



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.



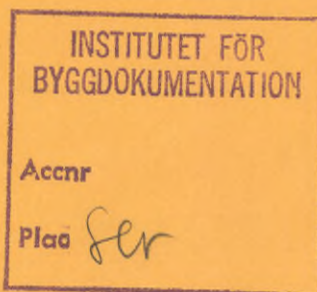
Rapport

R37:1986

Reglering av värmepumpar

Kunskapssammanställning

**Per Engblom
Sören Lindgren
Olli Tammisto**



Byggeforskningsrådet

R37:1986

REGLERING AV VÄRMEPUMPAR

Kunskapssammanställning

Per Engblom
Sören Lindgren
Olli Tammisto

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 850208-3
från Statens råd för byggnadsforskning till Wahlings
Installationsutveckling AB, Danderyd.

REFERAT

Rapporten redovisar en sammanställning över olika system för reglering av värmepumpar. Driftserfarenheter har insamlats för att utröna hur olika anläggningar fungerar i praktiken.

I flera fall har värmepumpen inte kunnat vara i drift som ursprungligen har planerats p g a för hög ingående värmebärartemperatur. Dessa fel har vanligen resulterat i att anläggningen inte har kunnat köras så att kostnaden för värmeproduktionen har varit så låg som en rätt fungerande anläggning skulle ha kunnat ge.

Insikten om hur olika faktorer påverkat systemet för en teknisk-ekonomisk riktig värmepumpsdrift är idag inte tillfredsställande varför rapporten utmynnar i konkreta förslag till FoU-insatser.

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

R37:1986

ISBN 91-540-4539-8
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck AB Stockholm 1986

INNEHÅLL

FÖRORD

SAMMANFATTNING

7

1.	OLIKA SYSTEM FÖR REGLERING AV VÄRMEPUMPAR.....	9
1.1	Kapacitetsreglering av värmepumpar.....	9
1.1.1	Värmepump med kolvkompressor.....	10
1.1.2	Värmepump med skruvkompressor.....	13
1.1.3	Värmepump med turbokompressor.....	14
1.2	Dellastdata för kapacitetsreglering.....	16
1.2.1	Värmepump med kolvkompressor.....	17
1.2.2	Värmepump med skruvkompressor.....	19
1.2.3	Värmepump med turbokompressor.....	21
1.3	Reglering av värmepumpar i värmesystem	23
1.3.1	Monovalent system.....	23
1.3.2	Bivalent system.....	24
1.3.3	Multivalent system.....	27
1.3.4	Erforderlig volym i värmebärarsystemet.....	27
1.3.5	Exempel på dimensionering av erforderlig volym i värmebärarsystem.....	28
2.	DRIFTSERFARENHETER.....	33
2.1	Erfarenheter från förvaltningar.....	33
2.2	Erfarenheter från projektörer och entre- prenörer.....	41
3.	DRIFTPROBLEMENS TEKNISKA OCH EKONOMISKA KONSEKVENSER.....	45
3.1	Temperaturnivåns betydelse.....	45
3.1.1	Temperaturlyftet.....	45
3.1.2	För hög ingående värmebärartemperatur.....	47
3.1.3	Stora krav på kompressor och kapacitets- reglering.....	50
3.2	Drifttidens betydelse.....	51
3.3	Driftsäkerhet.....	51
3.4	Driftproblem p g a elektriska och mekaniska fel.....	52
3.5	Lägre värmefaktor än kalkylerad.....	53
3.6	Högre värmebärartemperatur än kalkylerad.....	55
3.7	Lägsta livscykelkostnad bör eftersträvas.....	59
4.	PÅGÅENDE UTVECKLINGSARBETE.....	61
4.1	Nya kompressorer för värmepumpar.....	61
4.2	Nya värmeväxlare för värmepumpar.....	61
4.3	Nya regler-system för värmepumpar.....	62
4.4	Nya icke-azeotropiska köldmedier för värme- pumpar.....	62
4.5	Nya köldbärare för värmepumpar.....	63
4.6	Optimering av dimensionering och reglering av värmepumpar från energisparsynpunkt.....	63
5.	UTVECKLINGSBEHOV.....	65

REFERENSER

BILAGA 1-11 Ekonomiska kalkyler

FÖRORD

Denna rapport är resultatet av ett arbete att sammanställa frågeställningar och problem i samband med driften av medelstora värmepumpar.

Projektet har haft som syfte att göra en kunskapssammanställning inom värmepumpsområdet med inriktning på tekniska lösningar för reglersystem i befintliga anläggningar. Sammanställningen baseras på erfarenheter av dagens värmepumpanläggningar av mellanstorlek med elmotordrivna kompressorvärmepumpar som helt dominerar värmepumpsmarknaden.

Uppgifter om olika utföranden och aktuella driftserfarenheter har inhämtats från anläggningsägare, projektörer, drifts- och servicepersonal, i någon mån från tillverkare och entreprenörer samt från pågående FoU projekt inom området.

Utredningsarbetet har bedrivits vid Wahlings Installationsutveckling AB, Danderyd med Sören Lindgren som projektledare och Per Engblom och Olli Tammisto som utredningsmän.

SAMMANFATTNING

Bakgrund

Reglersystemen för de redan installerade värmepumpsanläggningarna inom effektområdet ca 100 kW - ca 5 MW nominell värmeeffekt har i många fall inte fungerat tillfredsställande. Olika fel och brister har förekommit.

I flera fall har värmepumpen inte kunnat vara i drift som ursprungligen har planerats p g a för hög ingående värmebärartemperatur. I några fall har man måst byta köldmedium för att klara en högre värmebärartemperatur. I andra fall har man fått acceptera en kortare årlig drifttid. Många värmepumpar har haft en lägre värmefaktor än den kalkylerade.

Dessa fel har vanligen resulterat i att anläggningen inte har kunnat köras så att kostnaden för värmeproduktionen har varit så låg som en rätt fungerande anläggning skulle ha kunnat ge. Det har förekommit på flera anläggningar att värmepumpen av olika anledningar inte alls har varit i drift, trots att det skulle ha gett den i det aktuella driftsfallet lägsta möjliga energikostnaden.

Syfte

Syftet med projektet har varit att göra en kunskapssammanställning inom värmepumpsområdet med inriktning på tekniska lösningar för reglering av värmepumpar.

Metod

Utredningsarbetet har omfattat

- Inventering av idag vanligen förekommande systemlösningar för drift av värmepumpar inom effektsområdet ca 100 kW - ca 5 MW värmeeffekt.

Uppgifter om olika utföranden och förekommande drifterfarenheter har inhämtats från anläggningsägare, projektörer, drift- och servicepersonal, tillverkare, entreprenörer, m fl samt från pågående FoU-projekt inom området.

Det mest intressanta underlaget har kommit från anläggningsägare och driftpersonal, medan det har visat sig vara svårt att få kunskapsåterföring från tillverkar- och entreprenörsledet.

- Sammanfattning och redovisning av resultaten från inventeringen.
- Analys av pågående och möjlig vidareutveckling inom området drift av värmepumpar.

På basis av utredningsresultaten har rekommendationer lämnats för fortsatta FoU-insatser.

Resultat

Att välja värmepump för att uppfylla de aktuella kraven är en svår uppgift. Det är viktigt att alla relevanta faktorer tas med i bedömningen samt att hänsyn tas till den integrerade funktion i vilken värmepumpen skall ingå bland andra samverkande installationer.

Under utredningsarbetet har framkommit att insikterna om hur alla dessa faktorer påverkar systemet för en teknisk-ekonomiskt riktig värmepumpsdrift inte är idag tillfredsställande.

I rapporten ingår bl a analyser av driftdata från befintliga anläggningar, ett flertal teknisk-ekonomiska kalkyler, analys av höga returtemperaturers inverkan och analys av driftproblemens tekniska och ekonomiska konsekvenser.

Som redovisas i rapporten pågår det utvecklingsarbete för att ta fram nya kompressorer, nya värmeväxlare, nya köldmedier m m.

För att man skall kunna göra en riktig optimering vid val av värmepump krävs dock ytterligare FoU insatser. I rapportens rekommendationer specificeras ett flertal nya FoU projekt.

1. OLIKA SYSTEM FÖR REGLERING AV VÄRMEPUMPAR

Värmepumpar i värmesystem måste dels kapacitetsregleras dels samregleras med resten av värmesystemet.

1.1 Kapacitetsreglering av värmepumpar

Värmepumpens kapacitet måste kunna regleras i många driftfall och därför måste värmepumpsaggregatet ha kapacitetsreglering av något slag, så att kapaciteten kan anpassas till det värmebehov som värmepumpen skall tillfredsställa.

En idealisk kapacitetsreglering skulle ha bl a nedan angivna egenskaper, varav normalt endast några kan byggas in i en viss kompressor för värmepumpar.

- Kontinuerlig anpassning till önskad värmeeffekt.
- Värmefaktor vid fullast som inte försämras av kapacitetsregleringen.
- Ingen förlust av aggregatets verkningsgrad och värmefaktor vid dellaster 0-100 %.
- Reducering av startmomentet.
- Ingen minskning av aggregatets tillförlitlighet.
- Ingen reducereing av aggregatets driftområde.
- Ingen ökning av vibrationer och ljud vid dellaster.
- Ingen minskning av aggregatets ekonomiska livslängd.
- Ingen ökning av aggregatets livscykelkostnad

Kapacitetsregleringen kan åstadkommas på många olika sätt. Se figur 1.1 t o m 1.7.

- A. Reglering av sugtrycket till kompressor genom strypning av gasflödet.
- B. Reglering av högtrycket från kompressor.
- C. Återföring av gas från systemets högtryckssida till dess lågtryckssida.
- D. Öppnande av en eller flera kompressorcyldrars trycksida till deras sug sida varvid flödet till tryckledning stoppas.
- E. Ändring av kompressors varvtal.
- F. Stängning av inloppet till en eller flera kompressorcyldrar.
- G. Ändring av slaglängden.
- H. Ändring av slagvolymen.

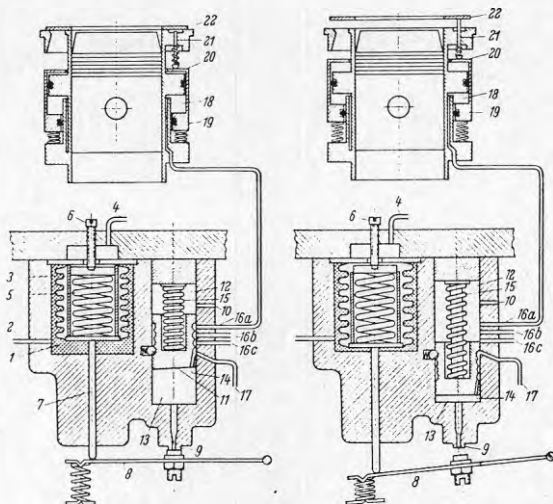
- I. Ändring av infallsvinkeln på suggasflödet till turbokompressors kompressorhjul med hjälp av ledskenor varvid köldmedieflödet ändras.
- J. Start och stopp av kompressorer i värmepumpsaggregat med flera kompressorer.
- K. Intermittent drift.

1.1.1 Värmepump med en eller flera kolvkompressorer

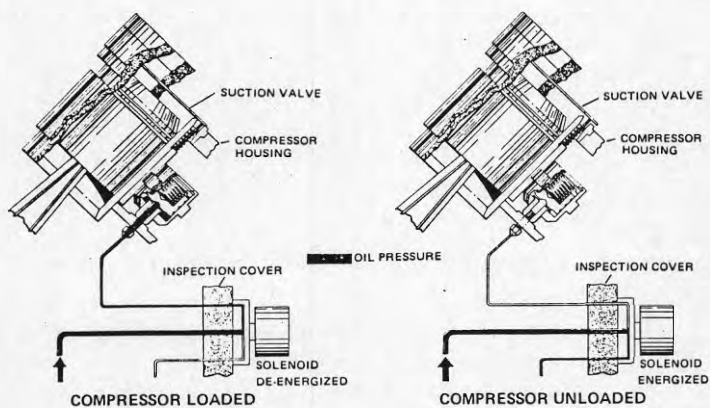
De vanligaste sätten för kapacitetsreglering är typ D, J och K enligt ovan. En variant på typ E, varvtalsreglering har sedan några år funnits i form av tvåhastighetsdrift.

Kapacitetsreglering typ D, cylinderavlastning, se figur 1.1 och 1.2, fungerar vanligen så att man med en extern kraft (oftast kompressorns olje- eller gastryck) öppnar en eller flera cylindrars sugventil så att sugventilen stannar i öppet läge och cylindern blir avlastad. Denna funktion kräver normalt även elenergi för tvåläges eller kontinuerlig styrning av magnetventiler. Köldmediegasen som sugas in i en avlastad cylinder vid nedåtgående slag hos kolven pumpas vid uppåtgående slag tillbaka till kompressorns sugkammare.

Kapacitetsregleringen är då stegvis och beroende av antalet avlastbara cylindrar i förhållande till totala antalet cylindrar. Endast ett begränsat antal av cylindrarna kan vara avlastade. Detta hindrar för stora obalanser och överhettning. Kompressorn startas alltid avlastad.

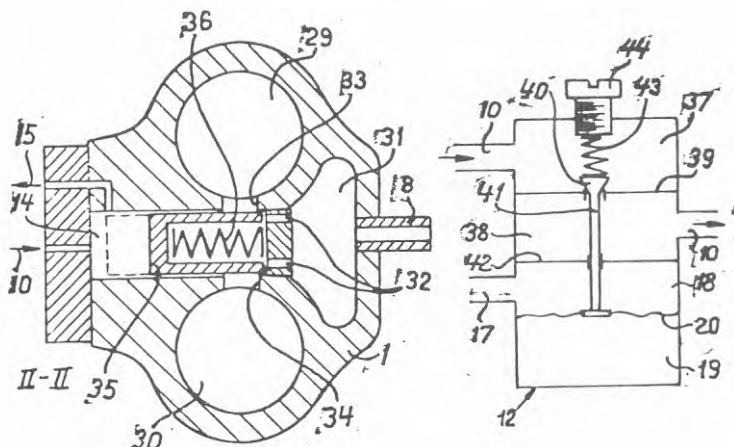


Figur 1.1 Kapacitetsreglering genom cylinderavlastning med trycket från kompressorns oljesystem. Sugventilen 22 stängd till vänster och lyft för cylinderavlastning till höger.



Figur 1.2 Kapacitetsreglering med oljetrycket och magnetventiler.

Det finns en variant på cylinderavlastning som ger inom vissa gränser en steglös kapacitetsreglering. Se figur 1.3. I stället för lyftning (öppnande) av sugventiler regleras kapaciteten med en reglerslid som är gemensam för ett cylinderpar. Med sliden kan en öppning för överströmning regleras steglöst samtidigt för båda aktuella cylindrar. På detta sätt kan varje kompressor regleras ned till ca 25 %. Dellastdata för detta system är i stort likvärdiga med system för konventionell cylinderavlastning.



Figur 1.3 Kapacitetsreglering med reglerslid 35 med vilken man kan avleda en större eller mindre del av den insugna köldmediegasen när kompressionen börjar. Med regler-skraven 44 inställs det kondenseringsstryck som skall hållas. Systemet är patenterat av STAL Refrigeration AB.

Typ K, intermittent drift tillämpas i första hand i mindre anläggningar. Vid lågt värmebehov kan dock intermittent drift förekomma även med större värmepumpar som har annan kapacitetsreglering. Se kap 1.3.4.

Kapacitetsreglering typ J, start och stopp av kompressorer kan inkludera typ D, cylinderavlastning för en eller flera av kompressorerna.

Kapacitetsreglering typ K, intermittent drift förekommer endast när det gäller relativt små kompressorer eller större aggregat med fel på kapacitetsregleringen. Intermittent drift försämrar värmefaktorn närmast p g a förlusterna under stilleståndsp perioder. Förloppet är analogt med förlusterna från en panna som arbetar intermittent, även om förlusterna från värmepumpen är relativt sett mindre. COP för mindre värmepumpar kan dock försämrars upp till ca 10 % som en följd av intermittent drift.

Värmepumpar med kolvkompressorer finns från under 1 kW till ca 1 MW värmeeffekt.

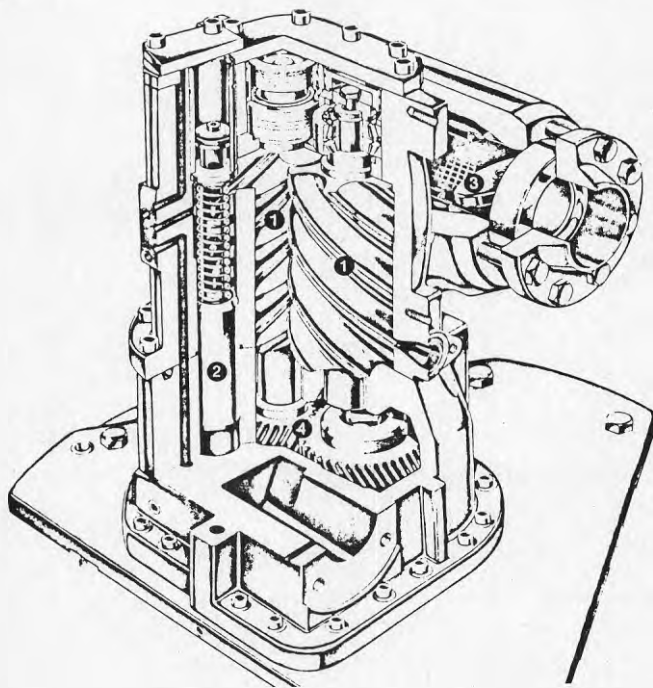
1.1.2 Värmepump med skruvkompressor

Det finns både en-rotors och två-rotors skruvkompressorer för värmepumpar. En-rotors konstruktionen är relativt ny. Två-rotors skruvkompressorer dominerar på värmepumpsmarknaden. Skruvkompressorer är normalt ettstegs kompressorer. En tillverkare har även tvåstegs skruvkompressorer. Med två skilda kompressorer kan man även bygga tvåstegs system. Värmepumpar har vanligen ettstegs kompression.

De sätt för kapacitetsreglering som förekommer är typ E, varvtalsreglering och H, ändring av slagvolymen, enligt tidigare förteckning.

Vissa små skruvkompressorer har ingen inbyggd kapacitetsreglering.

Typ E, varvtalsreglering förekommer vanligen endast vid drift med förbränningsmotor, ångturbin o dyl. Typ H, ändring av slagvolymen kan åstadkommas relativt enkelt och effektivt samt steglöst inom ett relativt brett område med hjälp av en slidventil, som även kallas regleringskolv. Se figur 1.4. Värmeeffekten kan vid för värmepumpar normala temperaturnivåer regleras ned till ca 30 % av den nominella värmeeffekten, innan värmefaktorn blir oacceptabelt låg.



Figur 1.4 En modern tvårotors skruvkompressor försedd med kapacitetsreglering med regleringskolven 2.

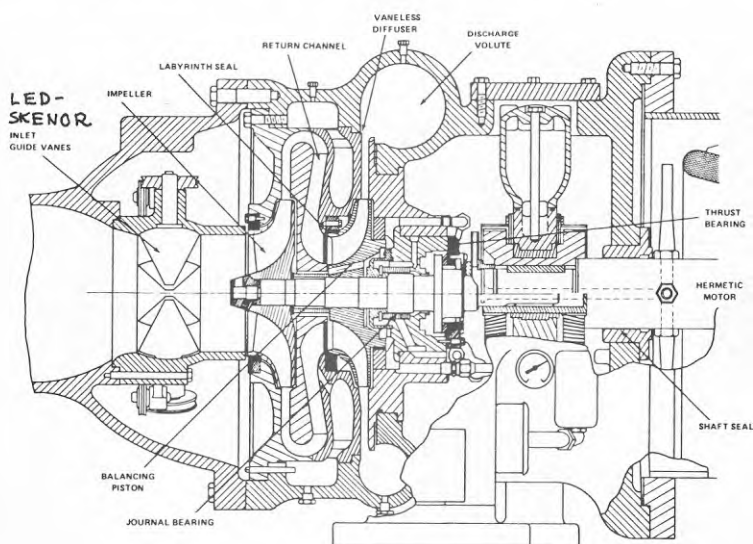
Värmepumpar med skruvkompressor finns från ca 50 kW till ca 5 MW värmeeffekt.

1.1.3 Värmepump med turbokompressor

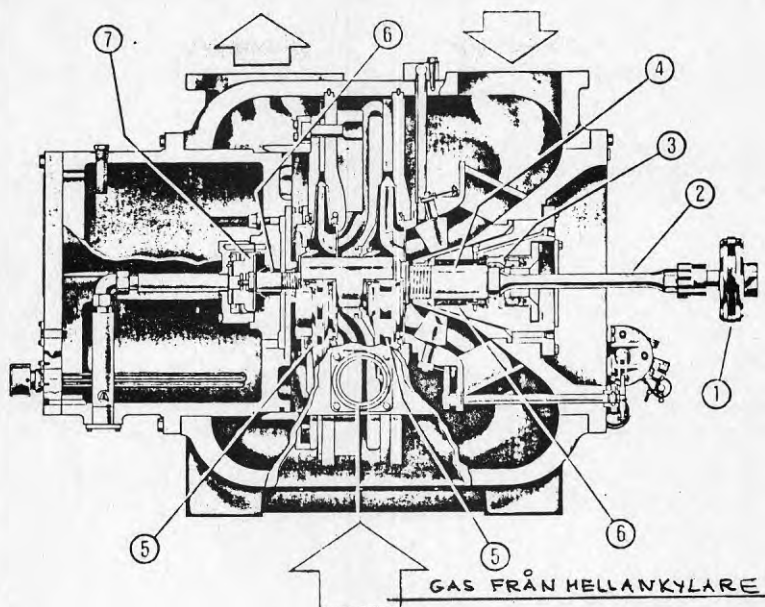
Värmepumpar med turbokompressor har normalt två- eller trestegs kompression med mellankylare. Det finns även värmepumpar med ettstegs kompressor som dock klarar endast måttliga temperaturlyft, vanligen ca 40-50°C med en bra värmefaktor, maximalt ca 60-70°C.

Kapacitetsregleringen är av typ I, ledskenereglering enligt tidigare förteckning. Ledskenor kan finnas antingen endast i inloppet till första steget eller i inloppet till båda stegen i en tvåstegs turbokompressor. Det senare ger bättre dellastdata.

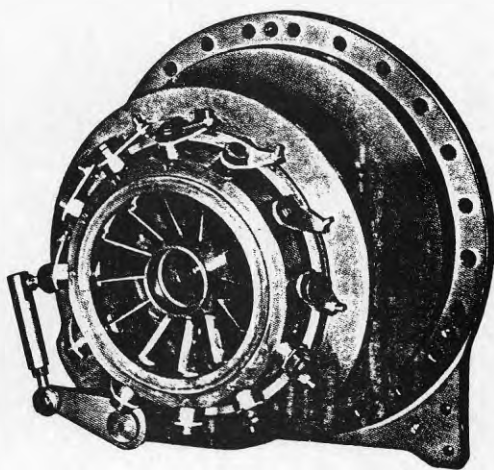
Med ledskenereglering, se figur 1.5, 1.6 och 1.7, erhålls en relativt enkel och effektiv samt steglös kapacitetsreglering utanför området för pumpning (surge area), i bästa fall ned till ca 30 % av den nominella värmeeffekten. Vid lägre värmeeffektsbehov måste hetgasshunting användas för att hindra pumpning (surge). Värmefaktorn försämras då i motsvarande grad.



Figur 1.5 Ettstegs turbokompressor försedd med inbyggd kapacitetsreglering med ledskenor.



Figur 1.6 Tvåstegs turbokompressor med anslutning mellan stegen för gas från mellankylare.



Figur 1.7 Ledskenerreglering för en turbokompressor.

Kapacitetsreglering typ E, ändring av kompressornas varvtal kan användas inom ett relativt begränsat kapacitetsområde. Drivmotorn kan då vara varvtalsreglerad elmotor, förbränningsmotor, ångmotor eller ångturbin. Varvtalet kan vanligen sänkas endast till ca 80 % av det nominella varvtalet, varefter ledskeneringering och hetgasshunting måste tillgripas. Varvtalsregleringen kan ge bättre värmefaktor vid dellast än vid fullt varvtal.

Värmepumpar med turbokompressor finns från ca 0,5 MW till ca 30 MW värmeeffekt.

1.2 Dellastdata för kapacitetsreglering

Värmepumpar brukar ofta köras som grundlast i värmeproduktionen. I de fall värmebehovet är beroende av utetemperaturen kan värmepumpen vanligen ändå inte fungera hela tiden med maximal värmeeffekt utan måste kunna kapacitetsregleras.

Olika typer av kapacitetsreglering har olika egenskaper. I de fall värmepumpen fungerar långa perioder med reducerad värmeeffekt är det viktigt för anläggningsekonomin att kapacitetsregleringen är så effektiv som möjligt m a o fungerar med små förluster. Nästan alla värmepumpar har sämre värmefaktor vid dellast än vid fullast.

Dellastdata anges ofta baserat antingen på konstant förångnings- och konstant kondenseringstemperatur eller på konstant förångnings- och sjunkande kondenseringstemperatur.

Det förre är tillämpligt när utgående värmebärartemperaturen måste vara konstant. Det senare när värmebärartemperaturen kan sänkas vid sjunkande värmebehov.

Om flöden är konstanta och ingående temperaturer oförändrade stiger temperaturen på utgående köldbärare, luft eller vätska från värmekälla, och sjunker temperaturen på utgående värmebärare vid dellast. Båda hjälper till att minska temperaturlyftet och öka värmepumpens värmefaktor. I sådana fall erhålls relativt gynnsamma dellastdata.

1.2.1 Dellastdata för värmepump med en eller flera kolv-kompressorer

Värmepump med en kompressor

Mekanisk kapacitetsreglering

I tabell 1 anges data för ofta använd kapacitetsreglering av två värmepumpar med en kompressor.

VP I			VP II		
Värme- effekt	Tillförd effekt	COP1	Värme- effekt	Tillförd effekt	COP1
100 %	100 %	100 %	100 %	100 %	100 %
76,3 %	80 %	94,4 %	74,4 %	75,6 %	98,2 %
53 %	61 %	86,9 %	48,8 %	48,8 %	95,1 %
29,1 %	40 %	73 %	22,8 %	25,6 %	89 %

Tabell 1 Exempel på kapacitetsreglering av värmepump medelst cylinderavlastning i fyra steg. Båda exemplen avser värmepump med ca 300 kW värmeeffekt, R22 som köldmedium och 5/50°C utgående vätsketemperaturer.

Värmefaktor \emptyset och köldfaktor E, betecknas även med COP (coefficient of performance) enligt gällande svensk nomenklatur. COP1 betyder värmefaktor $d v s$ förhållandet mellan värmeavgivning, Q_1 och för denna erforderlig drivenergi W, COP2 betyder köldfaktor $d v s$ förhållandet mellan köldalstring, Q_2 och för denna erforderlig drivenergi W.

Intermittent drift

Medelvärde på COP för en värmepump i intermittent drift representerar COP för den dellast som värmepumpen har arbetat med under denna driftperiod. Dellastens storlek i förhållande till fulllasten är i princip lika med gångtidens längd i förhållande till den totala drifttiden.

Prov har dock visat att förångning och kondensering fortsätter under en tid efter det kompressorn har stannat. Värmepumpen fortsätter m a o att leverera värme trots att kompressorn inte arbetar.

Detta spelar en marginell roll om stilleståndsperioderna är långa. Men om kompressorn startas och stoppas mycket ofta och körs följaktligen endast under korta perioder, ökar COP markant.

Laboratorieprov har visat att om en liten 1,8 kW kompressor i en värmepump går med 25 % last med 16 sekunders driftcykel, så att den är igång i 4 sekunder och står i 12 sekunder under en driftcykel så ökar COP med 35 % jämfört med drift med normala, långa stilleståndsperioder som vanligen förekommer vid 25 % värmebehov.

Långtidserfarenheter av snabb intermittent drift saknas än så länge. Belastningarna på både kompressorn och dess motor och startutrustning ökar. Denna metod kan eventuellt komma att användas för små kompressorer.

Problem med den inbyggda kapacitetsregleringen i värmepumpar med både kolv- och skruvkompressorer har tidvis resulterat i intermittent drift, med full värmeeffekt.

Detta kan dock inte accepteras för medelstora och stora värmepumpar. Temperaturpendlingarna i värmebärarsystemet skulle bli alltför stora, om inte stora och dyra ackumulatörer installerades. Stilleståndsförlusterna skulle också bli avsevärda. I de fall det har visat sig att problemen beror på att den inbyggda kapacitetsregleringen inte klarar de driftfall den skulle, har man varit tvungen att komplettera värmepumpen med andra nödvändiga men dock mycket mindre energieffektiva anordningar för erforderlig kapacitetsreglering. Så har t ex stora skruvkompressorer med stora temperaturlyft måst låsas i maximal effekt och kapacitetsregleras genom saggasstrykning och shuntning förbi kondensorn.

Däremot kan intermittent drift vara aktuellt även för större värmepumpar om det momentana värmebehovet varierar mycket och ofta. Många större värmepumpar med en kompressor, skruv- eller turbo-kompressor, har en så dålig värmefaktor under ca 40 % av nominell värmeeffekt att det är mer ekonomiskt att i sådana fall begränsa kapacitetsregleringen till 40-50 % och installera en ackumulator-tank dimensionerad för intermittent drift med den lägsta accepterade lasten.

Dellastdata för värmepump med flera kompressorer

I tabell 2 anges data för en värmepump med fem kompressorer. Som framgår av denna tabell och tabell 1 har en värmepump med flera kompressorer mycket gynnsammare dellastdata än värmepump med endast en kompressor.

Antal kompressorer igång	Värmeeffekt	Tillförd effekt	COP ₁
5	100 %	100 %	100 %
4	81 %	78,7 %	102,9 %
3	62 %	59 %	104,9 %
2	42,6 %	39,2 %	108,4 %
1	21,4 %	19,4 %	110,4 %

Tabell 2 Exempel på kapacitetsreglering av en värmepump med fem kompressorer medelst stopp/start av kompressorer

Dellastdata för värmepump med tvåhastighetsmotor

I tabell 3 anges dellastdata för en värmepump med en kompressor med tvåhastighetsmotor.

Varvtal	Värme effekt	Tillförd effekt	COP ₁
1/1	100 %	100 %	100 %
1/2	55,2 %	45,5 %	121,4 %

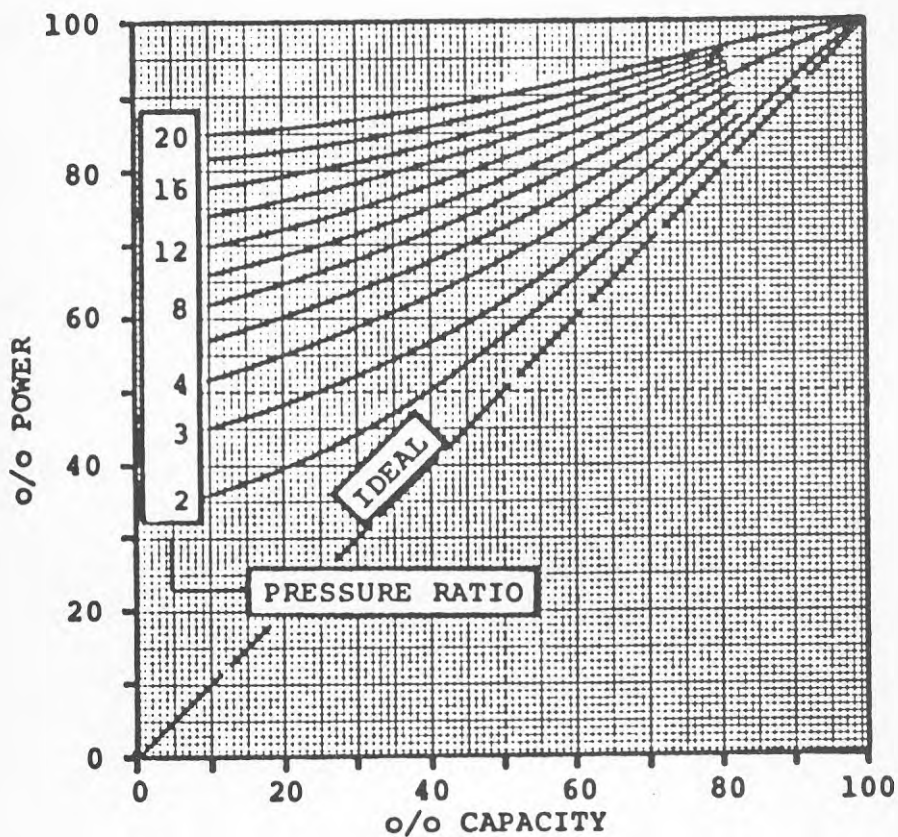
Tabell 3 Exempel på kapacitetsreglering av en värmepump med tvåhastighetsmotor för helfart resp halvfart

Som framgår av tabell 3 har en värmepump med tvåhastighetsmotor helt överlägsen värmefaktor vid halvfart.

1.2.2 Dellastdata för värmepump med skruvkompressor

Av figur 1.4 framgår generellt köldfaktorns beroende av temperaturlyftet vid dellaster för två-rotors skruvkompressor. Ju större temperaturlyft eller tryckförhållande mellan högtryck och lågtryck desto sämre köldfaktor och även värmefaktor erhålls. Värmepumpar med skruvkompressor arbetar normalt med ett tryckförhållande mellan 4-7 vilket, speciellt vid konstant förångnings- och kondenseringstemperatur som i figuren, ger relativt ogynnsamma dellastegenskaper för värmeeffekter under ca 50 %.

Skruvkompressorer för värmepumpar kan vanligen ha ett av två alternativa inbyggda volymförhållanden V_i : ca 2,5 eller ca 4. Volymförhållandet är lika med gasvolymen på kompressorns sug sida dividerad med gasvolymen på dess högtryckssida. Det högre volymförhållandet ger för många värmepumpstillämpningar med stabila tryck på både högtrycks- och lågtryckssidan bättre värmefaktor än det lägre. Varierar däremot trycken avsevärt kan det lägre volymförhållandet ge bästa årsvärmefaktorn. Många skruvkompressorer är försedda med ejektorer som vid fullast kan ge 15-25 % större värmeeffekt med samma tillförda effekt. Vid nedreglering av kompressorns kapacitet börjar ejektorns kapacitetshöjande verkan minska vid ca 70 % kapacitet för att helt försvinna vid ca 50 % kapacitet.



Figur 1.4 Generella översiktsdata för en två-rotors skruvkompressor med konstant förångnings- och kondenseringstemperatur. Köldfaktorens beroende av tryckförhållandet mellan högtryck och lågtryck (absoluta tryck). Värmefaktorn påverkas i motsvarande grad.

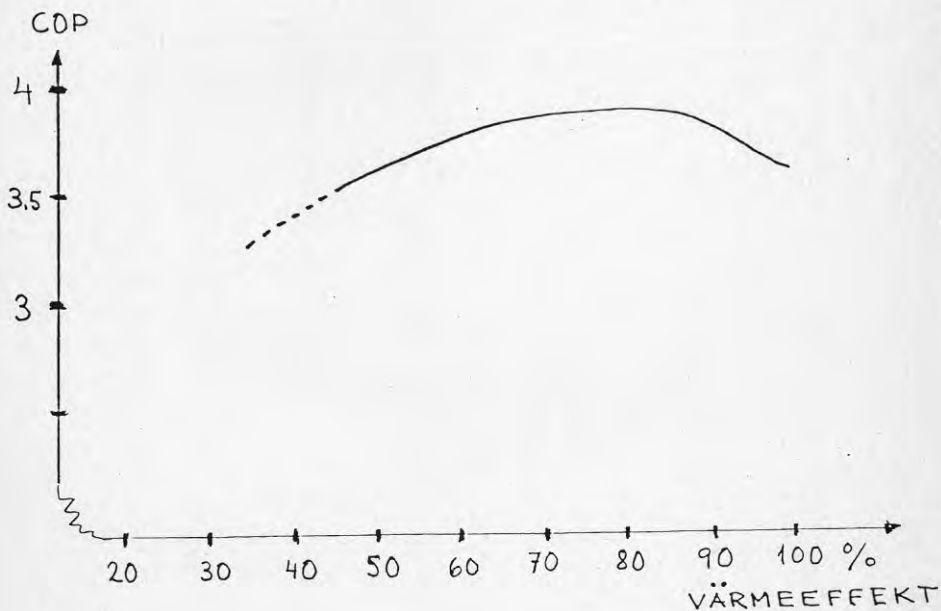
I tabell 4 anges dellastdata för en värmepump med skruvkompressor

<u>Värme- effekt</u>	<u>Värme- faktor</u>
100 %	100 %
92 %	99,7 %
84 %	98,3 %
76 %	96,6 %
67 %	93,9 %
58 %	89,2 %
49 %	82 %
40 %	71,9 %
31 %	59 %

Tabell 4 Dellastdata för en värmepump med skruvkompressor med ejektor. Konstant ingående temperatur till förångare 19°C och utgående temperatur från kondensor 70°C

1.2.3 Dellastdata för värmepump med turbokompressor

I figur 1.6 anges dellastdata för sommarfallet för en multi-MW värmepump.

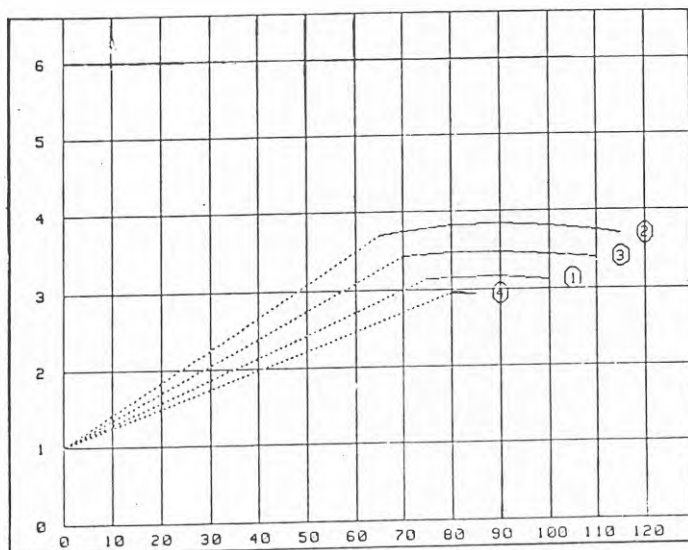


Figur 1.5 Dellastdata för en multi-MW värmepump med tvåstegs turbokompressor med ledskenereglering för båda stegen. Konstanta ingående vätsketemperaturer 18/53°C till förångare/kondensor.

I figur 1.6 finns dellastdata för en multi-MW värmepump.

De raka prick-linjerna visar hur värmefaktorn sjunker snabbt när shuntventilen för hetgas måste successivt öppnas mer och mer. Kompressorn med sitt varvtal m har valts ut för driftfall 1.

COP



					Kyleffekt %
1	=	ing temp evap	12°C,	ing temp kond	57°C
2	=	" " "	20°C,	" " "	40°C
3	=	" " "	15°C,	" " "	48,5°C
4	=	" " "	10°C,	" " "	62°C

Figur 1.6 Dellastdata för en multi-MW värmepump med trestegs turbokompressor med ledskenereglering för första steget och fasta ledskenor för andra och tredje steget.

1.3 Reglering av värmepumpar i värmesystem

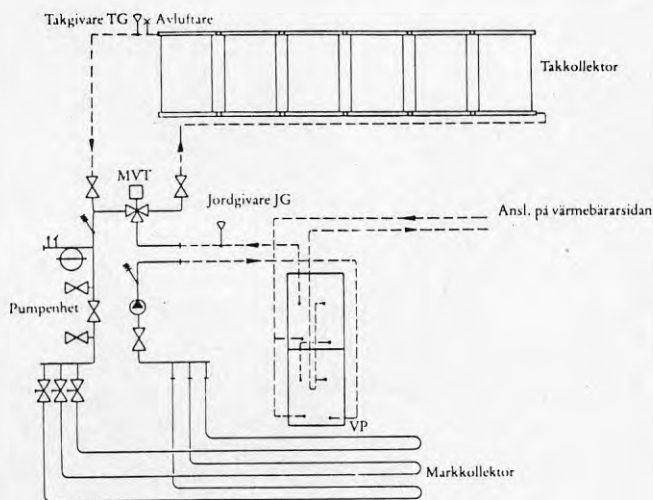
I ett värmesystem med värmepump måste värmepumpen och resten av värmesystemet samregleras. Regleringen av värmepumpens kapacitet måste vara underordnad hela systemets reglering, så att den momentana värmeeffekten kan på ett tekniskt-ekonomiskt sätt tillgodose det momentana värmebehovet.

Värmesystemet med värmepump kan enligt gällande nomenklatur utgöras av olika typer enligt nedan, som beskrivs mer i detalj längre fram.

- Monovalent system
- Bivalent system
- Multivalent system

1.3.1 Monovalent system

Ett monovalent värmesystem är ett system där värmepumpen utan annan värmeanläggning tillfredsställer hela effekt- och energibehovet, se figur 1.7. Monovalenta system förekommer normalt endast då värmekällan har relativt hög och konstant temperatur hela tiden när ett värmebehov föreligger. Sådana system kan ha en annan värmeanläggning som reserv. Eftersom reservanläggningen inte samkörs med värmepumpen blir hela reglersystemet enklare. Som en följd av detta är också problemen med reglering av värmepumpen mindre vanliga än i bivalenta system.



Figur 1.7 Monovalent system med både takkollektor och markkollektor för upptagning av värme.

1.3.2 Bivalent system

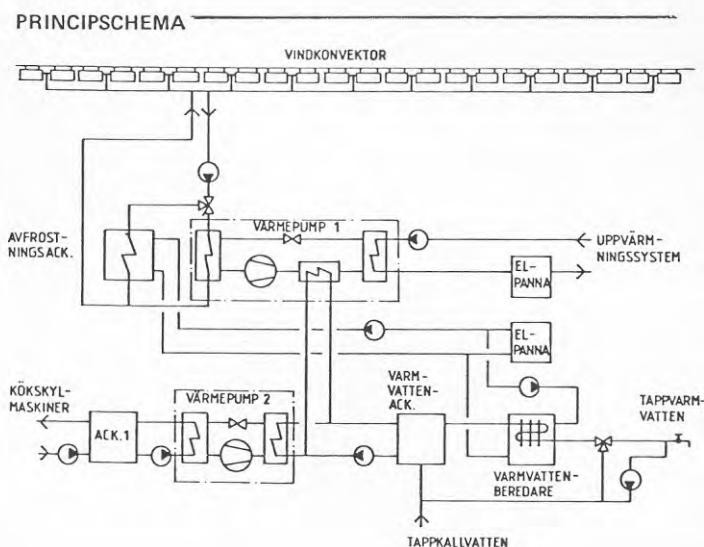
Ett bivalent värmesystem är ett system där värmepumpen tillsammans med annan värmeanläggning tillfredsställer effekt- och energibehovet. I ett bivalent system kan olika driftsätt förekomma

- parallell drift
- alternativ drift
- blandad drift

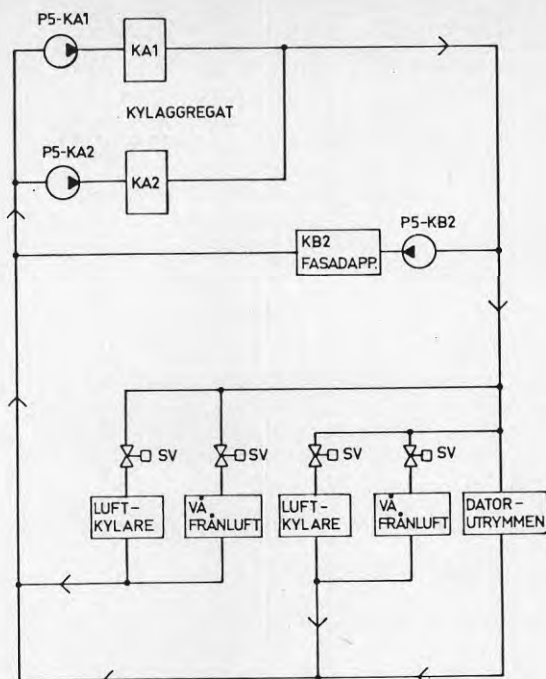
Med balanspunkten avses den driftpunkt för värmepumpen vid vilken från värmepumpen avgiven värmeeffekt är lika med värmebehovet. Vid uppvärmning av lokaler anger balanspunkten den utetemperatur vid vilken avgiven värmeeffekt från värmepumpen är lika med värmebehovet.

Parallell drift

Ett bivalent värmesystem med parallell drift är ett system där vid större värmebehov än vid balanspunkten, värmepumpen och annan värmeanläggning arbetar parallellt. Se figur 1,8 och 1.9.

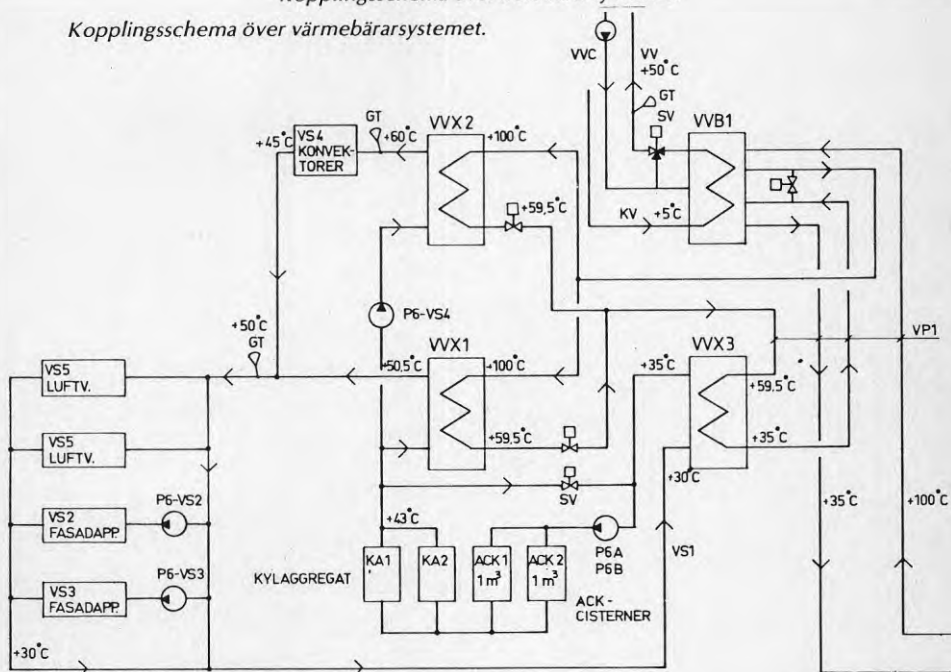


Figur 1.8 Bivalent system med parallell drift med värmeupptagning med vindkonvektor på taket och elpanna som tillsatsvärmekälla



Kopplingschema över köldbärarsystemet.

Kopplingschema över värmebärarsystemet.



Figur 1.9 Bivalent system med parallell drift med vätskekylaggregat för klimatkyla som när värmebehov finns fungerar som värmeåtervinningsaggregat och frånlufts (eg. avlufts) värmepump.

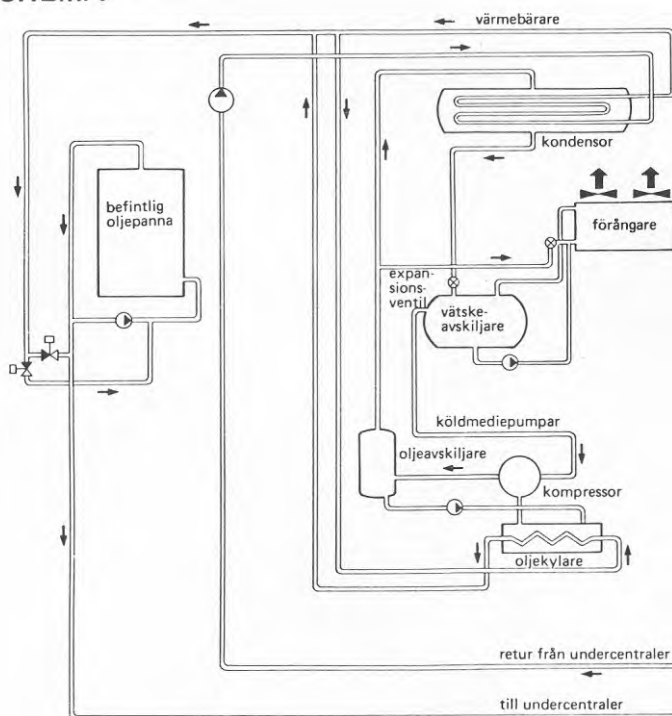
Alternativ drift

Ett bivalent värmesystem med alternativ drift är ett system där vid större värmebehov än vid balanspunkten, värmepumpen stoppas och annan värmeanläggning helt svarar för värmeproduktionen. Sådana anläggningar är relativt sällsynta eftersom värmepumpen oftast kan fortsätta att ge ett värmetillskott efter passeringen av balanspunkten och göra det med en värmefaktor som klart överstiger 1. Därför är det oftast ekonomiskt att ha värmepumpen igång tillsammans med tillsatsvärmekällan några eller flera grader under balanspunkten.

Blandad drift

Ett bivalent värmesystem med blandad drift är ett system där vid större värmebehov än vid balanspunkten, värmepump och tillsatsvärmeanläggning arbetar parallellt och där i visst driftfall värmepumpen stoppas och tillsatsvärmeanläggningen helt svarar för värmeproduktionen, se figur 1.10.

PRINCIPSCHEMA

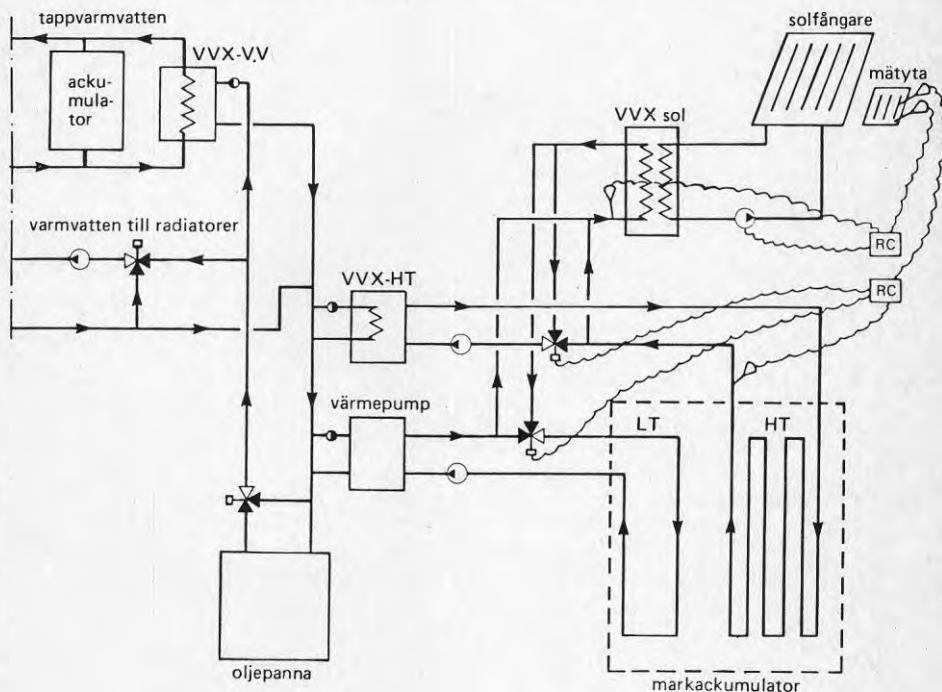


Figur 1.10 Bivalent system med blandad drift, med förångare för upptagning av värme från uteluften och oljepanna som tillsatsvärmekälla.

1.3.3 Multivalent system

Ett multivalent värmesystem är ett system där värmepump tillsammans med andra värmeanläggningar tillfredsställer effekt- och energibehovet. Se figur 1.11.

PRINCIPSCHEMA



Figur 1.11 Multivalent system med solfångare för värmeupptagning, märckumulator för värmelagring och oljepanna som tillsatsvärmekälla.

1.3.4 Erforderlig volym i värmebärarsystemet

Om värmepumpens kapacitet inte helt kan anpassas till det sjunkande aktuella värmebehovet, t ex med steglös kapacitetsreglering, måste värmepumpen stoppas när den lägsta möjliga värmeeffekten från värmepumpen är högre än det aktuella värmebehovet. På så sätt erhålls även med en väl kapacitetsreglerad värmepump intermittent drift.

Vid intermittent drift måste normalt två krav uppfyllas.

- Värmepumpen får inte startas oftare än så att skador p g a snabba återstarter hindras.

- Variationerna i temperaturen på utgående värmebärare får inte bli större än så att kraven på temperaturregleringen kan uppfyllas.

Kravet på inte för snabba återstarter klaras med hjälp av startfördröjning som finns inbyggd i många värmepumpar. Ju större motoreffekt desto längre tid krävs mellan start och stopp eller mellan två starter. Detta beror på att den av startströmmen alstrade värmeutvecklingen i elmotorn är proportionellt sett större i stora motorer i förhållande till motorns massa och dess omslutande värmeavgivande ytors storlek eller kapaciteten på motorns kylsystem. Större kompressorer med extern hjälpoljepump för start kräver också tid för att anpassa kompressorn för en ny start.

Kravet på startfördröjning är därför olika; för små kompressorer ofta inga krav alls, för medelstora ca 10 minuter, för större aggregat mera, upp till en timme och i vissa fall ännu mera. Motorer för stora värmepumpar klarar snabbare återstart om startmotståndet är vätskekylt än om det är luftkylt.

Kravet på inte för stora temperaturvariationer klaras genom att värmebärarsystemet ges en så stor volym att dess värmekapacitet hjälper till att dämpa temperaturvariationerna så att de hålls inom tillåtna gränser.

Genom kapacitetsreglering av värmepumpen reduceras behovet av värmekapacitet i värmebärarsystemet. Man måste dock alltid studera denna fråga när värmepumpen är försedd med startfördröjning, även när den har kapacitetsreglering.

Värmekapaciteten kan ökas, om det behövs, med ackumulatorer som måste dimensioneras för varje anläggning för sig. En ackumulator kan även motiveras av lägre pris på drivenergi t ex under natten. I vissa fall kan en ackumulator behövas även på köldbärarsidan.

1.3.5 Exempel på dimensionering av erforderlig volym i värmebärarsystem

I värmebärarsystem med stor värmekapacitet (stor värmebärarvolym) i förhållande till värmepumpens effekt innebär varierande värmebehov inga större problem för styrningen av värmebärartemperaturen. För liten värmekapacitet kan däremot ge driftsproblem.

Driftsproblemet innebär att värmepumpen vid intermittent drift vill starta med alltför täta intervaller. För att skydda kompressorn bör denna vara försedd med återstartfördröjning på ca 10 min.

För att värmepumpen skall fungera tillfredsställande skall värmebärarsystemet ha tillräcklig värmekapacitet och termostaten som styr värmepumpen skall ha tillräcklig kopplingsdifferens så att termostaten inte ger kortare återstarttillslag än återstartfördröjningen.

Genom kapacitetsreglering av kompressorerna reduceras behovet av värmekapacitet i värmebärarsystemet. Även om det flesta större värmepumpar är utrustade med kapacitetsreglering skall man vara observant på problemet.

Det är möjligt att beräkningsmässigt avgöra om värmebärarsystemet har tillräcklig värmekapacitet eller ej.

Under stilleståndperiod för värmepumpen gäller:

$$K \cdot \vartheta \cdot d\tau = -W \cdot d\vartheta \quad \dots\dots\dots 1.1$$

Detta samband ger

$$\vartheta = \vartheta_+ \cdot e^{-K \cdot \tau / W} \quad \dots\dots\dots 1.2$$

Vid stilleståndsperiodens slut gäller

$$\vartheta_- = \vartheta_+ \cdot e^{-K \cdot \tau_0 / W} \quad \dots\dots\dots 1.3$$

Under driftsperiod för värmepumpen gäller

$$(\dot{Q}_1 - K \cdot \vartheta) \cdot d\tau = W \cdot d\vartheta \quad \dots\dots\dots 2.1$$

Detta samband ger

$$\vartheta = \dot{Q}_1 / K - (\dot{Q}_1 / K - \vartheta_-) \cdot e^{-K \cdot \tau / W} \quad \dots\dots\dots 2.2$$

Vid driftperiodens slut gäller

$$\vartheta_+ = \dot{Q}_1 / K - (\dot{Q}_1 / K - \vartheta_-) \cdot e^{-K \cdot \tau_D / W} \quad \dots\dots\dots 2.3$$

Beteckningar

K = värmeupptagning i värmebärarsystem och radiatorer per temperaturskillnad till rum ($W/^\circ C$)

\dot{Q}_1 = värmeeffekt från värmepump (W)

τ = driftstid (s)

W = värmebärarsystemets värmekapacitet ($Ws/^\circ C$)

ϑ = medeltemperatur differens mellan rum och värmebärarsystem ($^\circ C$)

\dot{W} = köldbärarsystemets värmekapacitetsflöde ($W/^\circ C$)

Index

- + avser temperaturer vid driftsperiodens slut
 - avser temperaturer vid driftsperiodens början
 D avser driftsperiodens längd
 O avser stilleståndsperiodens längd
 m avser medelvärde

Värmepumpen styrs normalt via temperaturgivare i returledningen. Drifttid och stilleståndstid beror av vid vilken returtemperatur värmepumpen stoppar (t_{i+}) och startar (t_{i-}).

Returtemperaturen kan beräknas ur följande approximativa samband.

$$t_i \approx t_0 + \psi - 0,5 \cdot \frac{K \cdot \psi}{\dot{W}} \quad \dots\dots\dots 3.1$$

t_0 = rumstemperaturen ($^{\circ}\text{C}$)

Exempel 1Data:

$$\dot{Q}_1 = 37500 \text{ W (värmepumpens effekt)}$$

$$K \cdot \psi_m = 10000 \text{ W (aktuellt värmebehov)}$$

$$W = 4,2 \times 10^6 \text{ J/}^{\circ}\text{C (motsvarar 1000 l vatten)}$$

$$\dot{W} = 63000 \text{ W/}^{\circ}\text{C}$$

$$t_{i-} = +40^{\circ}\text{C}$$

$$t_{i+} = +43^{\circ}\text{C}$$

$$t_0 = \text{omgivningstemperatur} = +20^{\circ}\text{C}$$

Beräkna stillestånds- och drifttid! Uppstår styrproblem?

Lösning

Ekv 3:1 ger

$$t_{im} \approx t_0 + \psi_m - 0,5 \cdot \frac{K \cdot \psi_m}{\dot{W}}$$

$$41,5 \approx 20 + \vartheta_m - 0,5 \cdot \frac{10000}{63000}$$

$$\vartheta_m \approx 21,58$$

$$K = 10000/21,58 = 463 \text{ W/}^\circ\text{C} \quad K/W = 0,00011$$

Stillestandsperiod

Ekv 3.1 ger

$$\vartheta_+ \approx t_{i+} - t_0 + 0,5 \cdot \frac{K \cdot \vartheta_+}{\dot{W}}$$

$$\vartheta_+ \approx 43 - 20 + 0,5 \cdot \frac{463 \cdot \vartheta_+}{63000}$$

$$\vartheta_+ \approx 23,08$$

Ekv 3.1 ger

$$t_j = 20 + \vartheta - 0,5 \cdot \frac{463 \cdot \vartheta}{63000}$$

Ekv 1.2 ger

$$\vartheta = 23,08 \cdot e^{-0,00011 \cdot \tau}$$

τ	ϑ	t_j
0	23,08	43
50	22,95	42,86
100	22,82	42,73
200	22,57	42,48
400	22,08	41,99
600	21,6	41,52
800	21,13	41,05
1000	20,67	40,59
1500	19,56	39,48

$$\tau_0 \approx 1000 + \frac{40 - 40,59}{39,48 - 40,59} \cdot 500 \approx 1265 \text{ s}$$

Driftsperiod

Ekv 3.1 ger

$$\vartheta_- \approx 40 - 20 + 0,5 \cdot \frac{463 \cdot \vartheta_-}{63000}$$

$$\vartheta_- = 20,07^\circ\text{C}$$

Ekv 3.1 ger

$$t_j = 20 + \vartheta_- \cdot 0,0036 \cdot \vartheta_-$$

Ekv 2.2 ger

$$\vartheta = 79,9 - 59,8 \cdot e^{-0,00011 \cdot \tau}$$

τ	ϑ	t_j
0	20,1	40
50	20,42	40,34
100	20,75	40,67
200	21,40	41,32
300	22,04	41,96
400	22,67	42,58
500	23,3	43,21

$$\tau_D \approx 400 + \frac{43 - 43,21}{42,58 - 43,21} \cdot 100 \approx 433 \text{ s}$$

$$\tau_0 + \tau_D \approx 1700 \text{ s}$$

Svar:

Summan av drifttid och stilleståndstid för värmepumpen uppgår till ca 28 min. Drifts- och stilleståndsperioden är således väsentligt längre än återstartsfördröjningen varför driftsproblem beträffande styrningen ej torde uppstå.

2. DRIFTSERFARENHETER

För att utröna hur samregleringen mellan värmepump - oljepanna fungerar i praktiken har data och erfarenheter insamlats från ett flertal svenska anläggningar.

Genom intervjuer med bl a större bostadsföretag och förvaltningar har material till föreliggande rapport inhämtats.

En mängd värdefulla synpunkter på olika driftproblem har framkommit liksom även erfarenheter från konstruktions-, installations- och driftsättningskedet.

Erfarenheterna från branschen, d v s värmepumpstillverkare och entreprenörer har ej varit lika tillgängliga. Detta kan bero på att deras erfarenheter varit såpass dyrköpta och att man anser dem så värdefulla att de eventuellt skulle kunna ge företaget ett tekniskt försprång gentemot konkurrenterna. En annan förklaring kan också vara att man inte har någon klar strategi hur man kommer till rätta med problematiken.

Redovisningen av intervjuerna nedan har gjorts utan angivande av källan så att varken tillverkare/entreprenör eller beställare kan identifieras.

2.1 Erfarenheter från förvaltningar

Bostadsförvaltning A

Man har inom detta företag ett flertal större värmepumpar driftsatta i bivalenta applikationer.

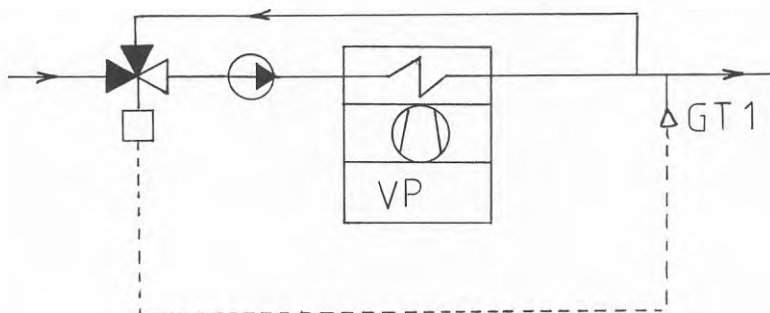
Generellt anser man att det är svårt att nå upp till den utlovade besparingen beroende på olika felaktigheter i systemet. Detta har oftast lett till kortare drifttider än beräknat.

För att få så optimal lösning med så hög COP som möjligt görs, anser man, systemen många gånger så reglertekniskt komplicerade att det är svårt att få en överblick av systemets alla funktioner. Detta har gjort att vissa ej tänkta kombinationer av reglerventiler gjort att värmepumpen stannat och oljepannan startat. Den vinst man hade tänkt sig uppnå genom att försöka höja COP någon tiondel, elimineras ganska snart på grund av att oljepannans verkningsgrad ($\eta \approx 70\%$) endast motsvarar ca 1/5 av värmepumpens ($COP \approx 3,5$).

En vanlig typ av optimal lösning innebär att man vill ha så kallt vatten som möjligt till kondensorn. Vid störttappning av tappvarmvatten har man dock vintertid fått problem då 8-10 gradigt vatten fyllt kondensorn innan regleringen hunnit strypa till flödet. Detta ledde till att trycket, först i kondensorn och därefter i förångaren, sjönk till ett så lågt värde att lågtryckspressostaten löste ut.

Ett annat vanligt problem har varit underdimensionerade värmebärarpumpar. Trevägsventilen i värmesystemets retur samt kondensorn har skapat ett så stort tryckfall att flödet minskat till den grad att värmepumpen löst ut på högtryckspressostaten.

I ett fall hade givaren GT1, figur 2.1 som styr kondensorflödesregleringen monterats för långt efter kondensorns utlopp. När flödet genom kondensorn minskade p g a kallare returtemperatur kunde inte någon ny signal komma fram till givaren inom rimlig tid. Vid fullt öppen ventil mellan värmesystemets retur och kondensorn tog det 15 s för vattnet att komma fram till givaren och vid strypt flöde ända upp till 300 s.



Figur 2.1

Värmepumpen löser till sist ut på högtryckspressostaten eftersom ventilen aldrig hinner öppna tillräckligt. Problemet löstes genom att man flyttade givaren närmare kondensorn.

Bostadsförvaltning B

Hos denna förvaltning har man bred erfarenhet av värmepumpar i bivalent drift.

Deras bestämda uppfattning är den att idag måste beställaren kunna göra egna förfrågningsunderlag vid upphandling av värmepumpar. Ett vanligt problem idag är just juridiska tvister angående effekt- och energigarantier i värmepumpsapplikationer. Det är nämligen oftast svårt att i efterhand säkert kontrollera om t ex effekten är för liten.

Många gånger krånglar värmepumpen just vid samkörning i bivalent drift vilket gör den olönsam för beställaren. Detta beror de flesta gånger på för komplicerad reglerautomatik som dessutom försvårar för driftspersonalen att överblicka anläggningen.

Marginalerna är normalt så små att anläggningen måste fungera klanderfritt från början. Därför anser man här att det borde göras en större inventering av användbara systemlösningar i stället för som idag göra en ny lösning per anläggning.

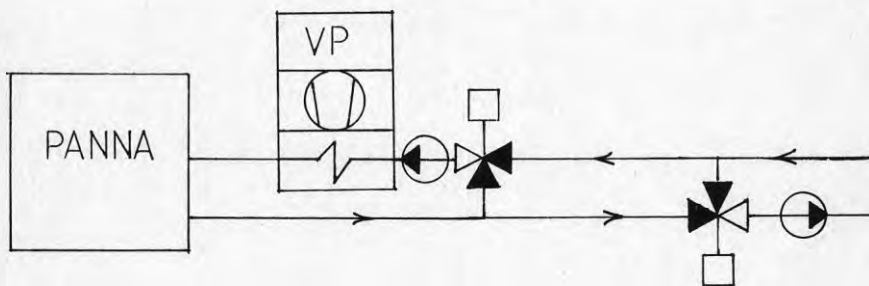
De vanligaste förekommande problemen som man har haft i bivalenta system har varit.

- För höga returtemperaturer från värmesystemet.
- Felaktig tidsfördröjning av oljepannan d v s den startar för tidigt och är i drift för länge utan att värmebehovet kräver det.

Höga returtemperaturer kan bero på värmesystemets bristfälliga injustering. Man skulle enligt en uppfattning kunna komma tillrätta med problemet genom att istället för att injustera värmesystemen enligt lågtemperaturmetoden använda sig av lågflödesmetoden. En närmare betraktelse av problematiken görs senare i detta kapitel.

Tidsfördröjningen för uppstart av värmepannan i ett bivalent system är enligt dem svår att ge ett exakt värde på. Man måste prova sig fram på varje anläggning. Allmänt menar man dock att vid fastigheter med till-luftssystem skall man ha kortare fördröjning jämfört med fastigheter med ordinärt radiatorsystem.

Man har även exempel på helt felaktigt anslutna värmepumpar. I ett fall var värmepumpen ansluten till panncirkulationens returledning istället för värmesystemets retur. För att inte säkerhetsventilen skulle öppna var panntermostaten ställd på 45°C! se figur 2.2.

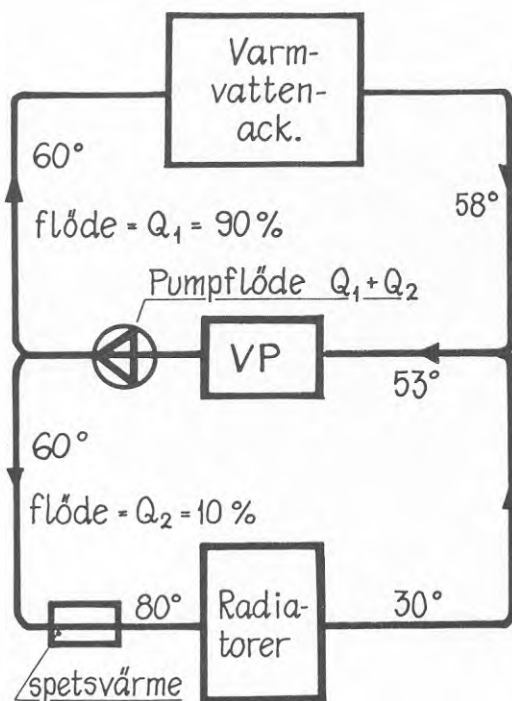


Figur 2.2

Bostadsförvaltning C

I denna förvaltning har man valt att ha sin egen linje. Man anser att ett av de grundläggande problemen är den höga returtemperaturen, vilket skulle bero på dåligt injusterade värmesystem. Ingen eller ringa kunskap om det värmesystem som skall få värmepump installerad är oftast orsaken till problemen.

Man vill rekommendera den så kallade lågflödesmetoden d v s ett 80/30°C system eftersom returtemperaturen från värmesystemet alltid är känd. För att få ett högre flöde genom kondensorn hålls ett högt flöde över varmvattenberedaren. Se figur 2.3.



LÅGFLÖDESMETODEN

Figur 2.3

Förutom fördelarna med den nästan konstanta returtemperaturen blir inkopplingen och regleringen dessutom mycket enkel. Med en extra shuntventil klarar man av att reglera hela det bivalenta värmesystemet.

Att enligt deras åsikt reglertekniskt överoptimera systemen för att få så hög värmefaktor som möjligt, har man ingen större förståelse för. Systemen blir då oftast för komplicerade och svåra att överblicka.

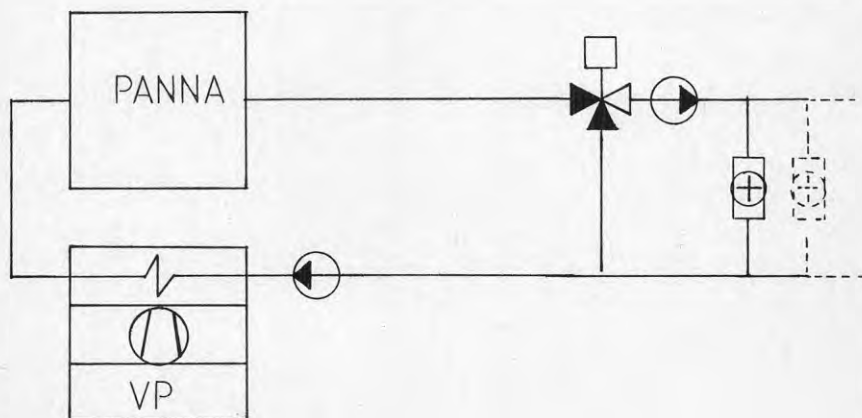
Man anser att innan tidsfördröjningen skall tillåta pannan att gå in och spetsa framledningstemperaturen bör ärvärdet vara lägre än börvärdet under åtminstone en timme.

Bostadsförvaltning D

Man anser här att de grundläggande svårigheterna bottnar i att en oljepanna vill arbeta vid en temperatur över $+60^{\circ}\text{C}$ medan en värmepump under $+60^{\circ}\text{C}$. Detta har i normalt injusterade värmesystem inneburit att när returtemperaturen i den bivalenta driften blivit för hög för värmepumpen har detta gett en kortare drifttid för densamma än beräknat.

Många gånger är även driftspersonalen för dåligt utbildad för att klara av att hantera värmepumpsutrustningen på korrekt sätt. Detta har bekräftats vid en anläggning där personalen hade höjt värmepumpens drifttermostat för att kunna höja tappvarmvattentemperaturen. Termostaten höjdes över högtryckspressostatens inställda värde som dessutom hade automatisk återställning. Detta innebär att värmepumpen arbetade mot högtryckspressostaten. Oljan försvann så småningom från kompressorn där den skall finnas och till slut löste oljetrycksvakten ut.

I en annan anläggning var den helt oshuntade oljepannan indockad på varma sidan efter värmepumpen. När pannan en gång startat och värmepumpen stängt av på sin övertemperaturtermostat vid en tillräckligt hög returtemperatur kunde värmepumpen inte återstarta förrän efter eldnings säsongens slut eftersom övertemperaturskyddet i returkretsen blockerade värmepumpen. Figur 2.4.



Figur 2.4

Ett vanligt återkommande fel har varit felaktigt dimensionerade värme- och köldbärarpumpar. Detta beror oftast på att olika entreprenörer (kyl respektive rör) har ansvaret för olika delar i systemet och inte tagit hänsyn till varandras påverkan av systemet.

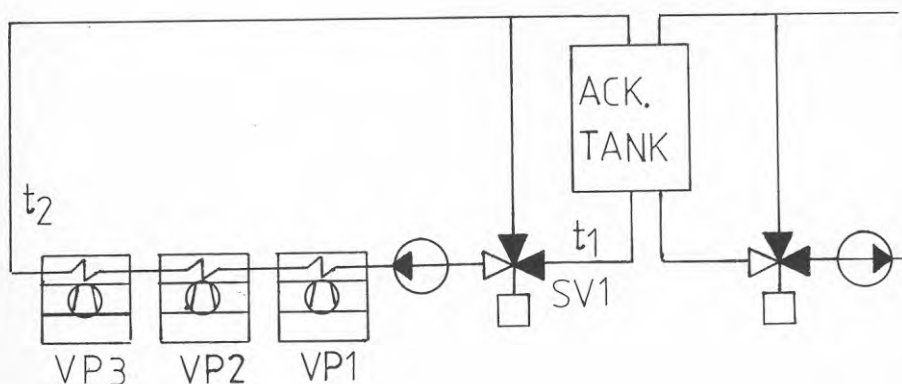
Man anser att fördröjningen av oljepannans uppstartning bör vara minst 1 h. När pannan väl gått in i driftläge efter tidsfördröjningen skall den vara kvar där även när pannan stannat på sin drifttermostat. Oljepannan har ju oftast betydligt större effekt än värmepumpen så när den startat är det oftast inte nödvändigt att den går kontinuerligt.

Bostadsförvaltning E

Man har inom denna förvaltning en anläggning som består av två luft/vattenvärmepumpar samt en vatten/vatten värmepump kopplade i serie och med en sammanlagd effekt av ca 4 MW. Dessa arbetar bivalent tillsammans med en oljepanna.

För stora värmebärarflöden har gett för höga returtemperaturer i fjärrvärmenätet.

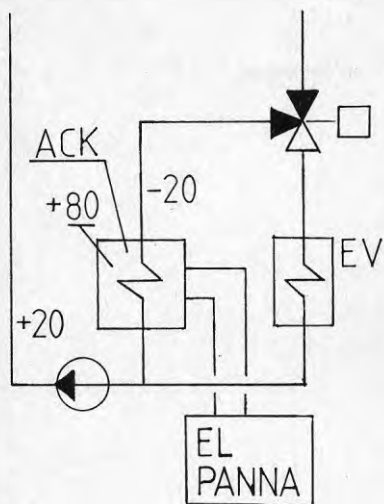
VP3:s kapacitetsreglering styrs av temperaturen t_1 i ackumulator-tanken och ej av kondensorns utloppstemperatur t_2 , se figur 2.5. Detta innebär att när ackumulatortanken är fulladdad går VP3 i delast och när tanken är urladdad arbetar värmepumpen för full effekt. P g a för långsam reglering i ventil SV1 har högtryckspressostaten löst ut i VP3 p g a för hög tillloppstemperatur. VP3:s kapacitet borde ha styrts på utloppstemperaturen t_2 .



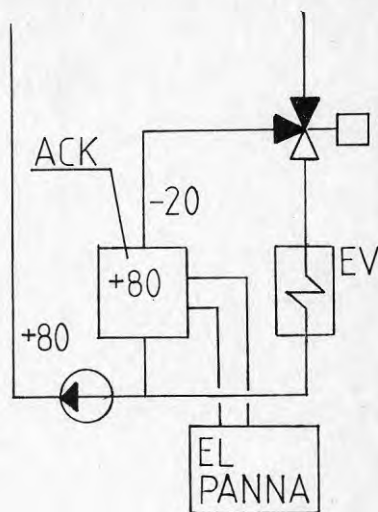
Figur 2.5

Bostadsförvaltning F

Här är man ägare till en luft/vattenvärmepump på ca 150 kW med brinekrets som har haft stora problem med avfrostningen. Från början var det tänkt att en ackumulatortank för avfrostning skulle konstrueras enligt figur 2.7



Figur 2.6



Figur 2.7

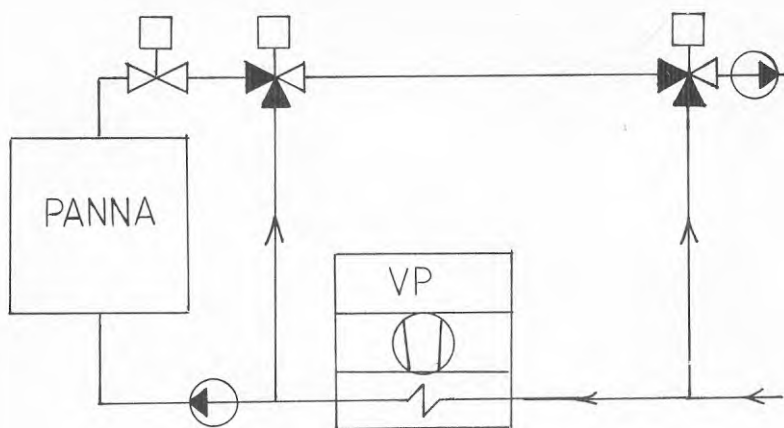
Olyckligtvis blev den konstruerad enligt figur 2.6 vilket ledde till att avfrostningseffekten blev avsevärt sämre. Eftersom rörsystemet (DN150) i sig innehåller en stor mängd kall brine kyls ackumulatortanken snabbt ner av denna och man får ut för kall brine till avfrostningen.

Rörsystemet innehåller $2,8 \text{ m}^3$ -20°C brine medan ackumulatortanken i sig innehåller $1,8 \text{ m}^3$ $+80^\circ\text{C}$ brine. Värmeinnehållet i tanken drunknar s a s i den stora mängden kall brine. Medeltemperaturen för detta system blir blott 19°C . Om tanken istället hade konstruerats enligt figur 2.7 går däremot det 80°C vattnet direkt ut till den värmeupptagande ytan vilket ger betydligt bättre avfrostning. Det dåligt konstruerade ackumulatortanken har gett för långa avfrostningstider vilket givit kortare driftstid och alltså sämre ekonomi än förväntat.

Bostadsförvaltning G

I detta företag har man erfarenhet från en nyligen installerad större värmepump. Denna som är på nominellt $1,1 \text{ MW}$ effekt värmer returvattnet i ett litet fjärrvärmenät. Värmepannans vatten shuntas in i vattnet från värmepumpen vid behov d v s då detta krävs för att hålla rätt framledningstemperatur.

Man har haft problem med en läckande shuntventil för inshuntning av vatten från pannan, figur 2.8. Normalt sett brukar en trevägsventil alltid läcka $1-2 \%$ i stängt läge men kan om man ansluter den från fel sida läcka upp till 10% . Man har kommit tillrätta med problemet genom att montera en tvåvägs motorventil som är i stängt läge när värmepumpen ensam svarar för driften.



Figur 2.8

Beställaren anser dessutom att värmepumpen är för stor i förhållande till det totala värmebehovet.

Bostadsförvaltning H

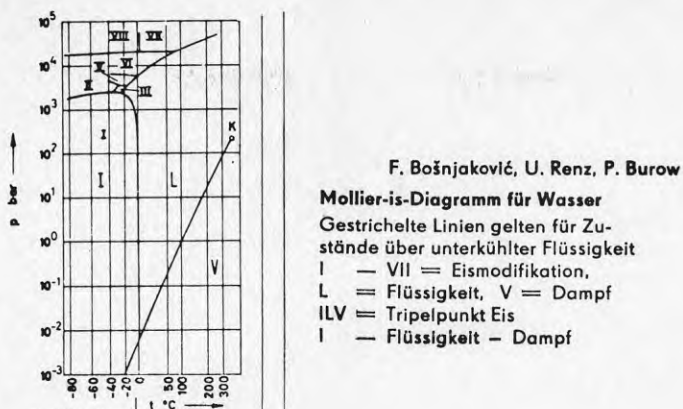
Här är man ägare till en anläggning på nominellt 1,2-1,8 MW som försörjer ett fjärrvärmenät. Värmekälla är en sportanläggning med en skridskooval och en bandybana som värmeupptagande ytor.

Man har haft svårigheter att hålla låga returtemperaturer beroende på problemen hos vissa större abonnenter.

När värmepannan har startats upp har värmepumpen ej hunnit reglera upp sitt kondensorflöde vilket ju är nödvändigt när returtemperaturen ökar. Detta "svaj" i distributionsnätet som härrör från värmepannan har då gjort att värmepumpen löst ut på högtryckspressostaten. Den är nämligen inställd på en returtemperatur max + 60°C.

Efter att värmepannan varit i drift en kort stund stannar den p g a det låga pannshuntflödet. Pannans effekt är ju betydligt större än det aktuella värmebehovet. Pannan arbetar m a o intermittert i brytpunkten. Någon form av ackumulator borde enligt driftspersonalen kunna ge längre drifttid och en bättre bivalent reglering.

Värmepumpen är dessutom överdimensionerad m h t värmesänkan. Den måste nämligen vara avställd perioden 15/12-15/4 beroende på att isen annars blir för spröd. Detta beror på det faktum att vid ca - 18°C ändrar fasdiagrammet för H₂O karaktär vid ett ökande tryck. Normalt förlopp till -18°C är att isen övergår till vatten under ökande tryck som under en skridsoskena. Däremot under -18°C är förloppet det motsatta och isen går följaktligen inte att utnyttja till skridskoåkning. Se figur 2.9



Figur 2.9

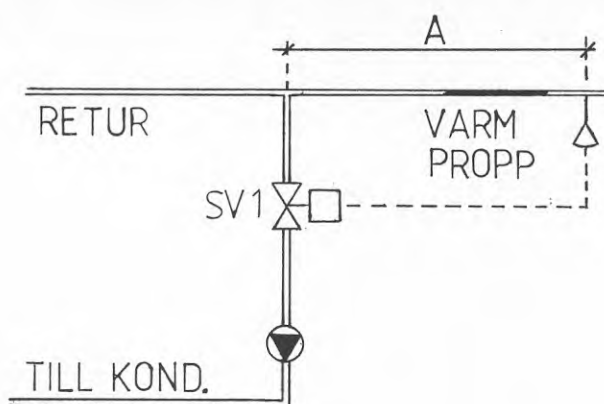
Bostadsförvaltning I

Man äger här en luft/vattenvärmepump på nominellt 750 kW som har haft problem med sin reglerautomatik. Pannan har ej startats eller stoppats som den skall. Man har uppenbarligen haft fel i reglerprogrammet. Under sommaren blev förångareffekten för stor, trots att skruvkompressorn var maximalt nedreglerad. Värmepumpen löste ut på högtryckspressostaten. Åtgärden blev att sommartid manuellt stänga av 2 av de fyra förångarna.

2.2 Erfarenheter från projektörer och entreprenörer

Varma proppar i returledning

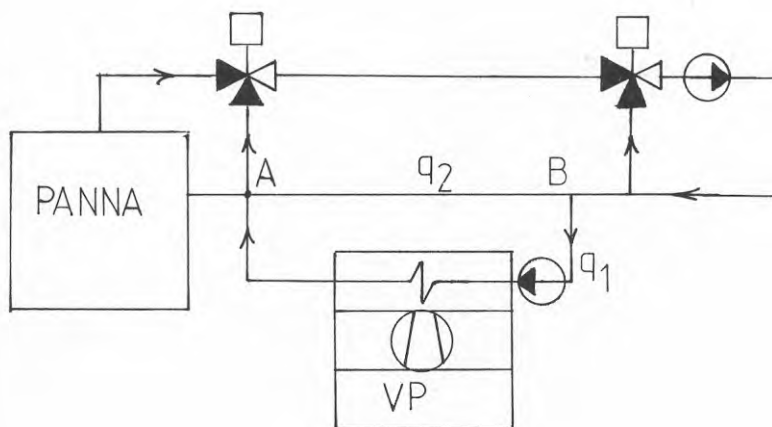
I värmesystemet med flera undercentraler där belastningen från en central plötsligt avtar, samtidigt som tillsatsvärme matar fram hög framledningstemperatur, kan oreducerad framledningstemperatur försaka "varma proppar" i returledningen. Det är dock relativt enkelt att via en givare känna av när en "varm propp" är på väg och via ett ventilsystem hindra att den passerar värmepumpens kondensator, figur 2.10. Svårigheten är dessvärre att dessa åtgärder ofta tillhör en annan entreprenör som ej har förståelse för problemet.



Figur 2.10

Vid korrekt inkoppling går det att eliminera onödiga stopp och onödigt köldmedieläckage via säkerhetsventiler.

Tvåvägsströmning



Figur 2.11

Om värmepumpen är inkopplad enligt figur 2.11 kan om huvudflödet $q_2 > q_1$ kondensorflödet q_1 ske tvåvägsströmning uppstå. I röret mellan pkt A och B skiktas då vattnet och kan gå i motsatt riktning. Detta innebär att kondenseringstemperaturen t_1 stiger, eftersom inkommande vattentemperatur i kondensorn stiger. Värmepumpen reducerar ner sin kapacitet och till slut startar pannan trots att värmebehovet ej påkallar detta.

Frånluftsvärmepump med feldimensionerad värmeväxlare för tappvattenvärmning

I ett flerbostadshus hade en serietillverkad värmepump med tillhörande varmvattenberedare blivit installerad. Det visade sig att tappvarmvattnets temperatur inte kunde höjas som man hade räknat med. Varmvattenberedaren hade i botten en värmeväxlare av kamflänsrör. Kondensorvattnet från värmepumpen skulle värma tappvattnet. Värmeväxlaren klarade dock inte detta, utan man var tvungen att värma tappvattnet direkt i värmepumpens kondensator av koaxialrörstyp. Karmrörsvärmeväxlare fungerar med vatten med relativt hög temperatur t ex från värmepanna. Temperaturdifferensen blir alltför låg med kondensorvatten från värmepumpen. Mycket stor yta krävs. Sannolikt var värmeväxlaren helt feldimensionerad.

3. DRIFTPROBLEMENS TEKNISKA OCH EKONOMISKA KONSEKVENSER

3.1 Temperaturnivåns betydelse

Temperaturnivån på både värmebärarsidan och köldbärarsidan har en stor betydelse för värmepumpens funktion.

3.1.1 Temperaturlyftet

Det som bl a skiljer värmepumpen från andra konkurrerande uppvärmningssätt är dess stora beroende av temperaturnivåer vilket tydligt framgår av den Carnotska formeln för värmefaktor.

En värmepanna för el eller bränsleledning kan leverera värmevatten inom ett brett temperaturområde med i stort oförändrad verkningsgrad. Detta klarar inte en värmepump. Temperaturnivåerna t_2 och t_1 i temperaturlyftet eller eg. tryckdifferensen mellan hög- och lågtryckssidan påverkar i högsta grad hela systemets totala verkningsgrad och den totala anläggningsekonomin.

Vid lika temperatur på värmekällan, t ex grundvatten och lika värmeeffekt från värmepumpen men olika utgående värmebärartemperaturer kan skillnaderna mellan både de tillförda effekterna/energierna och priserna på själva värmepumpen med nödvändig kringutrustning bli helt avgörande för anläggningsekonomin.

Ett större temperaturlyft ger

- högre kapitalkostnad för värmepumpen med nödvändig kringutrustning.
- högre kostnad för värmeenergin från värmepumpen.
- risk för högre underhållskostnader p g a högre tryckhöjning dp i kompressorerna

$$R22: (t_2 = \pm 0^\circ\text{C}, t_1 = 55^\circ\text{C}) dp = 4,4$$

$$R500: (t_2 = \pm 0^\circ\text{C}, t_1 = 65^\circ\text{C}) dp = 5,6 (+ 27\%)$$

$$R12: (t_2 = \pm 0^\circ\text{C}, t_1 = 75^\circ\text{C}) dp = 6,8 (+ 55\%)$$

Se exempel i figur 3.1 som åskådliggör temperaturlyftets inverkan.

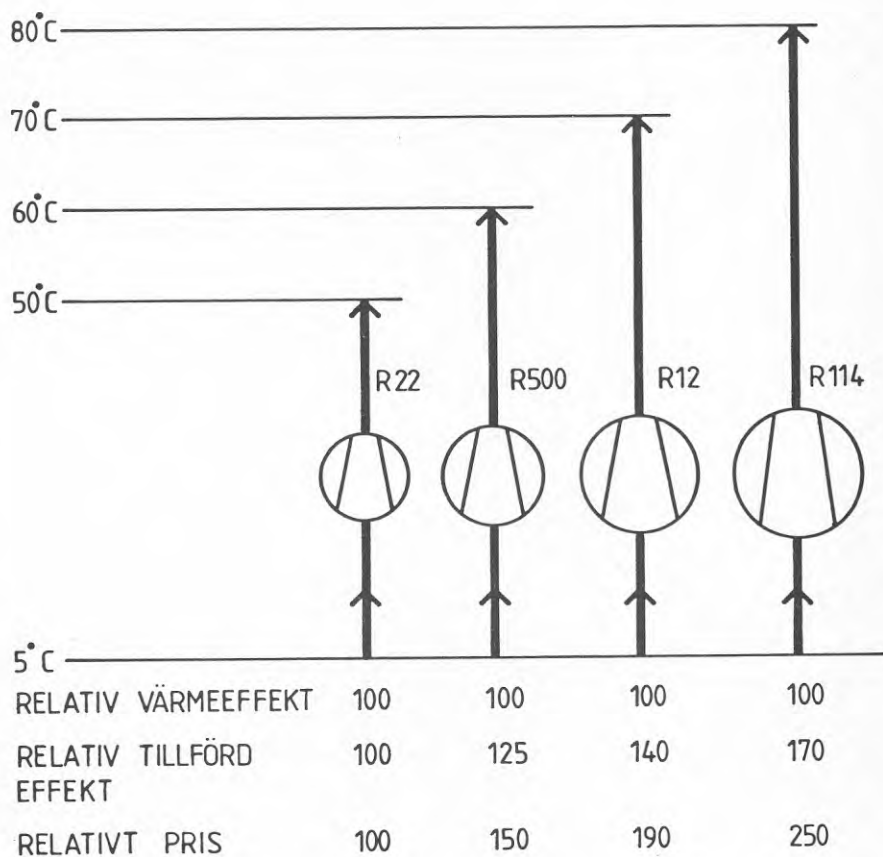
De i figur 3.1 angivna temperaturerna på från värmepumpen utgående värmebärarvatten är de som många fabriker klarar maximalt med undantag för R114 som behövs för 80°C , men klarar normalt ca 110°C . Tvåstegskompression kan förbättra värmefaktorn men investeringen ökar då så mycket att endast en lång drifttid kan kompensera det.

Hela värmesystemet inkl värmepump, värmeväxlare m m måste samdimensioneras och optimeras. Med dagens höga energipriser spelar både energikostnaderna och anläggningspriset för värmepumpen en viktig roll i den totala anläggningsekonomin.

VÄRMEPUMPAR

MED LIKA VÄRMEEFFEKT

TEMPERATUR = FRÅN FÖRÅNGARE RESP. KONDENSOR
UTGÅENDE VÄTSKETEMPERATUR



Figur 3.1

Högre kostnader för själva värmepumpen kan normalt endast delvis kompenseras av

- lägre kapitalkostnad för värmeväxlare, radiatorer och luftvärmare.
- längre årlig drifttid.

Har man tillgång till en varmare värmekälla än i exemplet i figur 3.1 blir temperaturlyftet lägre och värmefaktorn högre. Värmepumpen blir då också lönsammare. Det är dock temperaturnivån på värmebäraren som i första hand avgör valet av köldmedium på så sätt som framgår av exemplet i figur 3.1. I vissa tillämpningar exempelvis värmepump med uteluft som värmekälla, kan andra köldmedier som R502 förekomma. Detta ändrar dock inte temperaturlyftets principiella betydelse.

Några nykonstruerade kolvkompressorer tillverkas för något och några nya skruv- och turbokompressorerna för avsevärt högre tryckklass och klarar högre utgående värmebärartemperatur med ett visst köldmedium. Med R22 ca 60°C, med R500 ca 70°C, med R12 ca 90°C och med R114 ca 120°C. Detta sker dock alltid på bekostnad av värmefaktorn och ändrar därför inte den allmänna bilden av temperaturnivåers relativa inverkan på anläggningsekonomi.

Hela värmesystemet skall givetvis, så långt det är möjligt, totaloptimeras, m h t den totala livscykelkostnaden.

I bivalenta system är värmepumpen alltid kopplad före tilläggsvärmekällan så att den värmer kallast möjliga värmebärarvatten.

Är hela anläggningen rätt kalkylerad utgående från korrekta förutsättningar, rätt projekterad, rätt installerad och rätt skött samt fungerar med hög tillgänglighet bör det kalkylerade resultatet kunna förverkligas.

Om däremot någon av förutsättningarna inte är korrekt, t ex om temperaturen på värmebärarvattnet till värmepumpen är högre än kalkylerad, kan det ekonomiska resultatet försämrans markant.

Många problem med för hög temperatur på värmebärarvattnet till värmepumpen har förekommit, som bl a framgår av drifterfarenheterna som redovisas i denna rapport. Problemen är vanligast i befintliga anläggningar som har kompletterats med en värmepump, men även i nya anläggningar förekommer sådana problem.

3.1.2 För hög ingående värmebärartemperatur

När temperaturen på värmebärare till värmepumpens kondensör överstiger med ca 2-5°C det dimensionerande värdet stoppas aggregatet av högtryckspressostaten. Max värdet på den tillåtna övertemperaturen beror på värmepumpens tryckklass, kapacitetsreglering, antalet kompressorerna i samma köldmediesystem m m.

Om temperaturen stiger ytterligare med ca 4-6°C och värmebärarflödet till värmepumpen har inte stoppats, löser säkerhetsventilerna ut och en stor del av värmepumpens köldmediefyllning blåses ut.

Detta medför både stora extra kostnader för anläggningsägaren och försmutsning av utomhusluften samt även risker för förstöring av ozonskiktet i atmosfären.

Maxvärdet på den totalt tillåtna övertemperaturen beror på aggregatets tryckklass.

Den för höga temperaturen behöver inte förekomma kontinuerligt. Som en följd av reglerventilernas arbete, start av pannor och pumpar m m kan "heta proppar" uppstå i värmesystemet. Även om dessa "heta proppar" inte är alltför långa kan de höja trycket i kondensorn tillräckligt för att öppna säkerhetsventilerna.

Detta kan vara svårt att förutse och hindra på projekteringsstadiet. Därför bör man alltid ha en temperaturstyrd styrventil i tillloppet till värmepumpens kondensator. Det bör även finnas en tillförlitlig flödesvakt i värmebärandningen intill värmepumpen. Givaren för styrventilen skall placeras så långt från värmepumpen att ventilen hinner stänga i tid. Om problemet med en för hög temperatur i en anläggning är kontinuerligt och inte kan avhjälpas med en automatisk styrventil, då har valet av värmepumpen baserats på en för låg temperatur och det återstår endast tre alternativ

- byte av värmepumpen
- byte av köldmedium (om möjligt)
- acceptering av kortare drifttid

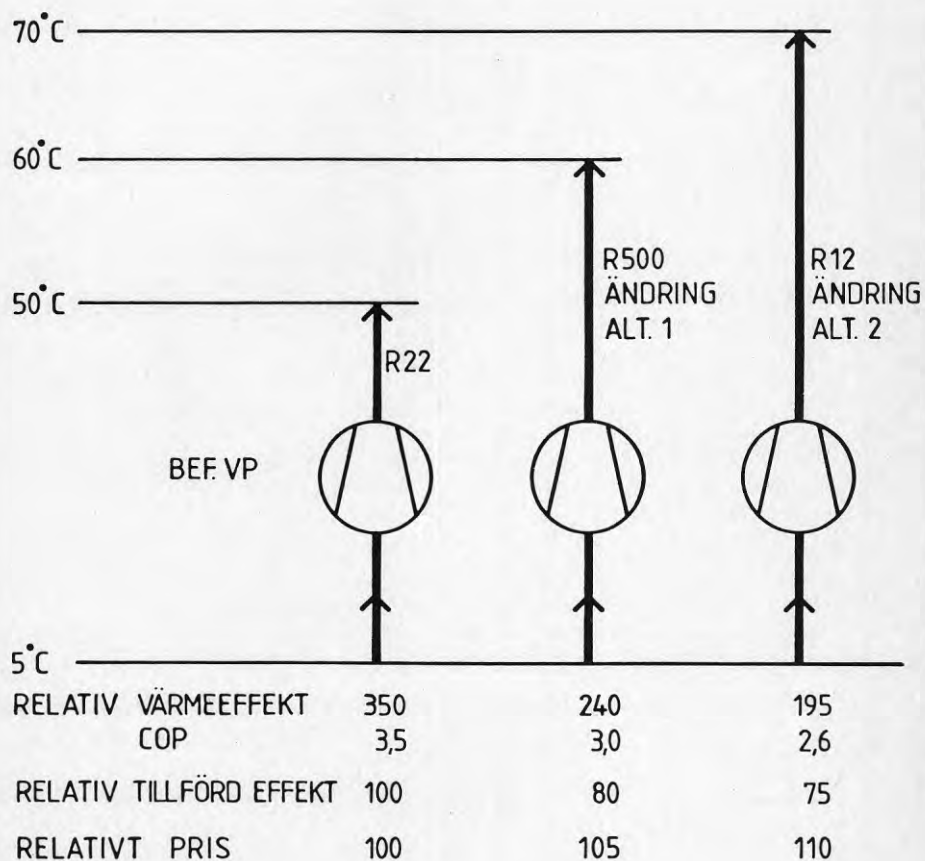
Alla tre alternativen försämrar normalt hela anläggningsekonomi mycket kraftigt. Byte av värmepumpen är vanligen oekonomiskt.

Byte av köldmedium

Det förekommer att man kan och måste byta köldmedium för att klara problemet med högre än beräknad temperatur på värmebäraren till värmepumpen. Ett sådant byte påverkar värmepumpens prestanda på ett mycket negativt sätt. Se exempel i figur 3.2.

BEF. VÄRMEPUMP

HÖJNING AV UTGÅENDE VÄTSKETEMPERATUR FRÅN KONDENSOR
 TEMPERATUR = FRÅN FÖRÄNGARE RESP. KONDENSOR
 UTGÅENDE VÄTSKETEMPERATUR



Figur 3.2

Den värmeeffekt som värmepumpen klarade med det ursprungliga köldmediet sjunker kraftigt efter bytet av köldmedium.

Vid övergång från R22 till R500 i vårt exempel minskar värmeeffekten till ca 70 % av den ursprungliga effekten. Vid övergång från R22 till R12 minskar värmeeffekten till ca 55 % av den ursprungliga. Därtill försämras värmefaktorerna. Vid övergång till R500 minskar värmefaktorn till ca 85 % och vid övergång till R12 till ca 75 % av det ursprungliga värdet med R22, som en följd av erforderlig högre utgående värmebärartemperatur.

Själva bytet av köldmedium kostar relativt litet, men försämrar ändå ytterligare anläggningsekonomi.

Det enda som kan hjälpa upp ekonomin någorlunda är den med det nya köldmediet eventuellt möjliga längre drifttiden, förutsatt att den kan bli längre än den ursprungligen kalkylerade.

På samma sätt som övertemperaturerna på värmebärarsidan kan förekommande undertemperaturer hos värmekällan, jämfört med de kalkylerade temperaturerna, försämrar hela värmepumpsanläggningens ekonomi. I sådana fall kan oftast inte ens ett byte av köldmedium hjälpa.

3.1.3 Stora krav på kompressor och kapacitetsreglering

Det ställs stora krav på kompressorer och anordningar för kapacitetsreglering när det gäller värmepumpar. Värmepumpar måste klara det som endast vissa industriella kylaggregat har tidigare klarat. Både besvärliga arbetsförhållanden och långa drifttider. Driften för en värmepump kan vara besvärligare än för många industriella kylaggregat, som går med stabil last kanske 2 000 h/år, medan många värmepumpar skall kunna klara varierande last under 5 000 h/år. Den kvalitet som klarar komfortkyla i vanligen ca 1 000 h/år i Sverige räcker inte.

Om vi antar att belastningen på en värmepumps rörliga delar, närmast då kompressorn med sin kapacitetsreglering samt tryck- och sugventiler, är direkt proportionell mot både temperaturlyftet (tryckökningen) och den årliga drifttidens längd kan vi approximativt jämföra olika driftfall.

Ett klimatkylaggregat med R22 som köldmedium samt $t_2 = + 2^\circ\text{C}$ och $t_1 = + 37^\circ\text{C}$ alstrar 2,7 faldig tryckökning. Om drifttiden är 1 000 h/år skulle belastningen bli $2,7 \cdot 1\,000 = 2\,700$ enheter/år.

En värmepump med R12 som köldmedium samt $t_2 = \pm 0^\circ\text{C}$ och $t_1 = 75^\circ\text{C}$ eller alternativt $t_2 = - 10^\circ\text{C}$ och $t_1 = + 60^\circ\text{C}$ alstrar 6,8 faldig tryckökning. Om värmepumpen går, som den bör som grundlast och med drifttiden 5 000 h/år blir belastningen räknat som ovan $6,8 \cdot 5\,000 = 34\,000$ enheter/år d v s 12,6 gånger så mycket eller 11 600 % mera. Vissa värmepumpar kan gå i 6 000–7 000 h/år. Varierande driftförhållanden med ofta förekommande nedreglering av kapaciteten ger en ytterligare ökning av belastningen på kompressorn.

För konstruktionen av en driftsäker värmepump med en lång ekonomisk livslängd spelar detta och även andra faktorer, som antalet rörliga delar m m, en stor roll.

En ekonomisk total livscykelkostnad (life cycle cost) förutsätter en driftsäker värmepump.

3.2 Drifftidens betydelse

En värmepump är vanligen en ekonomiskt sett tung investering.

En lång årlig drifftid med en god tillgänglighet är därför förutsättningen för en god lönsamhet för en värmepump. Detta gäller givetvis även för andra energiomvandlare. Värmepumpar kräver dock relativt sett en så mycket större investering, att de endast kan vara lönsamma om drifftiden är lång. Den dyrare investeringen skall ju betalas med den billigare driften.

Redan vid valet mellan värmepump och andra värmealstrare spelar drifftidens längd ofta en viktig roll.

Den värmeeffekt som värmepumpen skall ha och storleken på den för detta erforderliga investeringen kan vara lika för två anläggningar. Drifftiden för större delen av värmebehovet i det ena fallet, t ex ett kontorshus, kan vara ca 50 h/vecka och i det andra fallet t ex ett bostadshus, upp till 168 h/vecka. Den värmeenergi som värmepumpen levererar kan då i det förra fallet vara endast ca 40 % av värmeenergin i det senare fallet. Detta innebär att pay-off tiden för värmepumpen i kontorshuset, trots mindre värmebehov under sommarhalvåret, kan ändå bli ca dubbelt så lång som i bostadshuset.

Ovanstående gäller kalkylmässigt. Sedan gäller det att värmepumpen verkligen är igång när den skall vara det. På många, speciellt mindre anläggningar har man dåligt grepp om hur många timmar per vecka, månad eller år värmepumpen har varit i drift.

Slutsats

Eftersom drifftiden spelar en avgörande roll för ekonomin borde varje värmepump vara försedd med en drifftidsmätare, som kostar i storleksordningen några promille eller mindre av priset på värmepumpen. Att avläsa drifftidsmätaren kan vara nog så avslöjande när det gäller mindre bivalenta system, där en annan värmeanläggning kan klara värmebehovet, och startas automatiskt. Alla medelstora värmepumpar bör därtill förses med en separat kWh- och värmemängdsmätare och större värmepumpar även med en kW- och en värmeeffektmätare.

3.3 Driftsäkerhet

Alla problem som medför driftstopp för värmepumpen är relativt dyra.

Vid sammankopplingen av olika komponenter inkl värmepumpar till ett värmesystem måste man därför se till att inte systemets driftsäkerhet försämras på ett otillfredsställande sätt. Man skall inte heller göra systemet onödigt dyrt genom att överdimensionera för att erhålla en försumbar ökning av driftsäkerheten, utan de olika komponenternas driftsäkerhet måste samverka på ett med hänsyn till kostnaderna optimalt sätt. Härvid måste man ta hänsyn till att olika funktioner ställer olika höga krav på systemens driftsäkerhet.

Ett värmesystems driftsäkerhet kan inte bli högre än driftsäkerheten för värmepumpen och i ett bivalent system för tillsatsvärmeanläggningen samt elleveransens säkerhet.

Om elleveransen avbryts fungerar varken värmepumpar eller vanliga tillsatsvärmeanläggningar.

Elleveransen upphör i medeltal ca 1 h per år. Avbrotten kan vara längre på landsbygden och kortare i storstäderna. I Stockholm ca 0,5 h/år. Vissa betydligt längre avbrott har inträffat i olika regioner under 1985.

Enklare systemlösningar ger i regel en bättre driftsäkerhet än komplicerade lösningar som innehåller flera felkällor.

I värmepumpar förekommer vanligen flera problem på lågtryckssidan än på högtryckssidan. Kondensorer och högtryckssidan fungerar normalt bra förutsatt att värmebärarsidan hålls ren och ingående värmebärare inte har för hög temperatur eller för lågt flöde.

På lågtryckssidan inkl förångaren förekommer mycket mer komplicerade lösningar än på högtryckssidan. Komplicerade och omfattande köldmediesystem med varierande flöden och temperaturer hos värmekällan medför alltid åtminstone initialproblem och dess värre ofta även fortsatta problem. Detta är inte så konstigt. Cirkulationen i ett omfattande köldmediesystem måste fungera trots att köldmediet ändrar aggregationstillstånd och oljeåterföringen måste hela tiden säkerställas. Det är mycket svårare än att få vätska, vatten eller glykolvatten, att cirkulera. För det behövs ju endast ett rörsystem, som kan dras nästan hur som helst, pump och erf avluftsansordningar.

Slutsats

Ett indirekt system på lågtryckssidan kan vara att föredra. Vid en extra värmväxling förloras visserligen 3-5°C som kan motsvara 6-12 % försämring i värmefaktorn. Denna förlust äts dock mycket snabbt upp av problem med ett komplicerat direkt system. Typiska problem är svårigheter med regleringen och köldmedieläckage. En anläggning med extra värmväxling behöver inte heller medföra högre investering.

3.4 Driftproblem p g a elektriska och mekaniska fel

Elfel kan förekomma i det yttre eldistributionssystemet, i anläggningens elsystem och i värmepumpsanläggningen. Mekaniska fel som medför stopp i värmepumpsfunktionen förekommer i värmepumpen och dess kringutrustning.

Alla sådana fel resulterar i en sämre drifttillgänglighet.

Vilka konsekvenser som detta kan få belyses av följande exempel.

Exempel 1

En värmepumpsanläggning med i detta sammanhang intressanta data som gäller under de två första driftåren för värmepumpen enligt följande.

- Totalt värmeenergiebehov:	2 350 MWh/år
- Värmeenergi från värmepump:	1 880 MWh/år
- Energitäckningsgrad	0,80
- Värmeenergi från oljepanna:	470 MWh/år
- Årsmedelvärmefaktor COP _{1m} :	2,9
- Pris på elenergi:	264 kr/MWh
- Pris på oljebaserad värmeenergi:	252 kr/MWh
- Pris på hela värmepumpssystemet	1 210 000 kr

Den ursprungliga kalkylen hade gjorts med orealistisk 100 % tillgänglighet för värmepumpsfunktionen. Detta gav en pay-off tid 4,1 år och ett nuvärde 1 308 000 kr samt en nuvärdeskvot 1,08, d v s > 1 som beställaren hade ursprungligen förutsatt för denna investering. Se i övrigt bilaga 1.

Värmepumpsleverantören ansåg att baserat på deras erfarenhet borde tillgängligheten vara minst 92 %. Detta gav en pay-off tid 4,5 år och ett nuvärde 1 100 000 kr samt en nuvärdeskvot 0,91. Se i övrigt bilaga 2. Detta resultat ansågs ändå acceptabelt av beställaren, trots en nuvärdeskvot < 1, och värmepumpen beställdes och installerades.

I verkligheten blev tillgängligheten under den tvååriga garanti-tiden 81 %. Servicekostnaden ökade från kalkylerade 8 000 kr/år till 15 000 kr/år trots att avhjälpandet av många av felen ingick i garantin. Detta gav en pay-off tid 5,3 år och ett nuvärde 760 000 kr samt en nuvärdeskvot 0,63. Se i övrigt bilaga 3.

Slutsats

Av detta exempel framgår att drifttillgängligheten och energitäckningsgraden spelar en mycket avgörande roll för lönsamheten för en värmepump. Nuvärdeskvoten som enligt ursprungliga kalkylen var > 1, vilket krävdes av beställaren, sjönk till < 1 i en mera realistisk kalkyl för att i verkligheten bli under de två första åren endast 0,63, vilket av denna beställare ansågs oacceptabelt. Om tillgängligheten i fortsättningen inte kommer upp till minst 90 % måste värmepumpen i detta fall anses vara en mindre lyckad investering, trots att den egentligen fortfarande är ekonomisk baserat på förutsättningarna i kalkylen. Det kan ha funnits ett bättre alternativ.

Lägre drifttillgänglighet beror ofta på problem som kan kosta anläggningsägaren avsevärda belopp, speciellt efter garantitidens utgång, och ytterligare försämra lönsamheten för värmepumpen. Marginalerna är vanligen ganska små, och bättre alternativ kan ha funnits.

3.5 Lägre värmefaktor än kalkylerad

En värmepumpsanläggning skulle enligt kalkylerna baserade på antaget anbud ha följande data.

Exempel 2

- Dimensionerande värmeeffekt:	525 kW
- Dimensionerande värmeenergiebehovet:	1 990 MWh/år
- Årsmedelvärmefaktor COP _{1m}	2,95

- Pris på elenergi 255 kr/MWh
- Pris på värmeenergi från oljepanna 260 kr/MWh
- Pris på värmepumpsanläggning inkl allt 1 425 000 kr
- Tillgänglighet 90 %

Det ekonomiska resultatet skulle då ha blivit en pay-off tid 4,2 år och ett nuvärde 1 439 000 kr samt en nuvärdeskvot 1,01. Se i övrigt bilaga 4. Under de två första åren blev medelvärmefaktorn $COP_m = 2,71$ istället för 2,95.

Det verkliga ekonomiska resultatet blev därigenom en pay-off tid 4,4 år och ett nuvärde 1 338 000 kr samt en nuvärdeskvot 0,94. Se i övrigt bilaga 5.

Drifftidens och värmefaktorns betydelse

Både den årliga drifftiden och årsmedelvärdet för värmefaktorn spelar en avgörande roll för lönsamheten för en värmepump.

Värmefaktorns betydelse är alla projektörer och även många beställare mer eller mindre medvetna om. Är värmefaktorn då viktigare än drifftiden?

Bra årsmedelvärde på värmefaktor eller lång årlig drifftid?

Vilken är viktigast att ta hänsyn till när man planerar att installera en värmepump?

Under tiden före värmepump

- P = anläggningens dimensionerande värmeeffekt, MW
- τ = anläggningens ekvivalenta årliga drifftid, h/år
- p = pris på värmeenergi från anläggningen, kr/MWh

Vid bivalent drift tillkommer

- P_{vp} = värmepumpens nominella värmeeffekt, MW
- τ_{vp} = värmepumpens ekvivalenta drifftid, h/år
- ϕ_m = årsmedelvärmefaktor
- E = pris på elenergi för värmepumpen, kr/MWh
- D_{vp} = övriga kostnader för drift av värmepumpen, kr/år
- τ' = ekvivalent årlig drifftid för ursprungliga anläggningen, h/år

1) Driftkostnad $D_{\text{år}}$ utan värmepump

$$D_{\text{år}} = P \cdot \tau \cdot p$$

2) Driftkostnad $D'_{\text{år}}$ vid bivalent drift med värmepump

$$D'_{\text{år}} = P_{vp} \cdot \tau_{vp} \cdot \frac{E}{\phi_m} + P \cdot \tau' \cdot p + D_{vp}$$

3) Minskning av driftkostnad med värmepump

$$dD_{\text{år}} = P \cdot p (\tau - \tau') - (D_{\text{vp}} + P_{\text{vp}} \cdot \frac{\tau_{\text{vp}}}{\theta_m} \cdot E)$$

Denna minskning av driftkostnaden skall betala investeringen i värmepumpen.

τ_{vp} och θ_m är båda viktiga för driftekonomin. En viss proportionell minskning av τ_{vp} kan kompenseras av lika stor proportionell ökning av θ_m , men τ_{vp} är egentligen viktigare eftersom om τ_{vp} minskar tenderar både τ och D_{vp} att öka. Kortare drifttider betyder ofta problem som kostar extra. Om θ_m ökar bör τ' minska, men kanske inte i motsvarande grad, eftersom värmepumpen har sin begränsade maximala avgående värmebärartemperatur.

En värmepump som har sämre värmefaktor än kalkylerad kan leverera mera energi motsvarande t ex den extra drivenergin som har behövs som en följd av den lägre värmefaktorn. För denna extra energi är värmefaktorn dock endast 1 minus förlusterna i värmepumpen. Eftersom priset på elenergi och annan energi är f n nästan lika kan man normalt bortse från detta.

Slutsats

Se inte endast på värmefaktorn utan minst lika mycket eller t o m något mera på drifttillgängligheten och energitäckningsgraden. Välj hellre driftsäkra system än sista tiondelarna i värmefaktorn.

3.6 Högre värmebärartemperatur än kalkylerad

3.6.1 Val av temperaturnivå för en värmepump

Bef anläggningar som kompletteras med värmepump

När det gäller installation av en ny värmepump i en bef värmeanläggning måste värmepumpen väljas så att den klarar de i anläggningen under den kalkylerade drifttiden förekommande temperaturerna.

Energisparåtgärder i bef anläggning bör normalt planeras successivt i flera steg. Det är inte alls säkert att värmepumpen skall ingå i något av de första stegen. Tvärtom är det så att man vanligen genom andra mera lönsamma åtgärder kan först sänka energi- och effektbehovet så att även värmebärartemperaturen kan sänkas. Därefter kan en värmepump, som då får ett lägre temperaturlyft, vara en ekonomisk lösning.

Om värmepumpen i en bef anläggning har valts för en för låg värmebärartemperatur drabbar hela den kalkylerade kostnaden för bytet av värmepumpen eller bytet av köldmedium eller den kortare drifttiden med den installerade värmepumpen, anläggningens ekonomi. I en bef anläggning kan det även vara ekonomiskt att byta värmeväxlare i en begränsad omfattning så att större värmeeffekter klaras med oförändrad värmebärartemperatur från värmepumpen.

Vad allt detta kan innebära belyses av följande exempel.

Exempel 3

I en befintlig anläggning som ursprungligen hade dimensionerats för 90/70°C värmebärartemperatur konstaterades i samband med en energibesiktning dels att hela värmesystemet var överdimensionerat dels att vissa klart ekonomiska energisparåtgärder skulle enligt beräkningar göra det möjligt att sänka den dimensionerande värmebärartemperaturen från 90/70°C till ca 70/50°C.

Vidare bedömdes att eftersom värmebärartemperaturen skulle vara ca 70/50°C vid DUT = - 18°C skulle den vid utetemperatur $\pm 0^\circ\text{C}$ vara ca 50/40°C. Baserat på dessa data bedömdes en värmepump med R22 som köldmedium och grundvatten som värmekälla vara ekonomisk utgående från beställarens krav på 10 års kalkylerade drifttid.

Värmepumpen dimensionerades för 8/4°C grundvattentemperatur och 40/50°C värmebärartemperatur.

Värmepumpens nominella värmeeffekt 660 kW beräknades motsvara 45 % av anläggningens maximala värmeeffektsbehov. Denna värmepump skulle enligt kalkylerna med 92 % drifttillgänglighet klara 80 % av det totala årliga energibehovet för uppvärmning.

Följande data gäller för hela värmepumpsanläggningen.

- Kyleffekt P_2 =	473 kW
- Tillförd eleffekt P_t =	197 kW
- Värmeeffekt P_1 =	660 kW
- Värmefaktor COP_1 inkl pumpar =	3,15
- Årsmedelvärmefaktor COP_{1m} =	3,25
- Grundvattentemperatur =	8/4°C
- Värmebärartemperatur =	40/50°C
- Pris på elenergi =	250 kr/MWh
- Pris på värmeenergi från oljepanna =	260 kr/MWh
- Pris inkl allt =	1 690 000 kr

Det ekonomiska resultatet, baserat på 92 % tillgänglighet, skulle då ha blivit en pay-off tid 3,6 år och ett nuvärde 2 336 000 kr samt en nuvärdeskvot 1,6, m a o mycket gott. Se i övrigt bilaga 6.

Rätt snart visade det sig att värmepumpen inte kunde vara i drift ner till $\pm 0^\circ\text{C}$ utetemperatur, utan endast ner till + 5°C. Anledningen till detta var att värmebärartemperaturerna var högre än de kalkylerade och därtill penklade de något. Det fanns tre alternativa lösningar på problemet

- att inte göra något utan att acceptera den kortare drifttiden.
- att byta köldmedium från R22 till R500 som leverantören av värmepumpen offererade att utföra mot en ersättning av 19 800 kr totalt.
- att byta värmepumpen, vilket direkt kunde bedömas vara ekonomiskt ointressant.

Det gällde alltså att välja bland de två första alternativen. Vad dessa innebar framgår av följande.

Alt 1, Kortare drifttid

Den ekvivalenta drifttiden skulle bli ca 3 000 h/år istället för de kalkylerade 4 000 h/år.

Den totala energitäckningen skulle bli ca 63 % i stället för kalkylerade 80 % eller ca 2 080 MWh/år i stället för 2 640 MWh/år.

Årsvärmefaktorn skulle öka från 3,25 till 3,35 och den erforderliga elenergin för värmepumpen minska från kalkylerade 813 MWh/år till ca 620 MWh/år.

Det ekonomiska resultatet av ovanstående skulle då bli en pay-off tid 4,5 år och ett nuvärde 1 501 000 kr samt en nuvärdeskvot 0,89. Se i övrigt bilaga 7.

Alt 2, Byte av köldmedium från R22 till R500

Efter bytet skulle följande data gälla enligt leverantören

- Kyleffekt P_2 =	305 kW
- Tillförd eleffekt P_t =	162 kW
- Värmeeffekt P_1 =	458 kW
- Värmefaktor COP_1 inkl pumpar =	2,65
- Årmedelvärmefaktor COP_{1m} =	2,85
- Grundvattentemperatur	8/5°C
- Värmebärartemperatur	50/60°C
- Pris inkl allt	1 709 800 kr

Den ekvivalenta drifttiden skulle bli ca 4 250 h/år i stället för de ursprungligen kalkylerade 4 000 h/år. Den totala energitäckningen skulle bli ca 59 % i stället för den ursprungligen kalkylerade 80 % eller ca 1 950 MWh/år i stället för kalkylerade 2 640 MWh/år.

Det ekonomiska resultatet av ovanstående skulle då bli en pay-off tid 5,3 år och ett nuvärde 1 054 200 kr samt en nuvärdeskvot 0,62. Se i övrigt bilaga 8.

Val av alternativ

	<u>Ursprunglig kalkyl</u>	<u>Kortare drifttid</u>	<u>Byte av köldmedium</u>
Total investering, kr	1 690 000:-	1 690 000:-	1 709 800:-
Pay-off tid, år	3,6	4,5	5,3
Nuvärde, kr	2 336 000:-	1 501 000:-	1 054 200:-
Nuvärdeskvot	1,36	0,89	0,62

Det förekommer att man kräver av en investering att pay-off tiden är rimlig, t ex max 5 år, samt att nuvärdeskvoten är > 1. I detta exempel ger de båda aktuella alternativen ett markant sämre resultat än den ursprungliga kalkylen, trots att nuvärdet fortfarande är positivt och investeringen alltså ekonomisk under de i kalkylen antagna förutsättningarna.

Slutsats

Här får man välja ett av två onda ting. Den avsevärt kortare drifttiden ger en bättre ekonomi än bytet av köldmedium. Resultatet blir dock mycket sämre än vad beslutet på att installera en värmepump baserades på. Marginalerna är i regel små och tillåter inga större avvikelser från de ursprungliga antagandena.

Nya anläggningar med värmepump

Enligt Svensk byggnorm SBN 1980 utgåva 2 (PFS 1983:2) skall i byggnad som inte är avsedd för fritidsändamål värmebärartemperaturen vid dimensionerande värmeeffektsbehov inte överskrida + 55°C. I korrekt konstruerade och installerade nya anläggningar som uppfyller detta krav bör en värmepump med köldmedium R22 kunna fungera utan problem med värmebärartemperatur.

Om byggnaden försörjs med värme via värmeväxlare från t ex en gruppcentral måste gruppcentralen leverera varmare värmebärarvatten så att t ex 55/45°C kan klaras efter värmeväxling, om inte lägre än 55°C värmebärartemperatur väljs inom byggnaden.

I sådana fall finns det alternativa lösningar som framgår av följande exempel.

Exempel 4Kalkylerade data

En gruppcentral levererar vid DUT: - 18°C och dimensionerande värmeeffekt 80/50°C värmebärarvatten till ett antal undercentraler med 55/45°C på sekundärsidan.

Dimensionerande värmeeffekt:	1 800 kW
Dimensionerande värmeenergibehov:	4 230 MWh/år
Värmebärartemperatur på primärsidan vid - 3°C ute:	60/45°C
Värmebärartemperatur på primärsidan vid + 5°C ute:	50/40°C
Värmekälla för värmepump:	grundvatten 7/4°C
Pris på elenergi för värmepump:	290 kr/MWh
Pris på värmeenergi från oljepanna:	310 kr/MWh
Antagen drifttillgänglighet för värmepumpen:	90 %

Tappvarmvatten bereds i gruppcentralen med hjälp av värmepump och elektrisk eftervärmare.

Följande alternativa lösningars lönsamhet undersöktes.

Alternativ 1

Värmepump med köldmedium R500

- Kyleffekt P_2 =	600 kW
- Tillförd eleffekt P_t =	320 kW
- Värmeeffekt P_1 =	910 kW
- Värmefaktor COP ₁ inkl pumpar =	2,72
- Årsmedelvärmefaktor COP _{1m} =	3,05

- Värmebärartemperatur =	45/60°C
- Pris inkl allt =	2 570 000 kr

Alternativ 2

Värmepump med köldmedium R22

- Kyleffekt P_2	470 kW
- Tillförd eleffekt P_t =	197 kW
- Värmeffekt P_1 =	660 kW
- Värmefaktor COP1 inkl pumpar =	3,11
- Årsmedelvärmefaktor COP1 _m =	3,30
- Värmebärartemperatur =	40/50°C
- Pris inkl allt =	1 610 000 kr

Alternativ 3

Alternativ 2 samt ändring av värmeväxlare i undercentraler så att värmebärartemperaturen 40/50°C på primärsidan räcker ner till + 2°C ute. Pris för utökning av värmeväxlare 186 000 kr, vilket ger ett totalpris 1 796 000 kr.

Val av alternativ

	<u>Alt 1</u>	<u>Alt 2</u>	<u>Alt 3</u>
Total investering, kr	2 570 000:-	1 610 000:-	1 796 000:-
Pay-off tid, år	4,2	3	3,1
Nuvärde, kr	2 664 000:-	2 954 000:-	3 076 000:-
Nuvärdeskvot	1,04	1,83	1,71

Se i övrigt bilaga 9, 10 och 11.

I detta exempel lönar det sig att välja en mindre värmepump d v s antingen alt 2 eller alt 3 som är i stort likvärdiga m h t att det borde vara rimligt att räkna med längre ekonomisk livslängd för de utökade värmeväxlarna än för värmepumpen.

3.7 Lägsta livscykelkostnad bör eftersträvas

Begreppet livscykelkostnad (life cycle costing) används allt oftare. Det är ju klart att den totala kostnaden för en investering under hela dess ekonomiska livslängd bör vara så låg som möjligt, utgående från de ställda kraven på prestanda och funktion.

Vanligen använda kostnadskalkyler baseras på en mer eller mindre grov förenkling av verkligheten. Fullständiga kalkyler skulle vara mycket arbetskrävande och ändå inte eliminera alla osäkerhetsfaktorer.

Kalkylering av livscykelkostnaden blir ännu mera omfattande. Med hjälp av datorer bör det ändå vara möjligt att genomföra med tillräcklig noggrannhet och tillräckliga möjligheter, till bl a känslighetsanalyser.

Kalkylerna i denna rapport är också kraftigt förenklade. Här har kalkylerna baserats på 10 års ekonomisk livslängd för värmepumpen.

Drift- och underhållskostnaderna brukar stiga när anläggningar blir äldre. Ofta räknar man med 2 % av anläggningspriset per år för underhållskostnader varmed avses genomsnittliga årliga kostnader för samtliga åtgärder som syftar till att vidmakthålla investeringsprojektets funktion och tekniska standard, under den kalkylerade ekonomiska livslängden.

Om t ex kompressorn i värmepumpen skulle haverera, så att den måste bytas ut, kostar den, speciellt om det är frågan om en original kompressor, som inte säljs av kylgrossister, sannolikt mer än vad 2 % per år i 15 år skulle räcka till.

Om man kalkylerar med 15 års livslängd bör man rimligen inkludera högre underhållskostnad per år än för 10 års livslängd. Praktiskt taget alla anläggningar får med tiden ökande underhållskostnader.

4 PÅGÅENDE UTVECKLINGARBETE

4.1 Nya kompressorer för värmepumpar

Nyare kompressorer, som t ex en relativt ny skruvkompressor på den svenska marknaden, har i regel bättre verkningsgrad än tidigare modeller. Även nyare kombinationer av kompressor, förångare, kondensator och reglersystem till en värmepump har normalt bättre värmefaktor än tidigare värmepumpar.

En kompressor som är konstruerad för de tryck och temperaturer som är aktuella i värmepumpar kan ge en bättre värmefaktor än en kompressor konstruerad för ett brett arbetsområde som inkluderar kyl-, frys- och värmepumpstillämpningar.

Generellt kan sägas att förbättringarna har varit och torde även i framtiden vara relativt marginella, möjligen med undantag för nyligen av en tillverkare lanserade tvåhastighetskompressorer som ger en markant förbättrad värmefaktor vid halvfart. Flera kompressortillverkare torde snart följa efter.

4.2 Nya värmeväxlare för värmepumpen

Kondensorer

Värmebärarmedierna för värmepumpar är oftast desamma som kylmedlen alltid har varit för kylaggregat, nämligen luft och olika vätskor, oftast vatten. Därtill har, när det gäller kondensorer, inte speciellt mycket hänt på senare tid. Vissa nya tubtyper med bättre k-värden har introducerats.

Liten temperaturdifferens mellan kondenserings- och utgående värmebärartemperatur samt en bra underkyllning är viktigt. Underkyllningen kan ge ca 0,3-2 % större kyleffekt per grad, utan ökning av den tillförda effekten. Effektökningen är beroende av både aktuellt köldmedium och aktuella temperaturer. Vid en kombination av hög kondenserings- och låg förångningstemperatur ger underkyllningen den bästa effekten, i praktiska tillämpningar ca 0,6-1,5 % per grad. Om underkyllning sker med värmebärare och nyttiggörs ökar värmefaktorn i motsvarande grad. Därför är en bra underkyllning viktig i värmepumpar.

Nyare kondensorer har vanligen lägre temperaturdifferens och ger ofta bättre underkyllning än tidigare modeller. Detta åstadkommes vanligen endast med större värmeväxlaryta, som givetvis kostar extra pengar.

Förångare

I motsats till kondensorer måste många förångare i värmepumpar klara ganska nya medier och temperaturer. Det kan vara fråga om avloppsvatten, sjövattnet, spillånga m m. Eftersom det är kallt hos oss på vintern, då värme bl a från värmepumpar bäst behövs, har många värmekällor för värmepumpar då en låg temperatur.

Många försök till nya förångarkonstruktioner anpassade för värmekällor med låg temperatur pågår och kan resultera i kommersiella lösningar ganska snart.

Det gäller t ex förångare som utnyttjar fallfilmsprincipen på såväl köldmedie- som vattensidan och nya förångare med termosifonprincipen.

Nya typer av is-förångare utvecklas också. Målsättningen är att kunna pumpa isen i form av issörja tillbaka till värmekällan i sjön eller havet. Borttransporten av is från en isvärmepump ökar avsevärt driftkostnaden. En ekonomisk lösning på borttransporten kan göra isvärmepumpar betydligt mera intressanta.

4.3 Nya reglersystem för värmepumpar

Nya mer och mer datoriserade styrsystem har redan introducerats. De flesta stora svenska värmepumpar är datorstyrda. Denna utveckling går säkert vidare till mindre värmepumpar.

De flesta datoriserade styrsystemen har hittills varit skraddarsyddas för varje anläggning, eller tillverkade i liten skala, vilket är dyrt och medför alltid programmeringsfel i mindre eller större omfattning.

I USA har nyligen lanserats medelstora kylaggregat med inbyggd standard micro processor control system.

Ett fabrikat har t ex system med skärm för följande funktioner

1. Master Menu (first-on-the-screen)
2. Five submenus for
 - readouts of all data
 - history log (from 5 seconds to 999 hours)
 - set point
 - event log (failures etc)
 - diagnostics
3. "20 plus" standard options

Sådana inbyggda standard reglersystem för drift av värmepumpar torde komma snart även på den svenska marknaden. Förutsättningen är att aggregaten kan tillverkas i relativt stora serier. Eftersom värmepumpsmarknaden är rätt stor i Sverige bör den förutsättningen kunna klaras av.

Även inom köldmediesystemet kan förbättringar göras. En tillverkare har exempelvis nyligen lanserat en av microprocessor styrd expansionsventil som kan öka köldfaktorn med upp till ca 30 % vid dellaster. Den kommer senare även i värmepumpar.

4.4 Nya icke-azetropiska köldmedier för värmepumpar

Utöver vanliga icke-blandade köldmedier, som R12, R22 etc, används i värmepumpar även azeotropiska köldmedieblandningar som ingår i "500-serien" t ex R500 och R502. Ett azeotropiskt köldmedium är en blandning av två köldmedier i sådana proportioner att blandningen under hela kylprocessen fungerar som ett och samma ämne med bl a samma förångnings- resp kondenseringsstryck och temperatur. Två olika medier i en icke-azeotropisk blandning uppträder däremot under hela eller delar av kylprocessen individuellt.

Laboratorieprov och datorberäkningar hos Institut Francais du Pétrole i Frankrike har visat att vissa av institutet patenterade icke-azeotropiska blandningar ökar värmefaktorn markant. Som ett exempel kan nämnas att för en värmepump med 285 kW värmeeffekt anges värmefaktorn kunna ökas från 3,16 till 4,43 d v s med 40,2 % och effektbehovet minskas från 90 till 64 kW eller med 28,9 %. På så lägre pris på elmotor mm beräknas även den totala investeringen bli lägre för en värmepump med icke-azeotropiskt köldmedium.

Icke-azeotropiska köldmedier kommer sannolikt att användas kommersiellt i framtidens värmepumpar.

4.5 Nya köldbärare för värmepumpar

En av nackdelarna med idag förekommande köldbärare för värmepumpar är att de inte är helt giftfria, utan kan vid läckage förstöra grundvattnet.

Utöver krav på giftfrihet måste man ställa krav på goda termodynamiska och korrosionsegenskaper.

Utveckling av nya köldbärare pågår bl a på Tekniska högskolan i Stockholm.

4.6 Optimering av dimensionering och reglering av värmepumpar från energisynpunkt

Detta är ett viktigt arbetsområde. Den företags- och privatekonomiska direkta anledningen till att man investerar i en värmepump är ju att den är energieffektiv. Ur nationalekonomisk synvinkel är det även fördelaktigt att minska exportberoendet.

Denna fråga studeras bl a hos Statens provningsanstalt där ett BFR projekt "Styr- och reglerprincipernas inverkan på värmepumpsdrift" pågår. Projektet syftar till att studera optimal dimensionering och reglering från i första hand energisynpunkt. Olika systemlösningar kommer att studeras genom simuleringar på dator och genom praktiska försök. En jämförelse av värdet på olika systemkomponenters funktion kan därigenom erhållas. Den valda undersökningsmetoden gör det möjligt att studera såväl enkla system som mera speciella. Studien avses omfatta uppvärmningssystem för småhus och flerfamiljshus.

5 UTVECKLINGSBEHOV

Utredningen utvisar att det fortfarande återstår en rad problem av både teknisk och administrativ art att lösa. Här anges de viktigaste FoU insatserna som krävs för att lösa problemen.

5.1 Grundläggande beslutsunderlag

Anläggningen, dess värmebehov och temperaturnivåer, värmekälla, värmesänka och drivenergi för värmepumpen har stor betydelse för värmepumpsanläggningens utformning och totala ekonomi. Lösningar är ofta individuella. Vissa generella riktlinjer kan dock tas fram för att svara frågan: kan en värmepump vara ett ekonomiskt alternativ?

Svaret beror på anläggningen och i första hand värmekällan, i många fall även på värmesänkan samt tillgången och priset på drivenergi. Nya värmekällor, t ex kallt sjövattnen kan bli aktuella i större omfattning när nya för detta anpassade förångare kommer på marknaden.

Det krävs en korrekt teknisk-ekonomisk analys och kalkyl som beslutsunderlag. Lägsta livscykelkostnad utgående från en kravspecifikation bör eftersträvas.

Utvecklingsbehov

- Utarbeta teknisk-ekonomisk mall som kan användas som underlag för beslut om installation av värmepump.

5.2 Övergripande systemlösning

Den övergripande systemlösningen inkl samregleringen av värmepumpen och annan värmekälla samt kapacitetsregleringen av värmepumpen måste lösas på ett korrekt sätt. Dessa uppgifter kan beställare sällan lösa själva.

Här finns också ett behov att höja kunskapsnivån hos projektörer och leverantörer av värmepumpar samt rör-, styr- och elentreprenörer som bör veta mera om hur hela systemet, i vilket värmepumpen ingår, skall fungera samt även hos konsulter.

En systematisk inventering och undersökning av systemlösningar i ett större antal anläggningar bör genomföras, så att resultatet som sammanställs och analyseras kan resultera i riktlinjer för korrekta och fungerande anläggningar.

Utvecklingsbehov

- Utföra systematisk inventering av ett större antal systemlösningar och deras driftresultat.
- Utarbeta typlösningar.
- Utarbeta kravspecifikation för beställare.
- Utarbeta checklista för projektörer och entreprenörer.

5.3 Beställning av värmepump

Beställningen föregås ofta av anbudsförfrågan, anbud och anbudsbedömning. Både anbudsförfrågan och beställningen (köpekontraktet) måste inkludera en noggrann specifikation av värmepumpen, som ett resultat av korrekta lösningar på föregående beslutsnivåer.

Utvecklingsbehov

- Utarbeta checklista för anbudsförfrågan och anbudsbedömning samt mall för beställning.

5.4 Val av komponenter i värmepump. Sammansättning av värmepumpen. Kvalitetskontroll och provning. Driftövervakning.

Valet av komponenter som kompressor, motor, kondensator, förångare, köldmediesystem, reglersystem samt övervaknings- och skyddsutrustning sker hos tillverkaren. Tillverkarna av värmepumpar skall givetvis göra sitt bästa. Resultatet av detta arbete spelar en avgörande roll i funktionen på anläggningen.

Begrepp som kvalitetssäkring (QA = quality assurance) och analys av felens typ och verkningar (FMEA = failure mode and effect analysis), medeltid mellan fel (MTBF = mean time between failures) och medeltid för reparation (MTTR = mean time to repair), börjar bli allt vanligare i en kvalificerad produktion, men en hel del återstår att göra.

Beställare och deras konsulter kan påskynda utvecklingen genom att ställa krav och följa upp att kraven verkligen uppfylls.

Utvecklingsbehov

- Utveckla bättre system för erfarenhetsåterföring från anläggningar.
- Utarbeta bättre tekniskt underlag för sidoentreprenörer.
- Utveckla driftsäkrare värmepumpsfunktioner.
- Utveckla värmepumpar med bättre värmefaktor.
- Utveckla bättre felsökningsutrustning t ex apparater som kan anslutas direkt till värmepumpen och visar värmepumpens driftstatus.
- Utveckla driftövervaknings- och larmsystem för dataöverföring via telenätet. Första larmet t ex i form av förlarm (prealarm) om att något håller på att gå fel, innan värmepumpen stannar.

5.5 Installation av värmepump

Många problem har uppstått men förblivit olösta under installationsskedet.

Utvecklingsbehov

- Utarbeta checklista för samordning av alla olika entreprenörers arbete vid installation av värmepump och för uppstartning och funktionskontroll.

5.6 Värmepumpsfunktion

Ytterligare kunskapsåterföring om den verkliga funktionen behövs. Utöver det som tidigare har nämnts bör det verkliga ekonomiska resultatet på de undersökta anläggningarna ingå i redovisningen. Framst hur den verkliga drifttiden har varit i förhållande till den kalkylerade och hur den verkliga värmefaktorn förhåller sig till den kalkylerade. På anläggningar med drifttidmätare, värmemängds- och elmätare för värmepumpen kan detta göras enkelt. På andra anläggningar måste speciella mätningar utföras.

Utvecklingsbehov

- Utarbeta mall för uppföljning av värmepumpens funktion inkl det ekonomiska utbytet av den.
- Utbilda fastighetsskötare i värmepumpsteknik.

5.7 Förbättring av anläggningsekonomin genom förlängning av drifttiden i befintliga och kommande värmepumpsanläggningar

I gruppcentraler och fjärrvärmeanläggningar där man har värmepump installerad kan man tvingas att vid låga utetemperaturer, dvs då man har höga returtemperaturer, reglera ner värmepumpens kapacitet för undvikande av att högtryckspressostaten löser ut. Till slut måste värmepumpen kanske stoppas helt. Detta kan man undvika genom att från början välja eller att senare byta till ett köldmedium som klarar de höga returtemperaturerna. Ett sådant byte ger dock en betydligt lägre värmeeffekt och värmeenergileverans under värmepumpens hela drifttid.

En mer ekonomisk lösning kan vara en värmepump som arbetar växlingsvis med två olika köldmedier t ex R22 och R500 eller R12. På detta sätt klaras en större effekt och energileverans när returtemperaturen är låg samt även drift och värmeleverans när returtemperaturen är hög.

Det finns idag ett flertal värmepumpsanläggningar där man antagligen skulle kunna förbättra driftekonomin med nämnda metod. Metoden kan även vara intressant för nya anläggningar.

Utvecklingsbehov

- Analysera konsekvenserna av kontinuerliga köldmediebyten i nya och befintliga värmepumpsanläggningar m h t teknik och ekonomi.
- Jämföra olika köldmediers inverkan på förhållandena i värmepumpsanläggningar m a p temperaturnivåer, värmefaktorer, drifttider, driftsäkerhet, effekter samt energitäckning.
- Göra en inventering av de befintliga anläggningar som kan vara aktuella för en komplettering och göra en bedömning av energibesparingspotentialen för dessa och även för framtida anläggningar.

5.8 Leverans av kondensorvärme från större kylanläggningar till externa värmenät

I större kylanläggningar alstras ofta stora mängder kondensorvärme till ingen nytta. Kondensorvärmeenergin måste bortföras via kyltorn, slutna kylare eller luftkylda kondensorer.

Det kan vara ekonomiskt att bygga nya större kylanläggningar så att kondensorvärmen levereras till ett närbeläget fjärrvärmenät. I sådana fall skulle investeringen i kylanläggningen kunna bli avsevärt lägre eftersom inga långa kylvattenledningar, pumpar och kyltorn och dylikt skulle behövas. Eventuellt skulle denna metod även kunna vara ekonomisk i befintliga anläggningar. Erforderlig höjning av temperaturen kan klaras med värmepumpar.

Utvecklingsbehov

- Genomför en inventering av befintliga och under 1980-talet aktuella nya större kylanläggningar i byggnader nära fjärrvärmenät.
- Analysera de teknisk-ekonomiska möjligheterna att överföra kondensorvärmerna från dessa anläggningar till det aktuella fjärrvärmenätet.

5.9 Lågtemperatur- respektive lågflödessystem

De tidigare beskrivna felen i bivalenta värmesystem visar att i synnerhet för hög returtemperatur hör till de vanligare problemen.

Detta beror på att de flesta värmepumpar i bivalent drift är installerade i så kallade lågtemperatursystem där man har ett relativt lågt temperaturfall på värmebäraren. I de fall när värmepumpens framledningstemperatur inte räcker till på ett större effektbehov spetsar man med energi från oljepannan. Med det aktuella flödet fås då även en högre returtemperatur eftersom temperaturfallet inte förändras så mycket i ett sådant system. Under olyckliga omständigheter kan då värmepumpen slås ut av högtryckspressostaten.

Ett sätt att komma tillrätta med problemet skulle kunna vara att injustera värmesystemet enligt lågflödesmetoden. På så sätt får man alltid en låg returtemperatur dvs man har ett högt temperaturfall i värmesystemet, och eftersom en värmepump bör ha ett högt flödet genom sin kondensor bör man anordna det genom varmvattenberedaren.

Det hävdas från vissa håll att lågflödessystemet borde skulle ge en lägre värmefaktor eftersom det kräver en högre framledningstemperatur. Man bör dock inte betrakta värmefaktorn som enda parameter när man gör en ekonomisk utvärdering utan även drifttiden som kan bli längre i ett lågflödessystem.

Den pågående diskussionen har inte lett till några definitiva slutsatser varför en forskningsinsats bör göras för att utreda problematiken.

Utvecklingsbehov

- Utreda hur värmefaktorn och drifttiden påverkar värmepumpsanläggningars totala ekonomi med de två olika dimensioneringsmetoderna.
- Jämföra eventuella skillnader i driftsäkerhet
- Undersöka eventuella skillnader i investeringsbehov.

LITTERATUR

ASHRAE handbook (1983) equipment, chapter 12.

Bergman, A, Granryd, E, (1985). Inverkan av intermittent drift vid värmepumpar, kompendium från XII Nordiska kylmötet, Stockholm.

Marc och Morten Forsmand (1985), Preliminära data från projekt nr 854,1, European Heatpump Consultors, Danmark.

Rune Lissel (1984) Energisnålt kontorshus, VVS & Energi 12/84 s. 9-13, Stockholm.

B Choffe m fl (1980), Heatpump operation with non-axetropic fluid mixture, Die Elektrische Wärmepumpe, Vulkan-Verlag, Essen, s. 138-142.

Tillverkarnas katalogdata från Ahlsell Värmeekonomi, Carrier, Sabroe, STAL Refrigeration, Mc Quai och York.

BFR:s experimentbyggnadsprojekt, Värmepumpar, trycksaker 3:1, 3:2, 3:3, 3:4, 3:5, 3:6, 3:7 och 3,8, Stockholm.

F Bosnjakovic, U Renz, P Burow (1972) Technischer Termodynamik, Verlag Th. Steinkopff, Dresden.

G Winberg (1985) Lågflödesinjustering och värmepumpar passar bra ihop, VVS & Energi 3/85, Stockholm.

Chris Jacobsen, Driftserfarenheter från medelstora värmepumpssystem, STAL Refrigeration AB, Norrköping.

PROJ.BETECKNING:TILLGÄNGLIGHETENS PÅVERKAN AV VP:S EKONOMI
ARB.NR:BILAGA 1

***** LÖNSAMHETSBERÄKNING AV ENERGIBESPARINGSÅTGÄRD *****

FASTIGHET : KV.ORREN

HUS : 001

ÅTGÄRD : INSTALLATION AV VÄRMEPUMP MED 100% TILLGÄNGLIGHET

FÖRUTSÄTTNINGAR :

BESPARAT ENERGISLAG :	OLJA	
BERÄKNAD ENERGIBESPARING (Brutto):	1880	MWh/år
MÖTSVARAR (1 liter olja= 8.35 kWh)	225.2	m3 olja/år
BERÄKNAD INVESTERINGSKOSTNAD :	1210	kkkr
ÅTGÄRDENS LIVSLÅNGD :	10	år
NUVARANDE ENERGIPRIS :	.252	kr/kWh
ÖKAD KOSTNAD FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL (arbete,material mm):	8	kkkr/år
ÖKAD DRIFTSKOSTNAD (t.ex. elenergi):	171	kkkr/år
REAL KALKYLRÄNTA :	5	%
RELATIV ENERGIKOSTNADSUTVECKLING :	2	%
RELATIV KOSTNADSUTVECKLING FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL :	1	%
KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR ENERGIKOSTNADSBESPARING :	3	%
KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR SERVICE- OCH UNDERHÅLLSKOSTNAD :	4	%

LÖNSAMHETSBERÄKNING :

ENERGIKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	302.8	kkkr
NETTOKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	294.8	kkkr
NUVÄRDE :	1308	kkkr
PAY-OFF TID :	4.1	år
BESPARINGSKOSTNAD :	.17	kr/kWh

PROJ.BETECKNING:TILLGÅNGLIGHETENS PÅVERKAN AV VP: S EKONOMI
ARB.NR:BILAGA 2

***** LÖNSAMHETSBERÄKNING AV ENERGIBESPARINGSÅTGÄRD *****

FASTIGHET : KV.ORREN

HUS : 001

ÅTGÄRD : INSTALLATION AV VÄRMEPUMP MED 92% TILLGÅNGLIGHET

FÖRUTSÄTTNINGAR :

BESPARAT ENERGISLAG :	OLJA	
BERÄKNAD ENERGIBESPARING (Brutto):	1736	MWh/år
MOTSVARAR (1 liter olja= 8.35 kWh)	207.2	m ³ olja/år
BERÄKNAD INVESTERINGSKOSTNAD :	1210	kr
ÅTGÄRDENS LIVSLÄNGD :	10	år
NUVÄRANDE ENERGIPRIS :	.252	kr/kWh
ÖKAD KOSTNAD FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL (arbete,material mm):	8	kr/år
ÖKAD DRIFTSKOSTNAD (t.ex. elenergi):	157.6	kr/år
REAL KALKYLRÄNTA :	5	%
RELATIV ENERGIKOSTNADSUTVECKLING :	2	%
RELATIV KOSTNADSUTVECKLING FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL :	1	%
KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR ENERGIKOSTNADSBESPARING :	3	%
KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR SERVICE- OCH UNDERHÅLLSKOSTNAD :	4	%

LÖNSAMHETSBERÄKNING :

ENERGIKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	278.4	kr
NETTOKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	270.4	kr
NUVÄRDE :	1100	kr
PAY-OFF TID :	4.5	år
BESPARINGSKOSTNAD :	.177	kr/kWh

PROJ.BETECKNING:TILLGÄNGLIGHETENS PÅVERKAN AV VP:5 EKONOMI
ARB.NR:BILAGA 3

***** LÖNSAMHETSBERÄKNING AV ENERGIBESPARINGSÅTGÄRD *****

FASTIGHET : KV.ORREN

HUS : 001

ÅTGÄRD : INSTALLATION AV VÄRMEPUMP MED 81% TILLGÄNGLIGHET

FÖRUTSÄTTNINGAR :

BESPARAT ENERGISLAG :	OLJA	
BERÄKNAD ENERGIBESPARING (Brutto):	1523	MWh/år
MOTSVARAR (1 liter olja= 8.35 kWh)	182.4	m3 olja/år
BERÄKNAD INVESTERINGSKOSTNAD :	1210	kr
ÅTGÄRDENS LIVSLÅNGD :	10	år
NUVARANDE ENERGIPRIS :	.252	kr/kWh
ÖKAD KOSTNAD FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL (arbete,material mm):	15	kr/år
ÖKAD DRIFTSKOSTNAD (t.ex. elenergi):	138.6	kr/år
REAL KALKYLRÄNTA :	5	%
RELATIV ENERGIKOSTNADSUTVECKLING :	2	%
RELATIV KOSTNADSUTVECKLING FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL :	1	%
KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR ENERGIKOSTNADSBESPARING :	3	%
KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR SERVICE-OCH UNDERHÅLLSKOSTNAD :	4	%

LÖNSAMHETSBERÄKNING :

ENERGIKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	245.2	kr
NETTOKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	230.2	kr
NUVÄRDE :	760	kr
PAY-OFF TID :	5.3	år
BESPARINGSKOSTNAD :	.194	kr/kWh

PROJ.BETECKNING:VÄRMEFAKTORNS PÅVERKAN AV VP:S EKONOMI
ARB.NR:BILAGA 4

***** LÖNSAMHETSBERÄKNING AV ENERGIBESPARINGSÅTGÄRD *****

FASTIGHET : KV.TJÄDERN
HUS : 002
ÅTGÄRD : INSTALLATION AV VÄRMEPUMP MED 90% TILLGÄNGLIGHET OCH
COP 2.95.

FÖRUTSÄTTNINGAR :

BESPARAT ENERGISLAG :	OLJA	
BERÄKNAD ENERGIBESPARING (Brutto):	1990	MWh/år
MOTSVARAR (1 liter olja= 8.35 kWh)	238.3	m3 olja/år
BERÄKNAD INVESTERINGSKOSTNAD :	1425	kkr
ÅTGÄRDENS LIVSLÅNGD :	10	år
NUVARANDE ENERGIPRIS :	.26	kr/kWh
ÖKAD KOSTNAD FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL (arbete,material mm):	10	kkr/år
ÖKAD DRIFTSKOSTNAD (t.ex. elenergi):	172.1	kkr/år
REAL KALKYLRÄNTA :	5	%
RELATIV ENERGIKOSTNADSUTVECKLING :	2	%
RELATIV KOSTNADSUTVECKLING FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL :	1	%
KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR ENERGIKOSTNADSBESPARING :	3	%
KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR SERVICE-OCH UNDERHÅLLSKOSTNAD :	4	%

LÖNSAMHETSBERÄKNING :

ENERGIKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	345.3	kkr
NETTOKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	335.3	kkr
NUVÄRDE :	1439	kkr
PAY-OFF TID :	4.2	år
BESPARINGSKOSTNAD :	.175	kr/kWh

PROJ.BETECKNING: VÄRMEFAKTORNS PÅVERKAN AV VP: S EKONOMI
ARB.NR: BILAGA 5

***** LÖNSAMHETSBERÄKNING AV ENERGIBESPARINGSÅTGÄRD *****

FASTIGHET : KV.TJÄDERN

HUS : 002

ÅTGÄRD : INSTALLATION AV VÄRMEPUMP MED 90% TILLGÄNGLIGHET OCH
COP 2.71.

FÖRUTSÄTTNINGAR :

BESPARAT ENERGISLAG :	OLJA	
BERÄKNAD ENERGIBESPARING (Brutto):	2010	MWh/år
MOTSVARAR (1 liter olja= 8.35 kWh)	240.7	m ³ olja/år
BERÄKNAD INVESTERINGSKOSTNAD :	1425	kkr
ÅTGÄRDENS LIVSLÄNGD :	10	år
NUVARANDE ENERGIPRIS :	.26	kr/kWh
ÖKAD KOSTNAD FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL (arbete, material mm):	10	kkr/år
ÖKAD DRIFTSKOSTNAD (t.ex. elenergi):	189.2	kkr/år
REAL KALKYLRÄNTA :	5	%
RELATIV ENERGIKOSTNADSUTVECKLING :	2	%
RELATIV KOSTNADSUTVECKLING FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL :	1	%
KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR ENERGIKOSTNADSBESPARING :	3	%
KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR SERVICE- OCH UNDERHÅLLSKOSTNAD :	4	%

LÖNSAMHETSBERÄKNING :

ENERGIKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	333.4	kkr
NETTOKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	323.4	kkr
NUVÄRDE :	1338	kkr
PAY-OFF TID :	4.4	år
BESPARINGSKOSTNAD :	.182	kr/kWh

PROJ.BETECKNING:FÖR HÖG VB-RETURTEMPERATUR
ARB.NR:BILAGA 6

***** LÖNSAMHETSBERÄKNING AV ENERGIBESPARINGSÅTGÄRD *****

FASLIGHET : KV. FASANEN

HUS : 003

ÅTGÄRD : INSTALLATION AV VP MED 92% TILL GÄNGLIGHET OCH 4000 H
EKV. DRIFTTID.

FÖRUTSÄTTNINGAR :

BESPARAT ENERGISLAG :	OLJA	
BERÄKNAD ENERGIBESPARING (Brutto):	2641	MWh/år
MOTSVARAR (1 liter olja= 8.35 kWh)	316.3	m ³ olja/år
BERÄKNAD INVESTERINGSKOSTNAD :	1690	kkkr
ÅTGÄRDENS LIVSLÅNGD :	10	år
NUVARANDE ENERGIPRIS :	.26	kr/kWh
ÖKAD KOSTNAD FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL (arbete,material mm):	12	kkkr/år
ÖKAD DRIFTSKOSTNAD (t.ex. elenergi):	203.25	kkkr/år
REAL KALKYLRÄNTA :	5	%
RELATIV ENERGIKOSTNADSUTVECKLING :	2	%
RELATIV KOSTNADSUTVECKLING %FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL :	1	
KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR ENERGIKOSTNADSBESPARING :	3	%
KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR SERVICE- OCH UNDERHÅLLSKOSTNAD :	4	%

LÖNSAMHETSBERÄKNING :

ENERGIKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	483.4	kkkr
NETTOKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	471.4	kkkr
NUVÄRDE :	2336	kkkr
PAY-OFF TID :	3.6	år
BESPARINGSKOSTNAD :	.156	kr/kWh

PROJ.BETECKNING:FÖR HÖG VB-RETURTEMPERATUR
ARB.NR:BILAGA 7

***** LÖNSAMHETSBERÄKNING AV ENERGIBESPARINGSÅTGÄRD *****

FASTIGHET : KV. FASANEN

HUS : 003

ÅTGÄRD : INSTALLATION AV VP MED 92% TILL GÄNGLIGHET OCH 3000 H
EKV. DRIFTTID.

FÖRUTSÄTTNINGAR :

BESPARAT ENERGISLAG :	OLJA	
BERÄKNAD ENERGIBESPARING (Brutto):	2080	MWh/år
MOTSVARAR (1 liter olja= 8.35 kWh)	249.1	m3 olja/år
BERÄKNAD INVESTERINGSKOSTNAD :	1690	kr
ÅTGÄRDENS LIVSLÄNGD :	10	år
NUVÄRANDE ENERGIPRIS :	.26	kr/kWh
ÖKAD KOSTNAD FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL (arbete,material mm):	12	kr/år
ÖKAD DRIFTSKOSTNAD (t.ex. elenergi):	155.25	kr/år
REAL KALKYLÄRANTA :	5	%
RELATIV ENERGIKOSTNADSUTVECKLING :	2	%
RELATIV KOSTNADSUTVECKLING FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL :	1	%
KORRIGERAD REAL KALKYLÄRANTA FÖR ENERGIKOSTNADSBESPARING :	3	%
KORRIGERAD REAL KALKYLÄRANTA FÖR SERVICE-OCH UNDERHÅLLSKOSTNAD :	4	%

LÖNSAMHETSBERÄKNING :

ENERGIKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	385.6	kr
NETTOKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	373.6	kr
NUVÄRDE :	1501	kr
PAY-OFF TID :	4.5	år
BESPARINGSKOSTNAD :	.175	kr/kWh

PROJ.BETECKNING:FÖR HÖG VB-RETURTEMPERATUR
ARB.NR:BILAGA 8*****
***** LÖNSAMHETSBERÄKNING AV ENERGIBESPARINGSAIGÄRD *****

FASLIGHET : KV. FASANEN

HUS : 003

ÅTGÄRD : KÖLDMEDIEBYTE,92% TILLGÅNGLIGHET, 4250 H EKV. DRIFTTID

FÖRUTSÄTTNINGAR :

BESPARAT ENERGISLAG :	OLJA	
BERÄKNAD ENERGIBESPARING (Brutto):	1948	MWh/år
MOTSVARAR (1 liter olja= 8.35 kWh)	233.3	m3 olja/år
BERÄKNAD INVESTERINGSKOSTNAD :	1709.8	kkkr
ÅTGÄRDENS LIVSLÄNGD :	10	år
NUVÄRANDE ENERGIPRIS :	.26	kr/kWh
ÖKAD KOSTNAD FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL (arbete,material mm):	12	kkkr/år
ÖKAD DRIFTSKOSTNAD (t.ex. elenergi):	171	kkkr/år
REAL KALKYLRÄNTA :	5	%
RELATIV ENERGIKOSTNADSUTVECKLING :	2	%
RELATIV KOSTNADSUTVECKLING FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL :	1	%
KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR ENERGIKOSTNADSBESPARING :	3	%
KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR SERVICE-OCH UNDERHÅLLSKOSTNAD :	4	%

LÖNSAMHETSBERÄKNING :

ENERGIKOSTNADSBESPARING AR 0 :	335.5	kkkr
NETTOKOSTNADSBESPARING AR 0 :	323.5	kkkr
NUVÄRDE :	1054.2	kkkr
PAY-OFF TID :	5.3	år
BESPARINGSKOSTNAD :	.197	kr/kWh

PROJ.BETECKNING:TRE OLIKA ALTERNATIV
ARB.NR:BILAGA 9

***** LÖNSAMHETSBERÄKNING AV ENERGIBESPARINGSÅTGÄRD *****

FASTIGHET : HAVSÖRNEN

HUS : 004

ÅTGÄRD : INSTALLATION AV VP MED 90% TILLGÄNGL. OCH 4184 H
EKV. DRIFTTID.

FÖRUTSÄTTNINGAR :

BESPARAT ENERGISLAG :	OLJA	
BERÄKNAD ENERGIBESPARING (Brutto):	3807	MWh/år
MOTSVARAR (1 liter olja= 8.35 kWh)	455.9	m3 olja/år
BERÄKNAD INVESTERINGSKOSTNAD :	2570	kkkr
ÅTGÄRDENS LIVSLÄNGD :	10	år
NUVÄRANDE ENERGIPRIS :	.26	kr/kWh
ÖKAD KOSTNAD FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL (arbete,material mm):	15	kkkr/år
ÖKAD DRIFTSKOSTNAD (t.ex. elenergi):	361.98	kkkr/år
REAL KALKYLÄNTA :	5	%
RELATIV ENERGIKOSTNADSUTVECKLING :	2	%
RELATIV KOSTNADSUTVECKLING FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL :	1	%
KORRIGERAD REAL KALKYLÄNTA FÖR ENERGIKOSTNADSBESPARING :	3	%
KORRIGERAD REAL KALKYLÄNTA FÖR SERVICE- OCH UNDERHÅLLSKOSTNAD :	4	%

LÖNSAMHETSBERÄKNING :

ENERGIKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	627.8	kkkr
NETTOKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	612.8	kkkr
NUVÄRDE :	2664	kkkr
PAY-OFF TID :	4.2	år
BESPARINGSKOSTNAD :	.178	kr/kWh

PROJ.BETECKNING:TRE OLIKA ALTERNATIV
ARB.NR:BILAGA 10

***** LÖNSAMHETSBERÄKNING AV ENERGIBESPARINGSÅTGÄRD *****

FASTIGHET : HAVSÖRNEN

HUS : 004

ÅTGÄRD : INSTALLATION AV VP MED 90% TILLGÄNGL. OCH 4800 H
EKV. DRIFTTID.

FÖRUTSÄTTNINGAR :

BESPARAT ENERGISLAG :	OLJA	
BERÄKNAD ENERGIBESPARING (Brutto):	3174	MWh/år
MOTSVARAR (1 liter olja= 8.35 kWh)	380.1	m3 olja/år
BERÄKNAD INVESTERINGSKOSTNAD :	1610	kkkr
ÅTGÄRDENS LIVSLÄNGD :	10	år
NUVÄRANDE ENERGIPRIS :	.26	kr/kWh
ÖKAD KOSTNAD FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL (arbete,material mm):	12	kkkr/år
ÖKAD DRIFTSKOSTNAD (t.ex. elenergi):	278.84	kkkr/år
REAL KALKYLRÄNTA :	5	%
RELATIV ENERGIKOSTNADSUTVECKLING :	2	%
RELATIV KOSTNADSUTVECKLING FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL :	1	%
KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR ENERGIKOSTNADSBESPARING :	3	%
KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR SERVICE-OCH UNDERHÅLLSKOSTNAD :	4	%

LÖNSAMHETSBERÄKNING :

ENERGIKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	546.4	kkkr
NETTOKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	534.4	kkkr
NUVÄRDE :	2954	kkkr
PAY-OFF TID :	3	år
BESPARINGSKOSTNAD :	.151	kr/kWh

PROJ.BETECKNING:TRE OLIKA ALTERNATIV
ARB.NR:BILAGA 11

***** LÖNSAMHETSBERÄKNING AV ENERGIBESPARINGSÅTGÄRD *****

FÄSIGHET : HAVSÖRNEN

HUS : 004

ÅTGÄRD : INSTALLATION AV VP MED 90% TILLGÄNGL. OCH 5127 H
EKV. DRIFTTID.

FÖRUTSÄTTNINGAR :

BESPARAT ENERGISLAG :	OLJA	
BERÄKNAD ENERGIBESPARING (Brutto):	3384	MWh/år
MOTSVARAR (1 liter olja= 8.35 kWh)	405.3	m3 olja/år
BERÄKNAD INVESTERINGSKOSTNAD :	1795	kkkr
ÅTGÄRDENS LIVSLÄNGD :	10	år
NUVARANDE ENERGIPRIS :	.26	kr/kWh
ÖKAD KOSTNAD FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL (arbete,material mm):	12	kkkr/år
ÖKAD DRIFTSKOSTNAD (t.ex. elenergi):	297.38	kkkr/år
REAL KALKYLRÄNTA :	5	%
RELATIV ENERGIKOSTNADSUTVECKLING :	2	%
RELATIV KOSTNADSUTVECKLING FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL :	1	%
KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR ENERGIKOSTNADSBESPARING :	3	%
KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR SERVICE-OCH UNDERHÅLLSKOSTNAD :	4	%

LÖNSAMHETSBERÄKNING :

ENERGIKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	582.5	kkkr
NETTOKOSTNADSBESPARING ÅR 0 :	570.5	kkkr
NUVÄRDE :	3076	kkkr
PAY-OFF TID :	3.1	år
BESPARINGSKOSTNAD :	.153	kr/kWh

**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 850208-3
från Statens råd för byggnadsforskning till Wahlings
Installationsutveckling AB, Danderyd.**

R37: 1986

ISBN 91-540-4539-8

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6706037

**Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang**

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

Cirkapris: 35 kr exkl moms