

## Integrerad styrning av kyl- och värmepumpsanläggningar

### SAMMANFATTNING

En prototypvärmepump av typen vätska/vatten har utvärderats genom stationära prov och prov vid dellast. Jämförande prov har utförts med termostatisk och elektronisk expansionsventil. Kompressorns varvtal styrdes med hjälp av en frekvensomformare. Proven vid dellast utfördes för två olika typer av kapacitetsreglering, intermitternt styrning och varvtalsstyrning. De båda metoderna utvärderades vid samma relativa last och driftpunkter. På så sätt kunde energibesparingen med de olika metoderna jämföras. Resultaten var något överraskande och visar på att varvtalsstyrningen inte gav en ökad värmefaktor jämfört med intermitternt styrning. Detta beror troligen på ökade mekaniska förluster i kompressorn samt ökade elektriska förluster i motorn. Jämförelsen mellan de två olika expansionsventilerna visar inte på några skillnader i effektivitet vid kontinuerlig drift.

### BAKGRUND

Dagens teknik i villavärmepumpar innebär att kompressorn styrs intermitternt och att överhettningen efter förångaren styrs av en termostatisk expansionsventil. Ett flertal undersökningar visar på att det finns möjligheter till att öka energi-effektiviteten genom att införa nya elektroniska styrningar såsom varvtalsreglerade kompressorer och elektroniskt styrda expansionsventiler. En sammanfattning av dessa undersökningar presenterades under den 1:a eff-Sys-dagen [3]. Endast ett fåtal av dessa behandlar värmepumpar av typen vätska/vatten som är den dominerande typen på den svenska marknaden. Det beslöts därför att bygga en värmepump av denna typ med varvtalsstyrd kompressor och elektronisk expansionsventil. Prototypen har testats i SP:s laboratorium och resultaten och erfarenheterna från dessa prov redovisas nedan.

I projektet deltar följande industripartners: Nibe AB, IVT AB, Thermia Värme AB, JEFF Electronics AB, Danfoss A/S och Elforsk.

### PROTOTYPVÄRMEPUMP

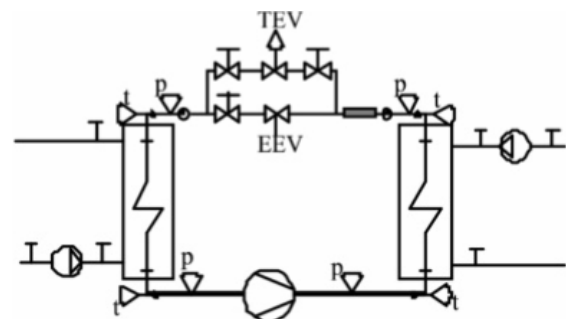
En schematisk skiss över prototypen visas i Figur 1. En termostatisk expansionsventil (TEV) och en elektronisk expansionsventil (EEV) kopplades in parallellt för att kunna göra jämförande provningar. Den elektroniska ventilen är av en pulsbreddsmodulerande typ. Ventilen är antingen helt öppen eller helt stängd och dess öppningsgrad avgörs av förhållandet mellan dessa perioder. I detta fall arbetade ventilen med en total periodtid på 6 sekunder. Insignalen till regulatorn som styr ventilen utgörs av mätsignaler från en tryckgivare och en temperaturgivare som monteras på utloppet från förångaren. Trycken i köldmediekretsen mäts med trycktransmittorer av typen Danfoss AKS 32.

Temperaturerna i köldmediekretsen mättes med Pt-100-givare monterade i dykrör. Förutom detta så mättes flöden och in- respektive utgående temperatur på köld- och värmebärarsidan. Kompressorns och cirkulationspumparnas effekt-förbrukning mättes separat.

#### Ingående komponenter:

Kondensor:	Cetetherm CP 415-26
Förångare:	Cetetherm CP 615D-26
TEV:	Danfoss TUAE
EEV:	Danfoss AKV 10-7
Regulator till EEV:	Danfoss AKC 114A
Kompressor:	Bristol Inertia (H25B32QDBE)
Frekvensomformare:	Danfoss VLT 2830
Köldmedium:	R407C (1,4 kg)

Förångaren och kondensorn är dimensionerade efter kompressorns nominella prestanda. Konstruktion och tillverkning har gjorts av IVT i samråd med Danfoss.



**Figur 1** Schematisk skiss över den prototypvärmepump som testats på SP.

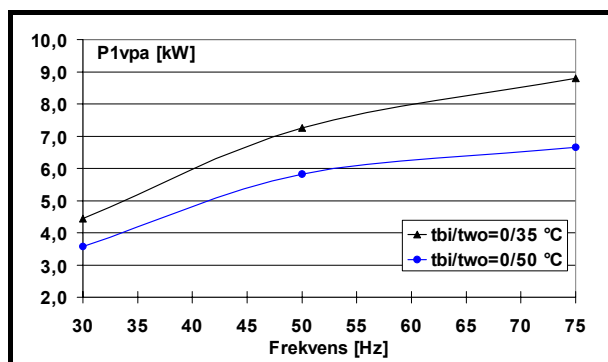
## STATIONÄRA PROV

Som ett första led i utvärderingen provades värmepumpen stationärt enligt SS-EN 255. Provningsarna utfördes vid provpunkterna enligt Tabell 1 för tre olika kompressorfrekvenser 30, 50 och 75 Hz. Gränserna 30 och 75 Hz är satta enligt kompressortillverkarens rekommendationer.

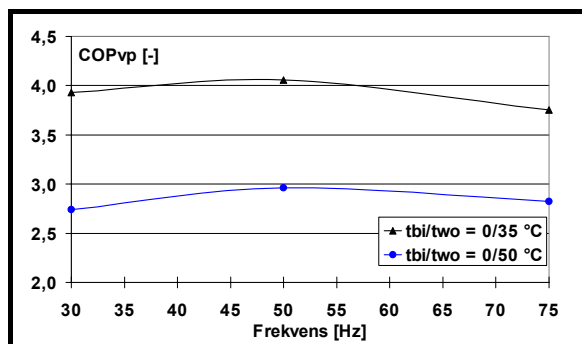
**Tabell 1** Provpunkter för stationär provning

Inkommande köldbärar-temperatur, $t_{bi}$ (°C)	Utgående värmebärar-temperatur, $t_{wo}$ (°C)
- 5	+ 35
± 0	
+ 5	
+ 10	
-5	+ 50
± 0	
+ 5	
+ 10	

Figur 2 och Figur 3 nedan visar hur den avgivna värmeeffekten respektive motorvärmefaktorn förändras sig med kompressorns frekvens för två olika provpunkter. Som väntat ökar den avgivna värmeeffekten med ökande frekvens. Däremot uppvisar kurvorna för motorvärmefaktorn ett optimum i närheten av frekvensen 50 Hz. Detta beteende har även visats i undersökningar av bl.a. Poulsen [4, 5] och Riegger [6]. Förklaringen som ges till detta är att kompressorn helt enkelt är konstruerad för drift vid 50 Hz.



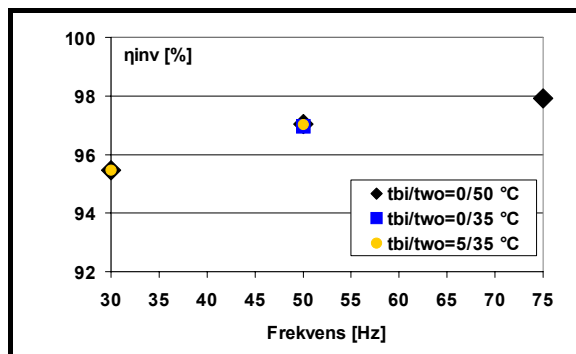
**Figur 2** Diagrammet visar avgiven värmeeffekt som funktion av kompressorns frekvens. Linjerna motsvarar två av provpunkterna enligt Tabell 1.



**Figur 3** Diagrammet visar motorvärmefaktorn som funktion av kompressorns frekvens. Varje linje motsvarar ett driftfall enligt Tabell 1.

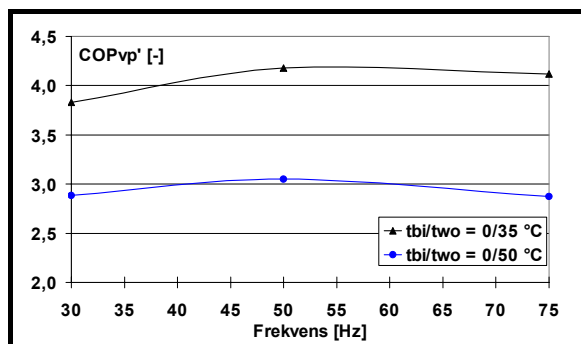
## FREKVENSSOMFORMARENS INVERKAN PÅ RESULTATEN

I föregående avsnitt redovisades värmefaktorn för den provade värmepumpen. I mätningarna som låg till grund för detta ingick frekvensomformaren som en del i kompressorns effektanvändning. För att se hur stor påverkan frekvensomformarens effektanvändning får på resultatet mätes dess verkningsgrad upp. Resultatet från mätningarna visas i Figur 4. Resultaten visar att verkningsgraden är oberoende av provpunkt och endast beror av frekvensen till kompressorn. Verkningsgraden sjunker med ca 2,5 % då frekvensen ändras från 75 Hz till 30 Hz.



**Figur 4** Diagrammet visar frekvensomformarens verkningsgrad som funktion av frekvensen. Tre olika driftfall har provats.

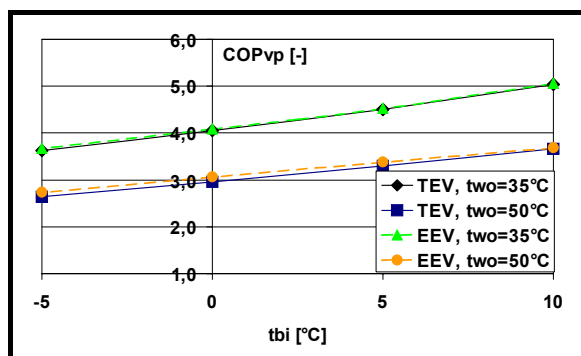
För att se vilken inverkan detta får på resultaten i Figur 3 ritas samma diagram med frekvensomformarens egenanvändning borträknad. Resultatet från denna beräkning visas i Figur 5. Fortfarande är det så att den högsta värmefaktorn uppnås vid 50 Hz.



**Figur 5** Diagrammet visar motorvärmefaktorn som funktion av kompressorns frekvens. Här har frekvensomformarens effektanvändning räknats bort.

### JÄMFÖRANDE PROVNINGAR PÅ ELEKTRONISK OCH TERMOSTATISK EXPANSIONSVENTIL

En jämförelse gjordes mellan den elektroniska och termostatiska expansionsventilen genom att köra de i Tabell 1 redovisade provpunkterna med båda ventilerna. Resultaten tyder inte på någon väsentlig skillnad i värmefaktor för de båda ventilerna. Som mest skiljer det 4 % till den elektroniska ventilens fördel.



**Figur 6** Diagrammet visar motorvärmefaktorn som funktion av inkommande köldbärartemperatur. Frekvensen på kompressorn var 50 Hz.

### PROV MED DELLAST

Provningar vid dellast utfördes vid samma driftpunkter som för de stationära proven enligt ett förslag till ny provningsstandard, DRAFT prTS (WI 00113024). Skillnaden mot de stationära proven är att istället för att hålla den utgående värmebärartemperaturen på ett fast värde är det istället den inkommande värmebärartemperaturen som specificeras. Den sätts till det värde den hade under de stationära proven, vilka motsvarar full last. Utgående värmebärare blir sedan vad den blir beroende på vilken last som provas. Lasten

definieras som procentuell del av avgiven värmeeffekt vid de stationära proven. Det vill säga att om det vid prov på full last uppmättes en värmeeffekt på 7 kW innebär det att en avgiven värmeeffekt på 3,5 kW vid samma driftpunkt motsvarar lasten 50 %.

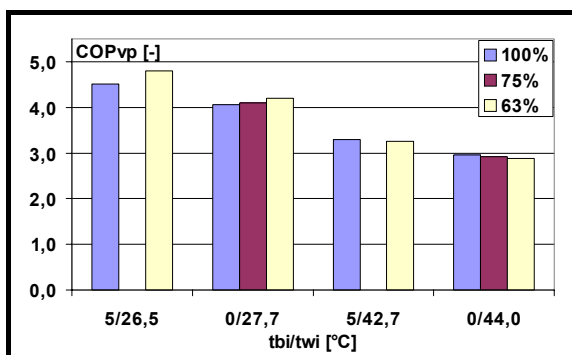
### DELLAST MED VARVTALSSTYRNING

Först provades värmepumpen vid dellast med varvtalsstyrd kompressor. Proven utfördes vid driftpunkter enligt Tabell 2 nedan. Full last har definierats som drift med frekvensen 50 Hz. Önskad last ställdes in genom att ändra kompressorns frekvens. På grund av begränsningar i varvtalsområdet kunde inte laster under 63 % provas (motsvarar 30 Hz).

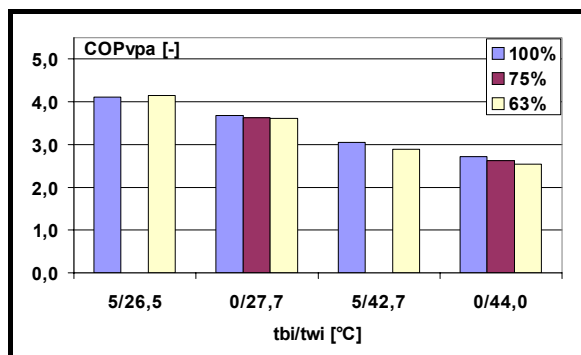
**Tabell 2** Provpunkter för prov vid dellast.

Driftpunkt $t_{hi} / t_{wi}$ (°C)					
5/26,5	0/27,7	0/27,7	5/42,7	0/44,0	0/44,0
Last (%)					
63	75	63	63	75	63
Motsvarande punkt vid full last, $t_{hi} / t_{wi}$					
5/35	0/35	0/35	5/50	0/50	0/50

Resultatet från provningarna visas i Figur 7 och Figur 8 nedan. Från diagrammet i Figur 7 framgår det att motorvärmefaktorn ökar något för de lägre värmebärartemperaturerna då lasten minskar. Däremot försämrats den något för lägre laster vid de höga värmebärartemperaturerna. Tittar man sedan i Figur 8, där den totala värmefaktorn (inkluderande cirkulationspumpar) visas, framgår det att för tre av de fyra temperaturnivåerna minskar värmefaktorn med minskande last.



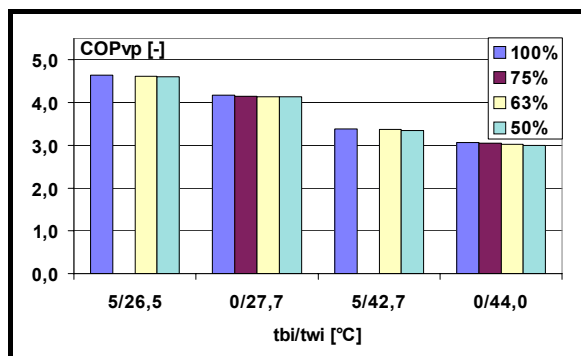
**Figur 7** Uppmätt motorvärmefaktor redovisad för de olika driftfallen specificerade i Tabell 2.



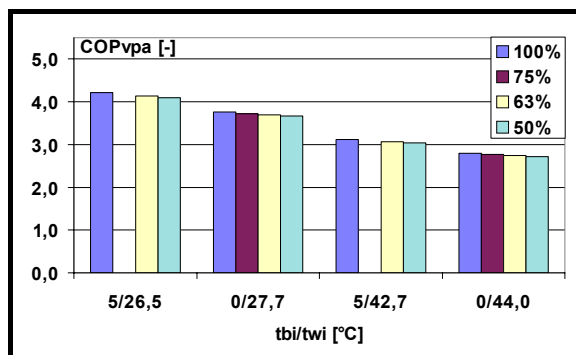
**Figur 8** Uppmätt total värmefaktor för driftfallen specificerade i Tabell 1.

### DELLAST MED INTERMITTENT STYRNING

Proven vid dellast med intermittert styrning utfördes på ett liknande sätt som för proven med varvtalsstyrning. Provpunkterna definieras enligt Tabell 2. Förutom dessa punkter kördes alla temperaturnivåerna vid lasten 50 %. Lasterna styrdes enbart på tid med periodtiden 1 timme. Det innebär, för fallet med lasten 50 %, att värmepumpen var i drift under 30 minuter och var avstängd i 30 min. Mätningarna pågick i 2 timmar med loggning var 5:e sekund för varje driftfall. Cirkulationspumparna var i drift under hela mätningen men i diagrammet i Figur 10 har energianvändningen för cirkulationspumpen på köldbärarsidan räknats bort för de perioder då kompressorn inte är i drift (detta har ingen inverkan på resultaten i Figur 9). Normalt styrs värmepumparna så att köldbärarpumpen stängs av samtidigt med kompressorn. Vi ser att även för den intermittenta driften minskar värmefaktorn då värmepumpen går på dellast.



**Figur 9** Uppmätt motorvärmefaktor för dellast vid intermittert drift.



**Figur 10** Uppmätt total värmefaktor för dellast vid intermittert drift. Energianvändningen för cirkulationspumpen på köldbärarsidan är borträknad då kompressorn inte är i drift.

Provningar har även utförts för kortare periodtider än 1 timma för att se om detta har någon inverkan på effektiviteten. Proven utfördes vid driftpunkten 0/27,7 °C ( $t_{bi}/t_{wi}$ ) med periodtiderna 30 minuter och 15 minuter (fortfarande 50 % last). Resultaten visas i Tabell 3 nedan. Resultaten visar inte på några skillnader i effektivitet pga kortare periodtider. Detta indikerar att förloppen under start och stopp inte har någon inverkan på effektiviteten. Utifrån testdata har beräkningar gjorts för att bestämma förlusterna vid uppstart och resultaten visar på att förlusterna är mindre än 1 % även för de kortaste gångtiderna som provats (7,5 min). I en liknande undersökning av Bergman [1] konstaterades att förlusterna pga start och stopp är försumbara för gångtider längre än 2 minuter. Anledningen till att värmefaktorn minskar vid dellast anses istället bero på värmeförluster och energianvändningen hos pumpar och fläktar då kompressorn är avstängd.

**Tabell 3** Resultat från prov vid dellast med intermittert drift. Proven är gjorda för olika periodtider.

Periodtid	60 minuter	30 minuter	15 minuter
COP <sub>vp</sub>	4,13	4,11	4,14
COP <sub>vpa</sub>	3,67	3,65	3,67

### JÄMFÖRELSE MELLAN VARVTALS-STYRNING OCH INTERMITTENT STYRNING

En jämförelse mellan de uppmätta värmefaktorerna för de två olika metoderna för kapacitetsreglering visas i Tabell 4. Vi ser då att värmefaktorn är ungefär densamma för de båda metoderna men något lägre för varvtalsstyrningen. För uppgifterna i tabellen har frekvensomformaren ansetts vara en integrerad del i kompressorn och därmed är dess energianvändning inkluderad även i motorvärmefaktorn. Om den räknas bort blir motorvärmefaktorn med varvtalsstyrningen något bättre än

motsvarande för den intermittenta driften. Det synsättet är dock inte rättvisande då frekvensomformaren måste finnas med i systemet och därför bör inkluderas som en del i kompressorns energianvändning.

**Tabell 4** Tabellen visar kvoten mellan värmefaktorerna för de två olika metoder för kapacitetsreglering som provats.

Driftpunkt	5 /	0 /	0 /	5 /	0 /	0 /
$t_{bi} / t_{wi} (°C)$	26,5	27,7	27,7	42,7	44,0	44,0
Last (%)	63	75	63	63	75	63
varvtalsreglering/intermittent						
COP <sub>vp</sub>	1,04	0,99	1,01	0,97	0,96	0,95
COP <sub>vpa</sub>	1,00	0,97	0,98	0,94	0,95	0,93

Andra liknande undersökningar har visat på det motsatta resultatet dvs att varvtalsstyrningen ger en effektivare värmepump än den intermittenta driften [4, 5].

Anledningen till den sämre effektiviteten i detta fall kan vara någon av följande:

- Låg förångningstemperatur
- Hög överhettning
- Hög kondenseringsstemperatur
- Förluster i frekvensomformaren
- Förluster i motorn pga varvtalsstyrningen

Detta har analyserats främst utifrån mätningarna under de stationära proven. Vid en minskning av kompressorns frekvens från 30 till 50 Hz ökar förångningstemperaturen med ca 0,8-1,5 °C beroende på provpunkt. Förändringen i förångningstemperatur går alltså åt rätt håll men är liten. Överhettningen är lägre för drift vid 30 Hz än för drift vid 50 Hz. Detta kan alltså inte heller vara anledningen till försämringen.

När det gäller kondenseringsstemperaturen har analysen gjorts på data från proven vid delast pga av att vid dessa prov har den utgående värmebärartemperaturen inte hållits konstant och därmed har kondenseringsstemperaturen kunnat förändra sig med lasten. När kompressorfrekvensen förändras från 50 Hz till 30 Hz sjunker kondenseringsstemperaturen med 2-3 °C. Med kondenseringsstemperatur menas här temperaturen som fås på den övre mättnadslinjen för det uppmätta trycket. Kondenseringsstemperaturen har alltså även den förändrat sig som förväntat.

Förlusterna i frekvensomformaren har diskuterats tidigare och är en bidragande orsak till den lägre effektiviteten.

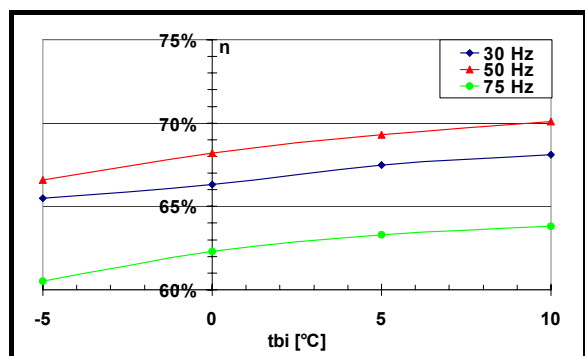
För att skatta förlusterna i motorn och kompressorn beräknades kompressorns verkningsgrad. Den verkningsgrad som kan beräknas utifrån de mätningar som gjorts är egentligen en sammanslagning av flera olika verkningsgrader enligt följande:

$$\eta = \varphi \cdot \eta_{is} \cdot \eta_{mk} \cdot \eta_{m\ddot{o}} \cdot \eta_{m,el} \quad (\text{ekv. 1})$$

$$\eta = \frac{h_{3is} - h_4}{h_3 - h_4} \quad (\text{ekv. 2})$$

Entalpierna bestämdes utifrån mätningar av tryck och temperatur i köldmediekretsen. Denna verkningsgrad visas för olika provpunkter och frekvenser i Figur 11 från vilken det framgår att verkningsgraden är högst vid 50 Hz. Om vi tittar på verkningsgraderna i ekvation 1 borde förångningsverkningsgraden,  $\varphi$ , förbättras vid lägre varvtal och verkningsgraden på överföringen mellan motor och kompressor vara oförändrad och ungefär lika med ett eftersom det är en hermetisk kompressor. Den isentropa verkningsgraden förbättras för en kolvkompressor vid lägre varvtal enligt Tassou [9].

Då återstår den mekaniska verkningsgraden och verkningsgraden på elmotorn som förklaringar till den försämrade verkningsgraden. Kompressorn som använts i denna undersökning är inte konstruerad för drift vid olika varvtal och därför är det troligt att den mekaniska verkningsgraden har ett maximum runt 50 Hz [8]. När det gäller elmotorns verkningsgrad visar andra undersökningar att den minskar med minskande varvtal [6, 7]. Förklaringen till den försämrade värmefaktorn vid lägre varvtal ligger alltså troligen i en försämring av de mekaniska och elektriska verkningsgraderna.



**Figur 11** Diagrammet visar kompressorns totala verkningsgrad för olika frekvenser. Utgående värmebärartemperatur är 35 °C.

## SLUTSATSER

För stationär drift fås endast en marginell skillnad i effektivitet mellan den elektroniska ventilen och den termostatiska. Detta trots att regleringen på den elektroniska ventilen söker efter den minsta stabila överhettningen (MSS [2]). I denna undersökning har dock ett relativt litet arbetsområde använts på förångaren. Ifall det varit fråga om en utelufts-värmepump där arbetsområdet för förångaren är mycket större är det möjligt att det blir större skillnader mellan en termostatisk och en elektronisk expansionsventil.

De jämförande proven vid delast med intermittent styrning och varvtalsstyrning visar inte på någon förbättring i effektivitet när varvtalsstyrningen används. Detta är något överraskande då alla termodynamiska parametrar tyder på att värmefaktorn ska vara bättre med varvtalsstyrningen. Den troliga förklaringen ligger i att kompressorn inte konstruerats för varvtalsstyrning och att det är förlusterna i kompressorn som leder till sämre värmefaktor. En enklare analys tyder på att det är kompressorns mekaniska och framförallt elmotorns elektriska verkningsgrad som försämrar då varvtalet minskas. I analyserna har det även framgått att det är viktigt att inkludera cirkulationspumparnas effektanvändning. Jämförs t.ex. Figur 9 och Figur 10 så förändrar cirkulationspumparna resultatet från en svag förbättring till en svag nedgång.

## FORTSATT ARBETE

I ett fortsatt arbete planeras att byta ut den nuvarande kompressorn för att se om förbättringar kan uppnås.

## BETECKNINGAR

EEV	elektronisk expansionsventil
TEV	termostatisk expansionsventil
$t_{bi}$	inkommande temperatur brine (köldbärare)
$t_{wi}$	inkommande värmebärartemperatur
$t_{wo}$	utgående värmebärartemperatur
$P_{1vpa}$	från värmepumpen avgiven värmeeffekt
$COP_{vp}$	motorvärmefaktorn (inkl frekvensomf.)
$COP'_{vp}$	motorvärmefaktorn (exkl. frekvensomf.)
$\eta_{inv}$	frekvensomformarens verkningsgrad
$\eta_{is}$	isentropa verkningsgraden
$\eta_{mk}$	mekaniska verkningsgraden
$\eta_{m\phi}$	verkningsgraden hos den mekaniska överföringen mellan motor och kompressor
$\eta_{m,el}$	elmotorns verkningsgrad
$\phi$	förångningsverkningsgraden
$h_{3is}$	entalpin efter kompressorn vid isentropisk kompression

$h_3$	entalpin efter kompressorn vid verklig kompression
$h_4$	entalpin vid kompressorns inlopp

## REFERENSER

1. Bergman, A, *Inverkan av intermittent drift vid värmepumpar - Laboratorieprov*, 1985, Byggeforskningsrådet p. 67.
2. Huelle, Z R. *Thermal balance of evaporators fed through thermostatic expansion valve*. in *12th International Refrigeration Congress*. 1967. Madrid.
3. Karlsson, F and Fahlén, P. *Integrerad styrning av kyl- och värmepumps-anläggningar. 1:a eff-Sys-dagen*. 2002. Stockholm.
4. Poulsen, C S, *Individuelle eldrevne varmepumper, delrapport B1, B1.1*, 1998, Teknologisk Institut: Taastrup. p. 27.
5. Poulsen, C S, *Individuelle eldrevne varmepumper, delrapport B1.2*, 1998, Teknologisk Institut: Taastrup. p. 29.
6. Riegger, O K, *Variable-speed compressor performance*. ASHRAE Transactions, 1988. **94**(2): p. 1215-1228.
7. Scalabrin, G and Bianco, G. *Performance evaluation of coupled reciprocating open compressor and variable velocity electric motor*. in *18th International Congress of Refrigeration*. 1991. Montreal.
8. Scalabrin, G and Bianco, G, *Experimental thermodynamic analysis of a variable-speed open reciprocating refrigeration compressor*. International Journal of Refrigeration, 1994. **17**(1): p. 68-75.
9. Tassou, S A and Qureshi, T Q, *Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications*. International Journal of Refrigeration, 1998. **21**(1): p. 29-41.