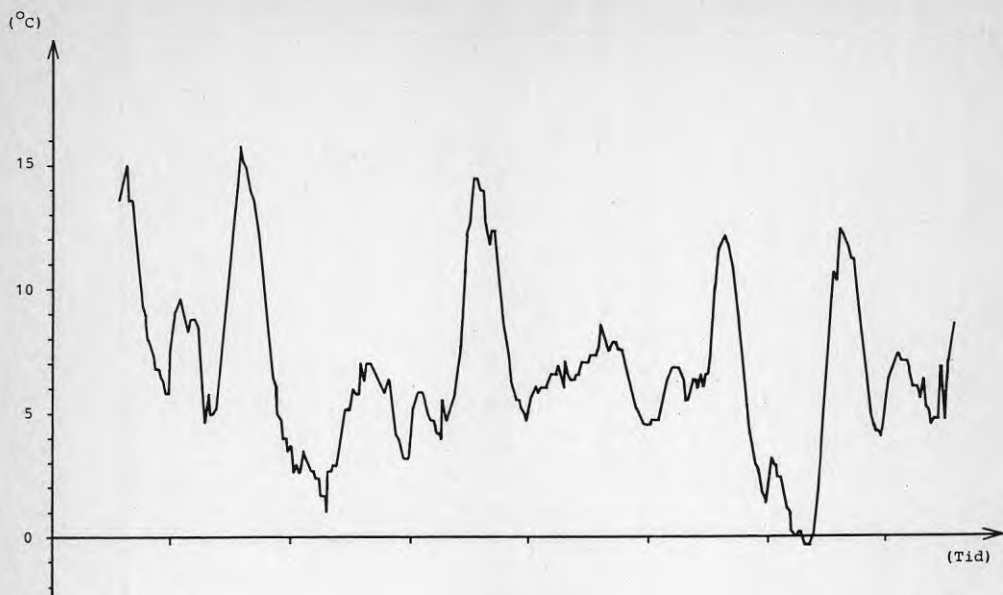


Diagram 9. Köldbärartemperatur, halvtimmesintervall.

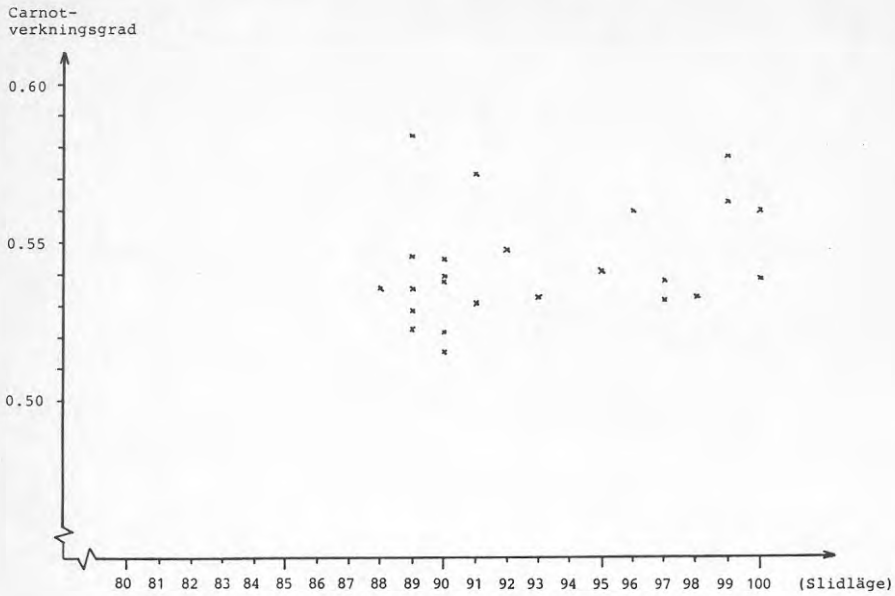


Diagram 10. Carnotverkningsgrad som funktion av slidläge.

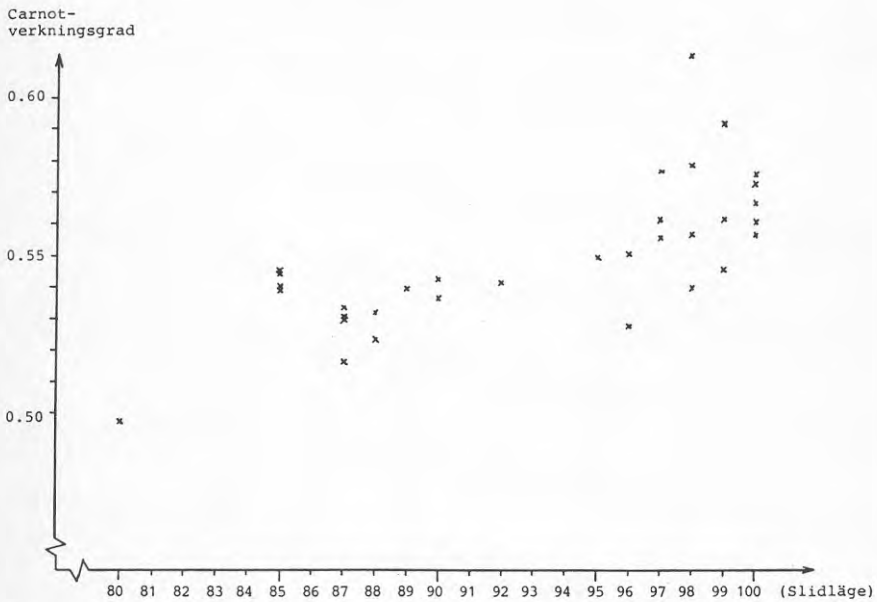
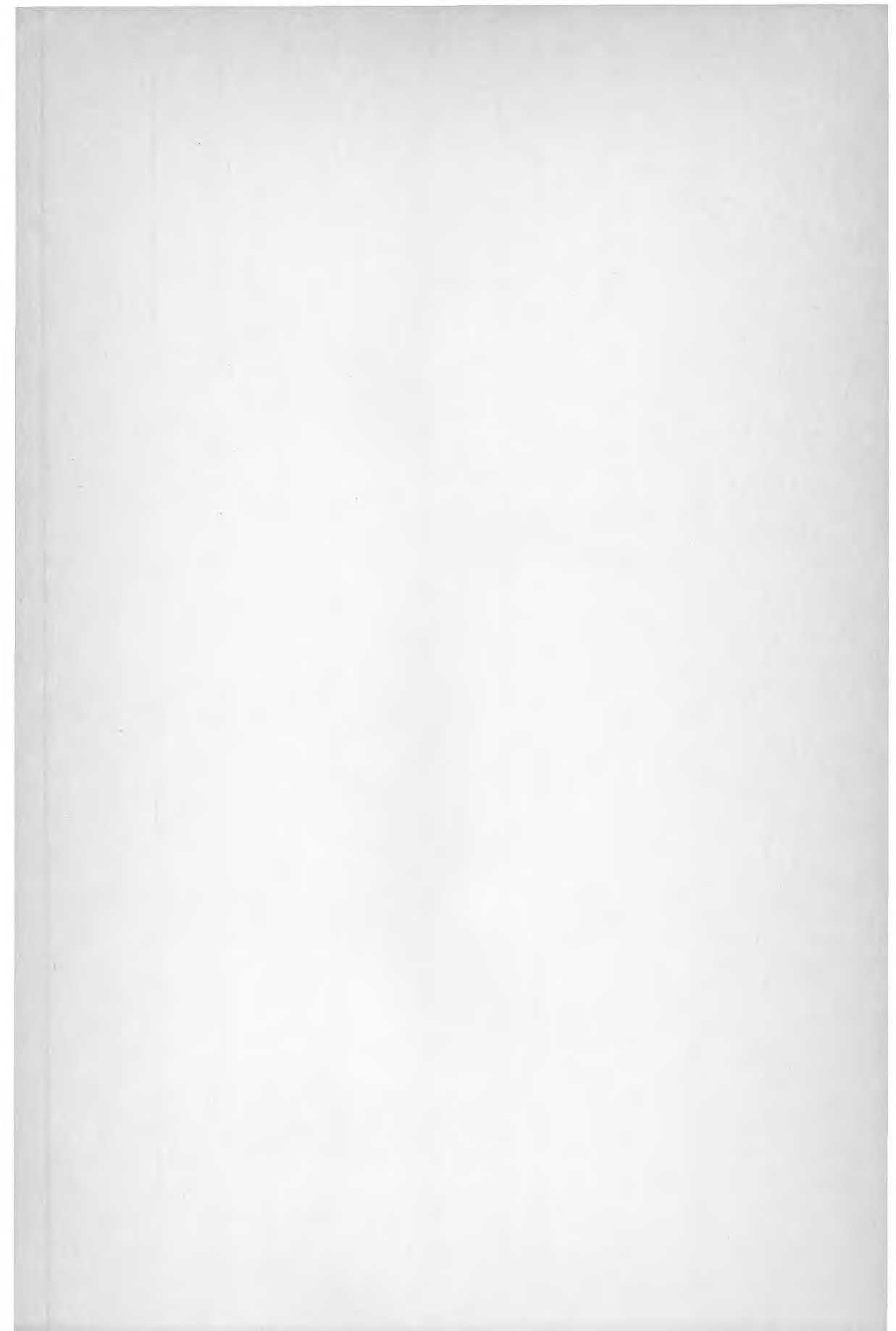


Diagram 11. Carnotverkningsgrad som funktion av slidläge.





Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 801293-8
från Statens råd för byggnadsforskning till Institutionen
för värmeteknik och maskinlära, CTH, Göteborg.

R150: 1985

ISBN 91-540-4499-5

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6705150

Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang

Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm

Cirka pris: 25 kr exkl moms