



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

R103:1987

**Värmepumpsystem som växelvis
nyttjar olika köldmedier för
bättre driftekonomi**

Förstudie

Olli Tammisto

R
9/11/87

INSTITUTET FÖR
BYGGDOKUMENTATION

Accnr

Plac

Ser

R103:1987

VÄRMEPUMPSYSTEM SOM VÄXELVIS NYTTJAR
OLIKA KÖLDMEDIER FÖR BÄTTRE DRIFTEKONOMI

Förstudie

Olli Tammisto

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 860243-5
från Statens råd för byggnadsforskning till Wahlings
Installationsutveckling AB, Danderyd.

REFERAT

Rapporten redovisar resultaten av en förstudie som behandlar möjligheterna att förbättra den totala driftekonomin för anläggningar med värmepump genom att växelvis nyttja två olika köldmedier. I många anläggningar med bivalent drift begränsas värmepumpens drifttid vid låga utetemperaturer av en för värmepumpen för hög värmebärartemperatur. Efter byte av köldmediet i värmepumpen mot ett annat köldmedium, med vilket en högre kondenseringstemperatur kan klaras, kan värmepumpen fortsätta att vara i drift.

I rapporten redovisas studier av de teknisk-ekonomiska förutsättningarna för växelvis nyttjande av köldmedier vid alternativa utföranden hos värmepumpanläggningen. Av resultaten framgår att en komplettering av en värmepump med anordningar för växelvis drift med olika köldmedier, t ex utöver R22 med R500, bör kunna ge en ekonomiskt intressant totallösning när priset på alternativ energi närmast oljebaserad energi, och drivenergi för värmepumpen har ökat med ungefär hälften av dagens priser.

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

R103:1987

ISBN 91-540-4806-0
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm
Svenskt Tryck Stockholm 1987

INNEHÅLL

FÖRORD

| | |
|--|----|
| SAMMANFATTNING | 5 |
| 1 PROBLEMORIENTERING | 6 |
| 2 PRINCIPLÖSNING | 7 |
| 2.1 Behovet av växelvisa köldmediebyten | 7 |
| 2.2 Principiell utformning av systemet för automatiska växelvisa köldmediebyten | 9 |
| 3 VANLIGA KÖLDMEDIERS EGENSKAPER | 11 |
| 3.1 Vanliga köldmedier | 11 |
| 3.2 Effekter på konstruktionsmaterial | 11 |
| 3.3 Hygieniska gränsvärden | 11 |
| 3.4 Miljöproblem vid utsläpp av köldmedier i luften | 12 |
| 3.5 Användningsmöjligheter i värmepumpar med olika kompressortyper och olika värmväxlare | 12 |
| 3.6 Erforderlig driftfyllning med olika köldmedier | 14 |
| 3.7 Slutsatser | 14 |
| 4 NORMKRAV | 15 |
| 4.1 Tryckklass | 15 |
| 4.2 Andra normkrav | 16 |
| 4.3 Slutsatser | 19 |
| 5 TEKNISKA OCH EKONOMISKA KRAV | 20 |
| 6 VÄRMEEFFEKTER OCH VÄRMEFAKTORER MED OLIKA KÖLDMEDIER | 21 |
| 6.1 Temperaturnivåns betydelse | 21 |
| 6.2 Temperaturlyftet | 21 |
| 6.3 Värmeeffekt och värmefaktor efter skiftning av köldmedium | 23 |
| 6.4 Slutsatser | 24 |
| 7 TEKNISK UTFORMNING AV SYSTEMET | 25 |
| 7.1 Schematisk funktion | 25 |
| 7.2 Värmepumpens kompressor som tömnings- (pump out) kompressor | 27 |
| 7.3 Kvarvarande mängd köldmedium i systemet när pump out funktionen med värmepumpens kompressor är klar | 28 |
| 7.4 Kvarvarande mängd köldmedium i systemet efter den egentliga tömnings- (pump out) kompressorns/ vakuumpumpens funktion. | 29 |
| 7.5 Oljefyllningen | 31 |
| 7.6 Erforderlig tid för skiftning av köldmediefyllningen | 32 |

| | | |
|------|--|----|
| 8 | INBLANDNING AV TVÅ KÖLDMEDIER | 33 |
| 8.1 | Aktuella köldmediepar | 33 |
| 8.2 | Hastigheten i inblandningen | 33 |
| 8.3 | Antalet skiftningar per år | 34 |
| 8.4 | Inblandningens följdverkningar | 35 |
| 8.5 | Slutsatser | 40 |
| 9 | TILLÄMPNING I NYA VÄRMEPUMPANLÄGGNINGAR | 41 |
| 9.1 | Allmänt | 41 |
| 9.2 | Teknisk-ekonomiska krav | 41 |
| 10 | TILLÄMPNING I BEFINTLIGA VÄRMEPUMPANLÄGGNINGAR | 42 |
| 10.1 | Allmänt | 42 |
| 10.2 | Teknisk-ekonomiska krav | 42 |
| 11 | LÖNSAMHETSBEDÖMNING | 43 |
| 11.1 | Allmänt | 43 |
| 11.2 | Investeringsbehovet | 43 |
| 11.3 | Exempel | 43 |
| 11.4 | Lönsamheten och energisparpotentialen | 48 |
| 11.5 | Generell lönsamhet | 50 |
| 11.6 | Den totala energisparpotentialen | 52 |
| 12 | RESULTAT | 53 |
| 13 | UTVECKLINGSBEHOV | 54 |
| | REFERENSER | 55 |
| | BILAGA 1 - 7 EKONOMISKA KALKYLER | |

FÖRORD

Denna rapport är resultatet av en förstudie som behandlar möjligheterna att förbättra den totala drifekonomin för anläggningar med värmepump genom att växelvis nyttja två olika köldmedier.

I många anläggningar med bivalent drift begränsas värmepumpens drifttid vid låga utetemperaturer av en för värmepumpen för hög värmebärartemperatur.

Efter byte av köldmediet i värmepumpen mot ett annat köldmedium, med vilket en högre kondenseringstemperatur kan klaras, kan värmepumpen fortsätta att vara i drift.

I rapporten redovisas studier av de teknisk-ekonomiska förutsättningarna för växelvist nyttjande av köldmedier.

Utredningsarbetet har bedrivits vid Wahlings Installationsutveckling AB, Danderyd och utförts av Olli Tammisto.

SAMMANFATTNING

Bakgrund

Tidigare undersökningar har visat att värmepumpar i flera fall inte har kunnat vara i drift som ursprungligen har planerats på för hög ingående värmebärartemperatur. I några fall har man varit tvungen att definitivt byta köldmedium för att klara en ofta förekommande relativt hög värmebärartemperatur. I andra fall har man fått acceptera en kortare årlig drifttid. I båda fallen försämras driftekonomin.

Syfte

Syftet med projektet har varit att närmare studera och analysera de tekniska och lönsamhetsmässiga förutsättningarna för värmepumpsdrift med växelvisa automatiska byten mellan två olika köldmedier både i nya och befintliga anläggningar.

Metod

Utredningsarbetet har omfattat utformning av förslag till principlösning, undersökning av aktuella köldmediepar för växelvis drift, undersökning av hur aktuella tekniska krav inkl normkrav kan klaras, undersökning av de ekonomiska förutsättningarna för värmepumpar med växelvist nyttjande av två olika köldmedier, sammanfattning och redovisning av undersökningsresultaten, analys av möjlig vidareutveckling och praktisk tillämpning av växelvist nyttjande av två olika köldmedier i samma värmepump.

Resultat

Komplettering av värmepumpen med anordningar för växelvis drift med två olika köldmedier, t ex utöver R22 med R500, bör i vissa fall kunna ge ett ekonomiskt intressant totalresultat. Det ekonomiska resultatet är mycket beroende av vad den alternativa värmeenergin och drivenergin till värmepumpen kostar. När priset på alternativ energi, närmast oljebaserad energi, och drivenergi för värmepumpen har ökat med ungefär hälften av dagens priser bör denna lösning bli ekonomiskt avsevärt mera intressant. Ett totalekonomiskt resultat förutsätter också att den tekniska lösningen fungerar tillfredsställande. Kompressorns oljefyllning och dess funktion vid köldmediebyte är speciellt viktigt att kontrollera. Den totala tekniska funktionen måste kontrolleras genom vidare utredning och därefter i form av t ex ett experimentbyggnadsprojekt innan denna tekniska lösning kan få mer allmän tillämpning.

1 PROBLEMRIENTERING

I befintliga värmeanläggningar med värmepump i bivalent drift förekommer det att man vid låga utetemperaturer, d v s då man har höga returtemperaturer från värmesystemet, tvingas reglera ner värmepumpens kapacitet för undvikande av att högtryckspressostaten löser ut. Till slut måste värmepumpen stoppas helt beroende på att köldmediet har antagit ett maximalt tillåtet kondenseringstryck. Denna förkortning av den totala drifttiden kan resultera i en avsevärd försämring av anläggningsekonomi.

Kortare drifttid kan undvikas genom att man väljer ett köldmedium som klarar den högre kondenseringstemperaturen. Ett sådant köldmedium ger dock en lägre värmeeffekt och mindre värmeenergi under värmepumpens hela drifttid.

En mer totalekonomisk lösning kunde vara att utforma systemet så att värmepumpen arbetar växelvis med två olika köldmedier t ex R22 och R500 eller R12. På detta sätt skulle energiproduktionen kunna klaras både när returtemperaturen är låg och när den är hög. Vid en given brytpunkt skulle man då tömma kondensorn, förångaren, kompressorn och resten av köldmediesystemet på köldmediet och samla detta i en köldmediebehållare. Därefter påfylls nytt köldmedium från en annan köldmediebehållare, varefter drift- en kan återupptas.

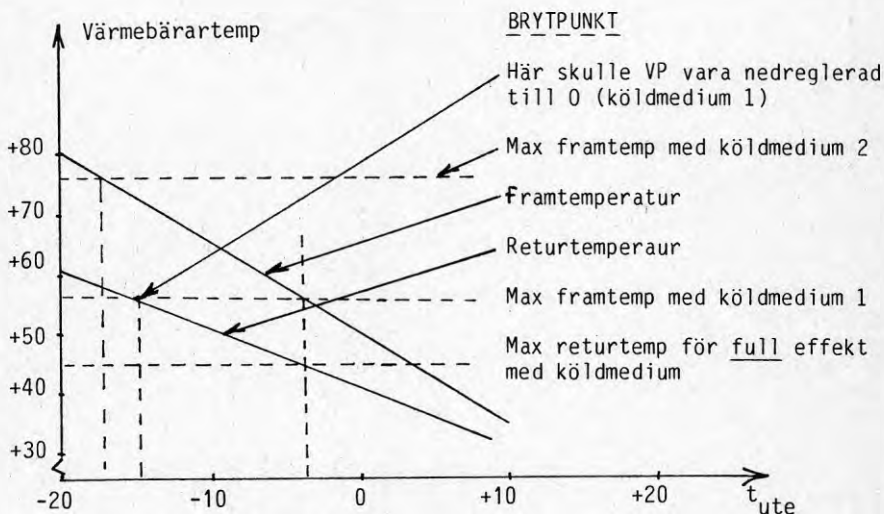
Kraftiga omslag i vädret är relativt vanliga under vinterhalvåret i hela Sverige. Utetemperaturen kan under ett dygn stiga eller sjunka ett tiotal grader. Hastig ändring i utetemperatur resulterar, med en fördröjning och dämpning, i ändring av värmebehovet. Värmebärartemperaturerna måste då successivt anpassas till dessa ändringar i utetemperatur och värmebehov. Detta omöjliggör manuella byten av köldmedier. Det är uppenbart att endast automatiska växelvis gjorda byten mellan två olika köldmedier kan komma ifråga i praktisk drift och endast under förutsättningen att därför erforderliga anordningar kan ge ett teknisk-ekonomiskt tillfredsställande resultat.

2 PRINCIPLÖSNING

2.1 Behovet av växelvisa köldmediebyten

I de flesta värmeanläggningar, små som stora, regleras värmebärartemperaturen som funktion av rådande utetemperatur. Vid högre utetemperatur klaras uppvärmningen med lägre värmebärartemperatur som kan vara så låg att värmepumpen ensam klarar hela värmebehovet. Vid lägre utetemperatur krävs högre värmebärartemperatur. Värmepumpen klarar då ensam varken den erforderliga värmebärartemperaturen eller den erforderliga värmeeffekten. Anläggningen måste då köras i bivalent drift med värmepumpen och t ex en oljeeldad panna.

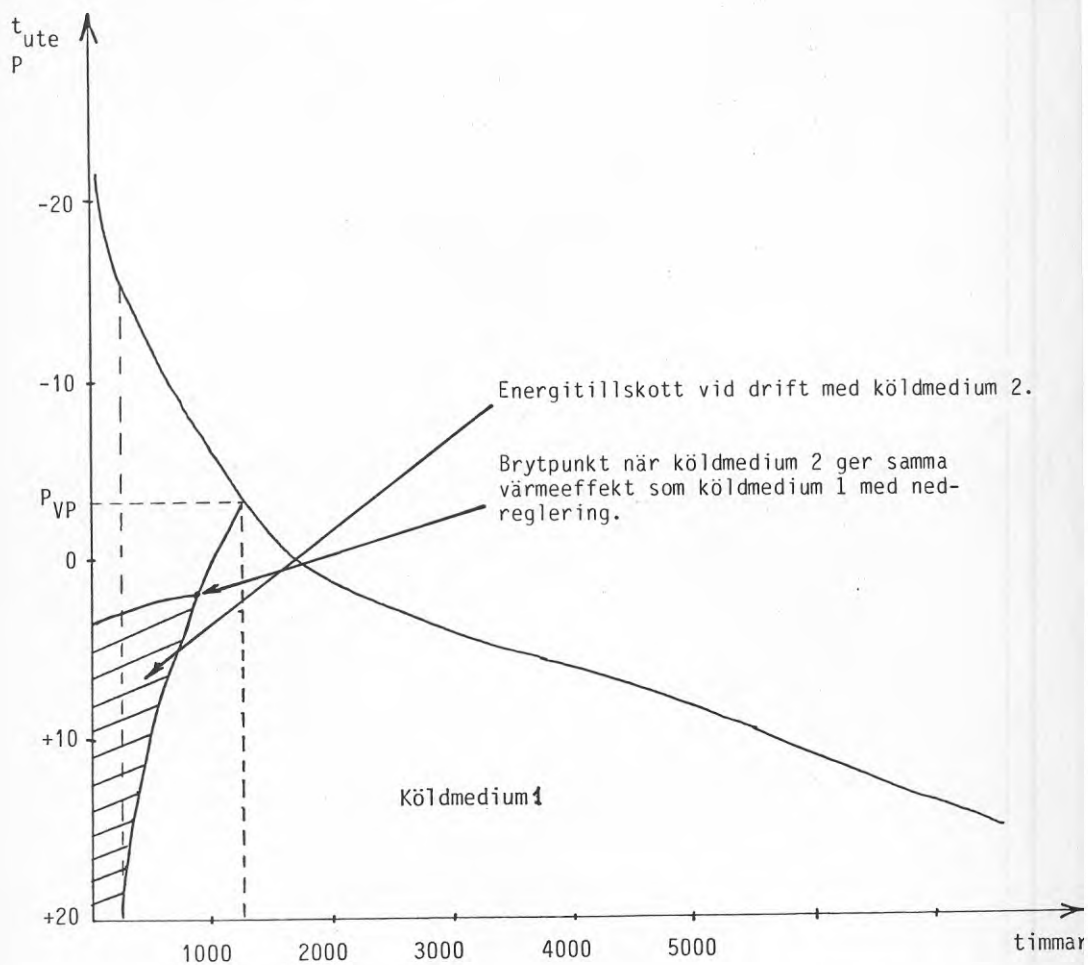
Vid en viss utetemperatur blir värmevattnets returtemperatur för hög för värmepumpen med t ex köldmedium R22. Värmepumpen har då kommit fram till en brytpunkt. Se figur 1.1.



Figur 1.1

Vid denna brytpunkt enligt figur 1.1, måste man göra s k "pump-down" på värmepumpen d v s pumpa köldmediefyllningen 1 inom systemet ned till kondensorn, varefter systemets köldmedium 1 leds från kondensorn i en köldmediebehållare. Därefter vakuumpumpas köldmediesystemet, nytt köldmedium 2 fylls på från en annan köldmediebehållare och driften kan återupptas.

Köldmedier som klarar höga kondenseringstemperaturer har visserligen lägre volymetrisk köldalstring, men i gengäld förlängs drifttiden. I figur 1.2 åskådliggörs principiellt den energivinst som kan göras med komplettering med ett automatiskt system för växelvist köldmediebyte.



Figur 1.2 Energivinst vid byte av köldmedium

2.2 Principiell utformning av systemet för automatiska växelvisa köldmediebyten

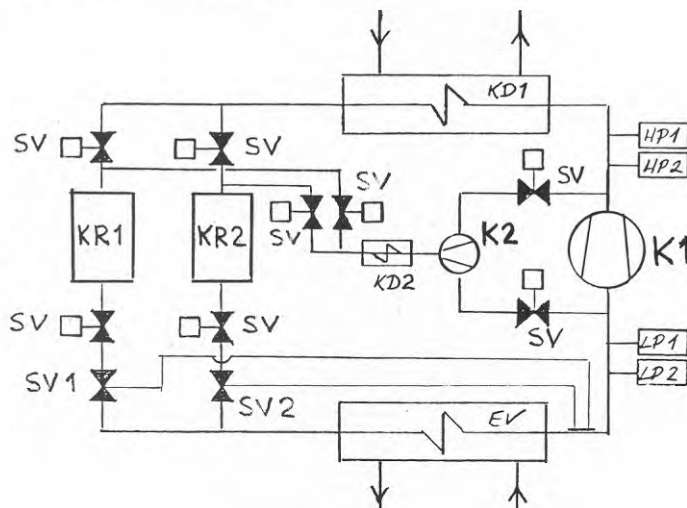
Förslag till principlösning

Olika lösningar är möjliga t ex separata köldmediebehållare för resp köldmedium, tömnings (pump out) utrustning m m med målet att ha antingen det ena eller det andra köldmediet som arbetsmedium i systemet. Viss sammanblandning av de två köldmedierna kommer med tiden att erhållas och kan sannolikt accepteras inom vissa gränser. Alternativt kunde man ha ett separeringssystem som genom destillering skulle separera de två köldmedierna så långt som möjligt eller blanda dem efter ett (datoriserat) program så att man erhåller ett optimalt blandningsförhållande för varje driftfall (utetemperatur). Det senare kan knappast vara realistiskt annat än som försök i laboratorium. Därför väljs här den förra principlösningen för vidare studium.

Den här föreslagna lösningen kräver följande utrustning, som värmepumpen måste kompletteras med.

- separata köldmedietankar för resp köldmedium som växelvis ingår i det idriftvarande köldmediesystemet.
- tömningsutrustning för köldmedium som klarar ett kraftigt vakuum på sugsidan ett avsevärt övertryck på trycksidan.
- automatiska stängventiler, som måste vara täta, t ex av industrityp.
- erforderlig styr- och övervakningsutrustning

Den principiella utformningen framgår av figur 1.3. En mer detaljerad beskrivning finns i kap 7.



Figur 1.3

Systemets principiella utformning framgår av figur 1.3, där

- K1: Värmepumpens kompressor
- KD1: Värmepumpens kondensör
- EV: Värmepumpens förångare
- K2: Pump out kompressor/vakuumpump
- KD2: Kondensör för K2
- KR1: Köldmediebehållare för KM1
- KR2: Köldmediebehållare för KM2
- HP1: Högtryckspressostat för KM1
- HP2: Högtryckspressostat för KM2
- LP1: Lågtryckspressostat för KM1
- LP2: Lågtryckspressostat för KM2
- SV: Tvåläges automatiska mycket väl tätande styrventiler i köldmedieledning
- SV1: Expansionsventil för KM1
- SV2: Expansionsventil för KM2

3 VANLIGA KÖLDMEDIERS EGENSKAPER

3.1 Aktuella köldmedier

De vanligen använda köldmedier mellan vilka en växelvis skiftning i en värmepump kan ske är i första hand

| | |
|-----------|--|
| R22/R500 | |
| R22/R12 | |
| R500/R12 | R12: Diklordifluormetan, CCl_2F_2 |
| R12/R114 | R22: Klordifluormetan, $CHClF_2$ |
| R22/R114 | R114: Tetrafluordikloretan, $C_2F_4Cl_2$ |
| R500/R114 | R500: En azeotropisk blandning av diklordifluormetan och difluoretan, CCl_2F_2 och CH_3CHF_2 |

Alla dessa köldmedier är så kallade CFC-köldmedier eller säkerhetsköldmedier som består av CFC (klorfluorkolväten). De hör alla till KYLNORMERS grupp 1b, vilket innebär att de normalt inte betecknas som giftiga men kan bli giftiga om de sönderdelas i öppen låga eller på het yta.

3.2 Effekter på konstruktionsmaterial

I värmepumpars köldmediesystem används, oberoende av det aktuella köldmediet, metaller som stål, gjutjärn, koppar, mässing, tenn och aluminium. Därtill förekommer packningar o dyl.

De aktuella CFC-köldmedierna påverkar knappast alls dessa konstruktionsmaterial. Normalt finns inga materialproblem.

3.3 Hygieniska gränsvärden

I arbetarskyddsfondens broschyr "Jobba rätt med CFC-köldmedier" anges för R12, R22 och R500 följande lika gränsvärden gällande i maj 1985.

Nivågränsvärde: 500 ppm (8 tim)

Korttidsvärde: 750 ppm (15 min)

Om 200 g R12 (vanlig fyllnadsmängd i ett kylskåp) späds ut med 53 m^3 luft får man en koncentration motsvarande korttidsvärdet. Detta innebär att läckande köldmedium ur ett större aggregat i ett dåligt ventilerat maskinrum kan resultera i mycket högre koncentration av köldmedium i rumsluften.

För R114 anges inga gränsvärden.

I amerikanska "1982 OSHA Concentration Limits for Gases", där OSHA = Occupational Safety and Health Administration, anges för R114 samma, visserligen dubbelt så högt, värde som i Arbetarskyddsfondens broschyr för Sverige, för t ex R12. Av detta bör man kunna dra den slutsatsen att ovan angivna gränsvärden för Sverige kan gälla även R114.

3.4 Miljöproblem vid utsläpp av köldmedier i luften

På senare tid har det blivit alltmer uppenbart att köldmedier som är stabila gaser vid utsläpp i luften stiger och kommer så småningom upp till ozonskiktet på 30-80 km höjd som de kan förbruka delvis så att det bildas skadliga ozonhål varvid mera av skadlig UV-strålning kan nå jorden.

Minskning av alla köldmedieutsläpp är idag en viktig fråga. Olika köldmedier har dock olika skadliga ozonfaktorer och de är skadliga i olika grad enligt följande tabell.

| <u>Köldmedium</u> | <u>Ozonfaktor</u> |
|-------------------|-------------------|
| R11 | 100 |
| R12 | 79 |
| R113 | 77 |
| R500 | 58 |
| R114 | 49 |
| R115 | 20 |
| R502 | 13 |
| R22 | 5 |

Det är alltså inte bara av lokala miljömässiga, tekniska och driftekniska skäl utan även av globala miljömässiga skäl som man måste ställa stora krav på anordningarna för automatiska växelvisa köldmediebyten i en värmepump. Läckaget av köldmedium måste kunna hållas på en mycket låg nivå.

3.5 Användningsmöjligheter i värmepumpar med olika kompressor-typer och olika värmeväxlare

Allmänt

Följande bedömningar baseras på rena azeotropa köldmedier eftersom inga för detta projekt tillämpliga data är tillgängliga för i detta fall aktuella icke-azeotropa blandningar.

Olika icke-azeotropa köldmedieblandningar (NARB = Nonazeotropic Refrigerant Blends) studeras dock fortfarande i många länder. Hundratals skrifter om detta har redan publicerats. De studerade blandningarna är dock inte slumpmässiga utan i förväg bestämda. Sådana blandningar har provats i system med alla kompressortyper, uppenbarligen utan någon dokumenterad ökning av problem med kompressorer.

Anm

Ett rent köldmedium eller en azeotrop blandning av två köldmedier karaktäriseras av att det eller blandningen har gemensamma förångnings- och kondenseringstemperaturer inom hela arbetsområdet.

En icke-azeotrop blandning av två köldmedier har däremot skilda förångnings- och kondenseringstemperaturer över hela koncentrationsområdet.

Ordet icke-azeotrop (nonazeotropic) kommer ursprungligen från grekiskans "zeo" (koka) och "tropas" (ändra). Ordet innehåller alltså egentligen två negationer nämligen "a" från latin och där till icke (non). Därför förekommer det att ordet zeotropisk (zeotropic) används i stället för icke-azeotropisk (nonazeotropic) i vissa publikationer.

Kolvkompressorer

De flesta kolvkompressorer som förekommer i kylaggregat och värmepumpar kan, efter ytterst små eller inga ändringar, användas i värmepumpar med R12, R22 och R500 som köldmedium.

Vissa kolvkompressorer klarar även R114.

Skruvkompressorer

Alla typer av skruvkompressorer förekommer i värmepumpar med antingen R12 eller R22 som köldmedium.

R500 används inte i system med skruvkompressor. R114 har däremot använts i flera fall.

Skruvkompressorer i värmepumpar har normalt ett fast inbyggt volymsförhållande V_i ca 2 till ca 5. Volymsförhållandet är lika med gasvolymen på kompressorns sug sida dividerat med gasvolymen på dess trycksida.

Volymsförhållandet V_i optimeras alltid för det aktuella drifttillståndet. Värmepumpen kan fungera även under ändrade driftförhållanden, men ofta med avsevärt sämre prestanda. Hänsyn till detta måste tas vid den teknisk-ekonomiska kalkylen som växelvis drift med två köldmedier alltid måste baseras på.

Nyare skruvkompressorer är utrustade med anordning för under drift varierbar öppningstidpunkt för den radiella avloppsporten, varigenom volymsförhållandet V_i kan optimeras för varje drifttillstånd. Det bör vara möjligt att automatisera denna ändring av V_i så att den kan ändras och anpassas till det aktuella köldmediet.

Turbokompressorer

Olika typer av turbokompressorer anpassade för värmepumpar kan fungera med R12, R22, R500 och även med R114 som köldmedium.

Värmeväxlare

Samma värmeväxlartyper används för R12, R22, R500 och även för R114.

Allmänna krav

Varje värmepumps köldmediesystem med kompressor, värmeväxlare, övrig utrustning och det aktuella köldmediet måste i drift finnas i balans, så att värmepumpen kan fungera.

En värmepump eller ett kylaggregat är så konstruerad att denna balans erhålls. I några fall utgående från ett visst köldmedium. Det finns dock tillverkare som serietillverkar värmepumpar som kan användas med R12, R22 eller R500 som köldmedium. Konstruktionen är densamma för alla dessa köldmedier. Endast mindre modifieringar, som byte av expansionsventil och liknande, krävs vid övergång från ett köldmedium till ett annat t ex från R22 till R500 eller från R500 till R12.

3.6 Erforderlig driftfyllning av olika köldmedier

Driftfyllningen av köldmedium i värmepumpen måste vara korrekt, så att balans och bästa möjliga prestanda kan erhållas.

Driftfyllningen med olika köldmedier är ungefär, men dock inte exakt, lika enligt data från en tillverkare vars värmepumpar kan användas med R22, R500 och R12 som köldmedium. Den sannolikt optimerade driftfyllningen i kg är för dessa aggregat ca 97 % för R500 och ca 110 % för R12 av driftfyllningen med R22.

3.7 Slutsatser

I många befintliga medelstora eller större värmepumpar kan köldmedierna R12, R22 eller R500 användas. Endast mindre modifieringar krävs normalt vid användning av R114, i stället för ett annat ursprungligt köldmedium, kan endast användas i vissa värmepumpar och kräver normalt större modifieringar.

Man måste givetvis alltid kontakta tillverkaren/leverantören av värmepumpen och få skiftning av köldmedium godkänd innan man går vidare. Leverantören bör i första hand anlitas för erforderliga arbeten för byte av köldmedium.

4 NORMKRAV

4.1 Tryckklass

I Kylnormer anges bl a minimiprovtryck för tryckkärl i kylsystem med olika köldmedier enligt följande.

| Köldmedium | Provtryck, bar ö | |
|------------|------------------|----------------|
| | Högtryckssidan | Lågtryckssidan |
| R12 | 16,5 | 10,0 |
| R22 | 26,5 | 16,5 |
| R114 | 6,0 | 3,5 |

Tabell 1. Provtryck vid olika köldmedier.

För R500 finns inget minimiprovtryck angivet i Kylnormer som är från år 1965. I utländska normer anges för R500 samma eller något lägre krav på minimiprovtryck som för R22.

Detta innebär att kravet på minimiprovtryck är högst för R22. Knappast någon tillverkare tillverkar standard värmepumpar som inte klarar drift med R22.

Om man jämför den högsta, normalt förekommande, utgående värmebärartemperaturen vid olika köldmedier med motsvarande mätningstryck för köldmediet på högtryckssidan, erhålls värden enligt tabell 2.

| Köldmedium | Max temperatur och tryck | |
|------------|--------------------------|------------|
| | VB-temperatur | KM-tryck |
| R12 | 75°C | 22,1 bar ö |
| R22 | 55°C | 23,3 bar ö |
| R114 | 120°C | 21,6 bar ö |
| R500 | 65°C | 21,4 bar ö |

Anm

Här antas att kondenseringstemperaturen är 5°C högre än utgående värmebärartemperaturen.

Tabell 2. Normalt förekommande max utgående värmebärartemperatur och motsvarande kondenseringstryck.

Som framgår av tabell 2 är trycket högst för R22. Detta innebär att om värmepumpen är konstruerad för R22 är användningen av R12, R114 och R500 möjlig enligt kylnormer. Enligt kylnormer skall dock dels säkerhetsventilen öppna vid max 0,77 x använt provtryck dels högtryckspressostaten urkoppla kompressorn vid max 0,70 x använt provtryck, uttryckt som övertryck. Detta innebär t ex att om en så hög utgående värmebärartemperatur som 55°C används med R22 måste värmepumpens högtryckssida vara provtryckt med minst 37 bar ö om man vill ha 2,7 bar differens, motsvarande 5°C, mellan högtryckspressostatens inställning och max utgående värmebärartemperatur. Generellt gäller att värmepumpar måste klara och även provtryckas med högre tryck än kylaggregat.

4.2 Andra normkrav

Kravet på rätt tryckklass är det viktigaste norm - eller säkerhetskravet. Det finns dock även andra viktiga normkrav som värmepumpanläggningen har varit tvungen att uppfylla från början och även skall uppfylla efter komplettering med utrustning för drift med flera köldmedier.

Uppställningsplatsen

Moment i Kylnormer

17, Placering av kylutrustning

Maskiner, behållare, apparater och armatur samt rörledningar skall monteras så att de är lätt åtkomliga för erforderlig tillsyn och skötsel. Utgång från utrymme, där maskiner, behållare eller apparater finns, skall vara så belägen, att den lätt kan uppnås och alltid hållas fri för passage. Där så anses erforderligt skall mer än en utgång finnas.

18, 19, Särskilt utrymme

Särskilt utrymme för uppställning av kompressorer fordras vid fyllning av Gr1 (grupp 1 i kylnormer) överstigande 30 kg. Det skall vara avgränsat med väggar eller stängsel samt vara väl ventilerat eller förlagt till ventilerat utrymme.

Särskilt utrymme är avsett uteslutande för uppställning av värmepumpen och får ej användas som förråd, verkstad o dyl.

Kommentarer

Kravet måste givetvis uppfyllas även efter komplettering med utrustning för drift med flera köldmedier. Disponibla utrymmet för detta måste kontrolleras.

I Gr1 (grupp 1 i kylnormer) ingår sådana ämnen som normalt inte betecknas som giftiga och omfattar bl a R12, R22, R114 och R500.

Vissa mindre och medelstora värmepumpar har monterats i särskilt utrymme. Vid större fyllningsmängder krävs maskinrum.

Ventilationen i särskilt utrymme skall vara i gång när kylkompressorerna går och vara så dimensionerad att högsta tillåtna drifttemperaturen för kompressorerna inte överskrids. Normalt bör +30°C ej överskridas. Inget separat ventilationssystem erfordras men observera att ventilationen ofta måste ske kontinuerligt och att fyllningen per m³ rumsvolym maximeras i mom 7 och 13 i normerna

18, 19, Maskinrum

Maskinrum fordras för uppställning av kompressorer vid system med fyllning av Gr1 överstigande 250 kg. Vid flera system med samma uppställningsplats för kompressorer fordras maskinrum om den totala fyllningen av Gr1 överstiger 400 kg

Maskinrum skall vara brandsäkert utfört och försett med tät utåtgående självstängande branddörr. Genomföringar i maskinrummets väggar, golv och tak skall vara omsorgsfullt tätade. Eventuell yttervägg får dock vara försedd med fönster.

Maskinrum bör i regel ha två utgångar av vilka den ena helst bör leda direkt ut i det fria.

Maskinrum skall vara försett med tillfredsställande anordning för katastrofventilation. Katastrofventilationen skall kunna ske med fläkt eller genom lämpligt placerade dörrar och fönster som lätt kan öppnas till det fria.

Vid mekanisk katastrofventilation bör vid Gr1 frånluftskanalens intag vara placerat nära golv. Frånluftskanalen skall mynna i det fria på betryggande avstånd från dörr, fönster, trappa, luftintag o dyl. så att risk för skada inte kan uppstå till följd av utströmmande köldmedium. Tillluftsoppningen bör vara så placerad att maskinrummet blir diagonalventilerat.

Kommentarer

En värmepump med 250 kg köldmediefyllning har vanligen 0,5-1 MW värmeeffekt.

Om fyllningen är något mindre än 250 kg kan komletteringen innebära att densammanlagda köldmediefyllningen blir över 400 kg, varvid maskinrum krävs.

Om den sammanlagda fyllningen blir något under 400 kg, varvid respektive fyllning är under 250 kg, blir frågan om maskinrum en tolkningsfråga nämligen vad menas med "flera system". Är det fråga om ett eller två system?

Om "särskilt utrymme" måste byggas om till "maskinrum" krävs omfattande byggnadstekniska åtgärder, speciellt om det "särskilda utrymmet" är avgränsat med stängsel, t ex i en värmeundercentral.

Kraven på brandsäkra konstruktioner anges i gällande SBN. Dörrarna skall var utåtgående för att underlätta utrymning och hjälp vid en katastrofsituation.

Oftast är det omöjligt att ordna en utgång direkt till det fria. Man bör dock sträva efter två dörrar så placerade att det är lätt att komma in och ut speciellt i en katastrofsituation.

Katastrofventilation med fläkt är det vanliga. Luftflödets storlek är en funktion av största systemets fyllning. Beträffande fyllning Gr1 gäller mycket approximativt att värmepumpar av typen enhetskylanläggningar har en fyllning ca 0,5 kg/kW värmeeffekt och värmepumpar av typen icke enhetskylanläggningar ca 1 kg/kW värmeeffekt. Den exakta fyllningen är givetvis beroende av anläggningens typ köldmedium, temperaturnivå och ofta även i viss mån av fabrikatet.

Kommentarer

Erforderliga luftflödet för katastrofventilation som funktion av största systemets fyllning framgår av mom 19 i kylnormer.

Säkerhetsventiler m m34, Automatisk urladdningsanordning

Varje system med fyllning av Gr1, med undantag för enhetskylanläggningar med fyllning understigande 3 kg, skall vara skyddat för övertryck genom lämplig urladdningsanordning, t ex säkerhetsventil, spärngplatta eller smältsäkring.

35, Urladdningsledning

Vid total fyllning av Gr1 0,5 kg/m³ rumsvolym, dock högst 200 kg, erfordras ej urladdningsledning om rummet är väl ventilerat.

I alla andra fall skall från urladdningsanordning ledas en urladdningsledning av obrännbart material vilket skall mynna i det fria på sådant sätt att risk för skada inte kan uppstå om gas eller vätska strömmar ut genom ledningen. Särskilt skall med beaktande av rådande lokala förhållanden tillses, att ledningen mynnar på betryggande avstånd från öppningsbart fönster, dörr, lufintag eller fast brandstege.

Enligt mom 16a får ej urladdningsledningen mynna mot slutet gårdsutrymme som är mindre än 100 m² om fyllning av Gr1 överstiger 200 kg.

Mynningen skall, utan att avblåsning hindras, vara skyddad mot regn, snö och föroreningar.

Ledningen skall vara konstruerad för halva provtrycket för tryckkärl och kompressorer enligt mom 45. Flera urladdningsanordningar må vara anslutna till en och samma urladdningsledning.

Säkerhetsventiler skall vara dimensionerade enligt en formel i mom 36 i Kylnormer.

Man bör i princip alltid ha en urladdningsledning (utblåsningsledning från säkerhetsventiler) oberoende av storleken på fyllningen. Därför finns det sannolikt på nästan alla anläggningar en urladdningsledning från säkerhetsventiler till det fria.

Urladdningsledningens invändiga diameter beräknas enligt formeln i mom 35.

Diametern kan även erhållas med hjälp av en tabell och ett diagram i mom 35.

57, Andnings- och ögonskydd m mKommentarer

Vid fyllning Gr1 (grupp 1) över 200 kg fordras ett andnings- och ögonskydd.

Om gränsen 200 kg överskrids och andnings- och ögonskydd inte finns, måste de skaffas.

Andningsskydd skall väl passa för person som normal kan förutsättas komma att använda det.

Andningsskydd skall förvaras väl skyddat och noggrant skötas efter givan instruktioner samt minst en gång om året kontrolleras av därtill utsedd lämplig person, även om skyddet under denna tid inte har använts.

Andningsskydd skall enligt tillägg till kylnormer vara av typ tryckluftsapparat.

Revisionsbesiktning med driftprov

Om anläggningen har genomgått en väsentlig ändring skall den revisionsbesiktigas inkl driftprov. Komplettering med system för växelvis drift med två köldmedier är utan tvekan en väsentlig ändring.

4.3 Slutsatser

Det krävs att de krav som gällande Kylnormer ställer både är kända och beaktas vid alla väsentliga ändringar som komplettering av värmepumpen med anordningar för växelvis drift med två köldmedier.

Befintliga värmepumpar kan förutsättas uppfylla kraven i Kylnormer. Det måste de göra även efter komplettering med utrustning för drift med två köldmedier. Kostnaderna för de åtgärder som krävs för detta måste tas med i kalkylen innan beslut fattas. Revisionsbesiktning krävs efter arbetena.

Även när det gäller nya värmepumpar med växelvis drift måste alla kostnader för detta ingå i kalkylen.

5 TEKNISKA OCH EKONOMISKA KRAV

Generellt kan och måste följande krav, utöver säkerhetskraven, ställas på och klaras av värmepumpen även efter kompletteringsarbeten.

- Värmepumpen måste kunna köras med de båda aktuella köldmedierna samt även med förekommande blandningar av dem.
- Den tekniska funktionen inkl kapacitetsreglering m m får inte försämrats utan att tillgängligheten förblir acceptabel.
- Värmepumpens hela köldmediesystem måste tåla de upprepade skiftningarna mellan avsevärt övertryck och kraftigt vakuum, utan att det blir otätt. Luft får inte läcka in vid vakuum. Köldmedium får inte läcka ut vid drifttryck. Detta ställer stora krav på ventiler, kopplingar, skarvar och tätningar.
- Skiftningen mellan de två köldmedierna för värmepumpen måste ske relativt snabbt och helt automatiskt samt så att inblandningen hålls på en mycket låg nivå.
- Systemet måste fungera utan otillåtet stor inblandning av det ena köldmediet i det andra. Ventilerna måste vara täta.
- Skiftningen måste ske så att temperaturen i systemet inte sjunker så att frysrisk kan uppstå i förångaren.
- Inga problem med smörjningen och oljefyllningen i kompressorn får uppstå.
- Inga problem med kylning av kompressorn, motorn, oljan, ev växellåda etc får uppstå.
- Utrymmesbehovet måste vara acceptabelt både i bef och nya anläggningar.
- Värmepumpens ekonomiska livslängd skall inte minska mer än vad som har kalkylerats.
- Service- och underhållskostnaderna skall inte öka mer än vad som har kalkylerats.
- Värmefaktorn skall vara ekonomisk med båda köldmedierna.
- Den ökade intäkten genom den ökade energitäckningsgraden skall betala både hela investeringen i anordningar för växelvis drift med två olika köldmedier och eventuella ökade drift- och underhållskostnader.

6 VÄRMEEFFEKTER OCH VÄRMEFAKTORER MED OLIKA KÖLDMEDIER

6.1 Temperaturnivåns betydelse

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

När en ny eller befintlig värmepump körs med det köldmediet som klarar en högre både ingående och utgående värmebärartemperatur förblir temperaturnivån på köldbärarsidan i stort oförändrad.

Den kan till och med bli någon grad högre och gynnsammare, eftersom värmepumpen med köldmediet för högtemperaturfallet klarar en lägre kyleffekt än med det alternativa köldmediet.

Eftersom hela motivet till skiftning av köldmedium i värmepumpen är den högre utgående värmebärartemperaturen, som då kan klaras, blir det totala temperaturlyftet alltid större.

6.2 Temperaturlyftet

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

En värmepanna för el eller bränsleledning kan leverera värmevattnen inom ett brett temperaturområde med i stort oförändrad verkningsgrad. Detta klarar inte en värmepump. Temperaturnivåerna d v s temperaturlyftet eller egentligen 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 men olika utgående värmebärartemperaturer blir skillnaderna mellan de tillförda effekterna/energierna och priset på nödvändig kringutrustning för skiftning av köldmedium tillsammans helt avgörande för anläggningsekonomin.

Ett större temperaturlyft medför

- Högre total kapitalkostnad för värmepumpen inkl nödvändig kringutrustning för skiftning av köldmedium.
- Högre kostnad för värmeenergin från värmepumpen p g a sämre värmefaktor. Kostnaden kan dock fortfarande vara lägre än för konkurrerande alternativa energislag.
- Risk för högre underhållskostnader p g a högre tryckhöjning dp i kompressorerna som är en följd av högre utgående värmebärartemperatur.

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

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

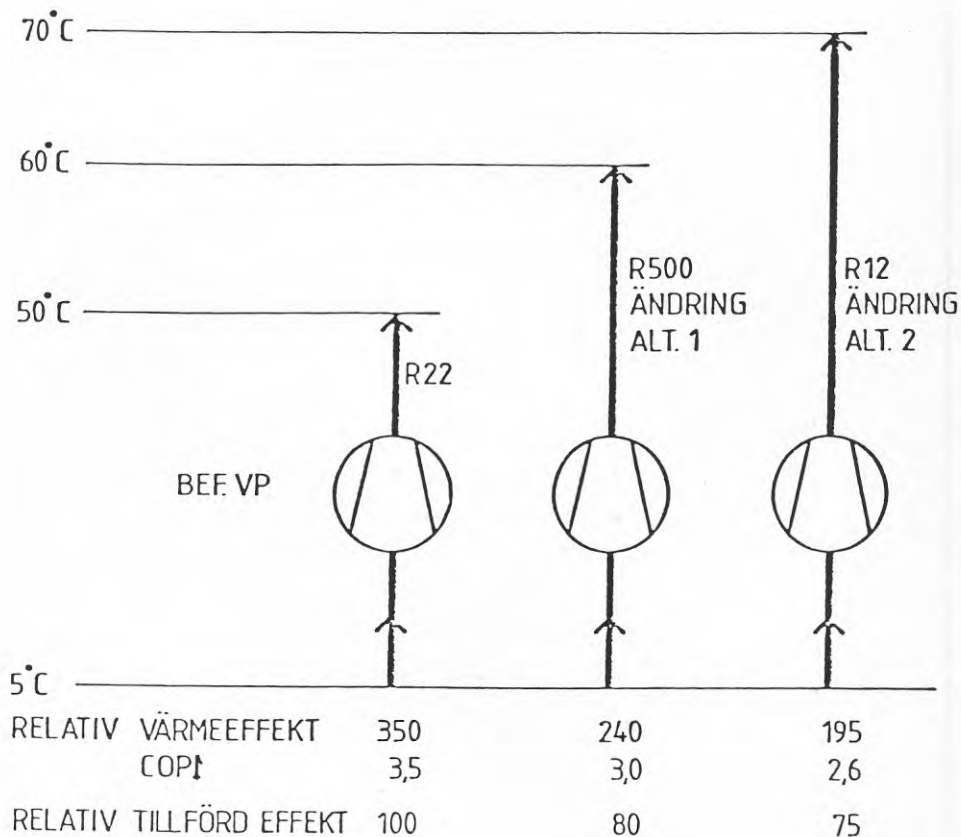
$$R12: (t_2 = \pm 0^\circ\text{C}, t_1 = 75^\circ\text{C}) dp = 6,8 \text{ bar (+ 55\%)}$$

Se exempel i figur 6.1 som åskådliggör temperaturlyftets principiella inverkan.

De i figur 6.1 angivna temperaturerna på från värmepumpen utgående värmebärarvatten är de som alla fabrikat normalt klarar med undantag för R114 som behövs för 80°C, men klarar normalt ca 110°C och i vissa fall 120°C.

BEF. VÄRMEPUMP

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



Figur 6.1 Relativ värmeeffekt, värmefaktor COP1 och relativ tillförd effekt med några olika köldmedier

Som framgår av exemplet i figur 6.1 sjunker både värmefaktorn och den tillförda effekten när utgående värmebärartemperaturen höjs med hjälp av köldmedieskiftningen.

När elmotorn körs med dellast sjunker normalt dess verkningsgrad vilket försämrar värmefaktorn utöver det som orsakas av den högre temperaturnivån.

6.3 Värmeeffekt och värmefaktor efter skiftning av köldmedium

Som exempel anges i tabell 3 värmeeffekt, kyleffekt, tillförd effekt och värmefaktor för en värmepump av en viss typ och storlek och av ett välkänt fabrikat som kan, utan större ändringar, köras med de i tabell 3 angivna köldmedierna.

| Köldmedium | Utgående vätsketemperatur | | |
|-------------------------------|---------------------------|--------|--------|
| | KB/VB | | |
| | 7/40°C | 7/45°C | 7/50°C |
| <u>R22</u> | | | |
| Kyleffekt, kW | 409 | 385 | 262 |
| Tillförd effekt, kW | 134 | 142 | 149 |
| Värmeeffekt, kW | 531 | 515 | 498 |
| Värmefaktor, COP ₁ | 3,96 | 3,62 | 3,33 |

| Köldmedium | Utgående vätsketemperatur | | |
|-------------------------------|---------------------------|--------|--------|
| | KB/VB | | |
| | 7/50°C | 7/55°C | 7/60°C |
| <u>R500</u> | | | |
| Kyleffekt, kW | 270 | 251 | 233 |
| Tillförd effekt, kW | 111 | 116 | 121 |
| Värmeeffekt, kW | 371 | 357 | 342 |
| Värmefaktor, COP ₁ | 3,34 | 3,07 | 2,83 |

| Köldmedium | Utgående vätsketemperatur | | |
|-------------------------------|---------------------------|--------|--------|
| | KB/VB | | |
| | 7/60°C | 7/65°C | 7/70°C |
| <u>R12</u> | | | |
| Kyleffekt, kW | 201 | 186 | 171 |
| Tillförd effekt, kW | 103 | 107 | 111 |
| Värmeeffekt, kW | 295 | 284 | 272 |
| Värmefaktor, COP ₁ | 2,86 | 2,64 | 2,45 |

Tabell 3. Data för en vätska/vätska värmepump med R22, R500 och R12.

6.4 Slutsatser

Av data i tabell 3 kan bl a följande, ganska generella, slutsatser dras.

Kompressormotorer

Elmotorer för kompressorer i en viss värmepump som är dimensionerade för drift med R22 klarar driften med R500 och R12. Har elmotorerna dimensionerats för drift med R500 klarar de även driften med R12.

Drift vid gränsområden

Vid gränsområden mellan drift med R22/R500, R500/R12 eller R22/R12 ger båda köldmedierna, förutsatt att temperaturerna är identiska, nästan lika värmefaktor, men värmeeffekten minskar då med

- ca 20 % vid övergång från 100 % R22 till 100 % R500.
- ca 15 % vid övergång från 100 % R500 till 100 % R12.
- ca 40 % vid övergång från 100 % R22 till 100 % R12.

Drift efter skiftning av köldmedium

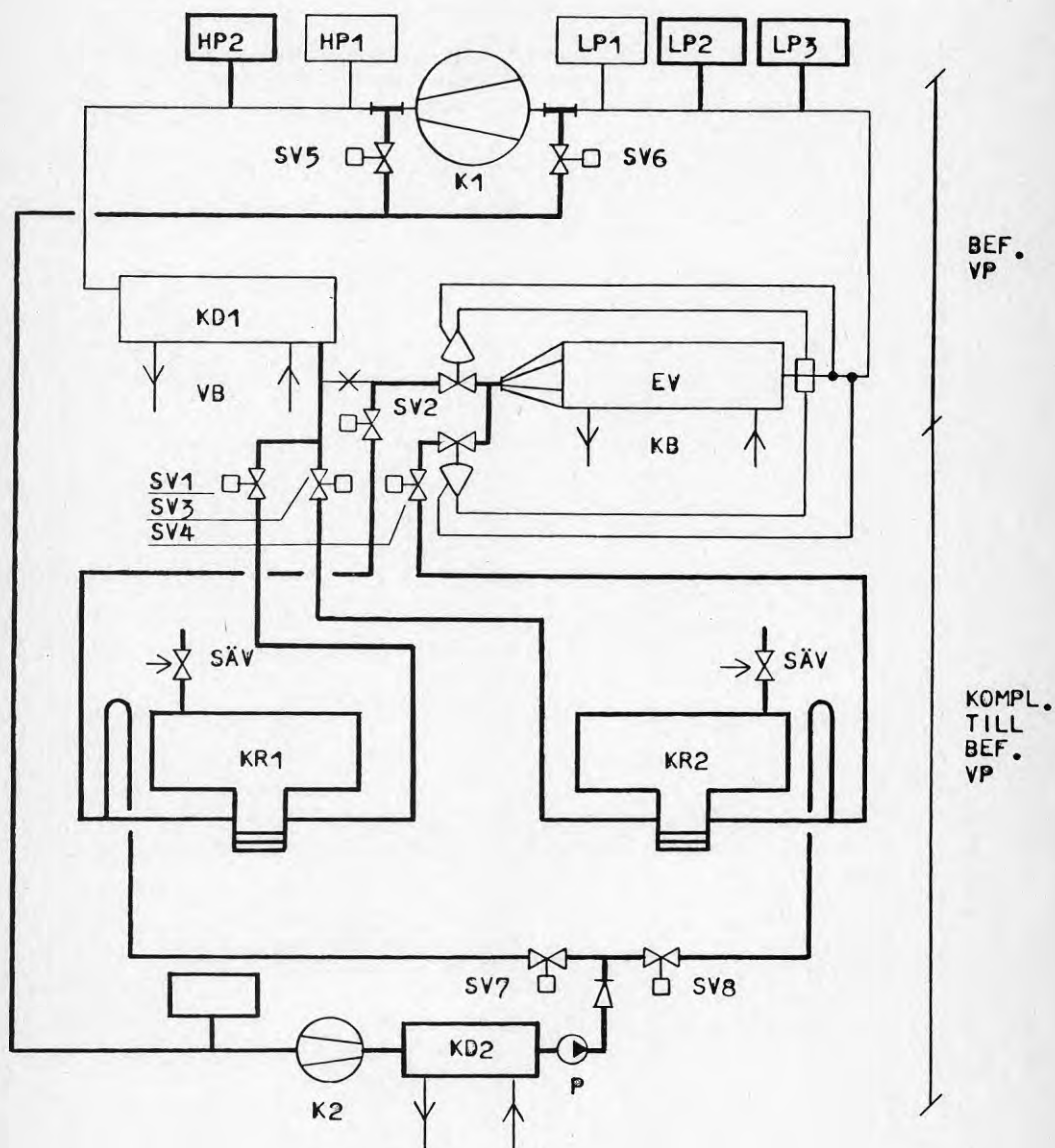
När den utgående värmebärartemperaturen höjs, vilket är normalt efter skiftning av köldmedium, sjunker värmeeffekten ytterligare vanligen med ca 0,6-0,8 % per grad högre utgående värmebärartemperatur. Vid denna temperaturhöjning sjunker även värmefaktorn vanligen med ca 1,4-1,6 % per grad.

7 TEKNISK UTFORMING AV SYSTEMET

Utgående från tidigare ställda funktionskrav måste systemet för växelvis drift vara försett med en omfattande extra utrustning.

7.1 Schematisk funktion

Det färdiga systemets funktion framgår schematiskt av figur 7.1



Figur 7.1 Funktionsschema

FÖRKLARINGAR TILL FIGUR 7.1

Allmänt

Under drift med KM1 eller KM2 måste alla förbindelser till det andra icke idriftvarande köldmediet vara stängda.

Vid skiftning av köldmedium måste ventiler öppnas/stängas och vissa andra funktioner ske i bestämda sekvenser som framgår av följande beskrivning av ventillägen m m.

Det är möjligt att det behövs speciella anordningar för skiftning av oljefyllningen tillsammans med köldmediefyllningen eller för att säkerställa rätt oljenivå i kompressorn. Dessa anordningar tillkommer i så fall.

Reglerutrustning framgår inte av figur 7.1 men behövs och tillkommer.

1. Drift med KM1

- a) Öppna: SV1 och SV2
Stängda: SV3, SV4, SV5, SV6, SV7 och SV8

K1 är igång

2. Tömmning av KM1-fyllning

- a) Öppna: SV1
Stängda: SV2, SV3, SV4, SV7 och SV8

K1 fortsätter att gå, men i pumpout (nedpumpnings) drift
LP1 förbikopplad
LP3 kopplas in och stoppar K1 efter färdig pumpout
(nedpumpnings) cykel

- b) SV1 stänger
SV5, SV6 och SV7 öppnar
K2 startar
- c) LP4 stoppar K2
SV5, SV6 och SV7 stänger varefter alla ventiler är stängda

3. Drift med KM2

- a) SV3 och SV4 öppnar
- b) K1 startar och driften med KM2 påbörjas

7.2 Värmepumpens kompressor som tönnings- (pump out) kompressor

K1 som är värmepumpens kompressor används för nedpumpnings- d v s tönnings- (pump out) drift innan K2, som är en speciell nedpumpnings- (pump out) kompressor eller vakuumpump startas.

Alla kompressorer klarar pump out drift d v s engångsflyttning av systemets köldmediefyllning från lågtryckssidan till högtryckssidan och vidare till kondensorn och köldmediebehållaren, om en sådan finns, tills lågtryckspressostaten stoppar kompressorn. "Single pump out", som innebär nedsugning av köldmediet endast en gång tills lågtryckspressostaten stoppar kompressorn, och "automatic recycling pump down", som medför att nedsugning förekommer upprepade gånger så att kompressorn startas av lågtryckspressostaten alltid när lågtrycket har stigit till ett visst högsta värde, är funktioner som normalt används i samband och efter stopp av kompressorn för att hindra köldmedievätska att komma in och samlas i kompressorn, eftersom det skulle kunna vålla problem vid efterkommande start.

Lågtryckspressostatens inställning är normalt sådan att både frysriskerna i förångaren och överskridandet av gränserna för kompressorernas driftområde undviks.

I denna tillämpning är det önskvärt att använda den stora VP-kompressorn K1 för nedpumpning så långt som möjligt genom att standard lågtryckspressostaten, LP1 vid KM1 och LP2 vid KM2, förbikopplas och K1 är i drift tills en speciell lågtryckspressostat LP3 stoppar den. Vanliga inställningar på lågtryckspressostaten i en vätska/vätska värmepump är ca 3 bar vid R22, ca 2 bar vid R500 och ca 1,5 bar vid R12. Alla dessa tryck är "gauge" d v s övertryck och alla motsvarar ca -6°C förångningstemperatur.

Man bör kunna köra kompressorn K1 ned till ett tryck motsvarande -10 till -15°C . Sannolikt behövs då som extra skydd en fryskyddstermostat t ex i utgående köldbärarledningen.

Många kompressorer i värmepumpar klarar en kompression ca 10:1 och en tryckupsättning 15-20 bar.

En bra kompressor kan klara ett vakuum i motsvarande ca 100 mbar (10 kPa) tryck eller något lägre om den arbetar som pump out kompressor friblåsande till atmosfären. I denna tillämpning måste man dock återvinna köldmediet och därmed måste kompressorn K1 arbeta mot kondensortrycket.

Utgående från att kompressorn K1 klarar dels kompressionen 10:1 dels ett tryck på lågtryckssidan motsvarande -15°C kan den då klara pump out funktionen mot ett maximalt kondensortryck enligt tabell 4 på nästa sida.

| <u>Köldmedium</u> | <u>Tryck motsvarande -15°C på lågtryckssidan</u> | <u>Tryck och temperatur på högtryckssidan mot- svarande kompression 1:10</u> |
|-------------------|--|--|
| R22 | 2,96 bar a | 29,6 bar a /69°C |
| R500 | 2,14 bar a | 21,1 bar a /67°C |
| R12 | 1,83 bar a | 18,3 bar a /69°C |

Tabell 4 Möjliga tryck för kompressor K1 vid pump out funktion.

Som framgår av tabell 4 bör värmepumpens egen kompressor oftast kunna klara pump out funktion ned till ett tryck motsvarande ca -15°C och mot ett tryck motsvarande 65-70°C kondenseringstemperatur.

Vid fullt värmebärarflöde närmar sig kondenseringstemperaturen ingående värmebärarens temperatur, som för vid R22 bör vara max ca 45°C, vid R500 max ca 55°C och vid R12 max ca 65°C. Detta innebär att pump out funktion ned till -15°C på lågtryckssidan, eller lägre, om ingen frysrisk föreligger, bör kunna klaras vid R22 och R500 med en god marginal medan man vid R12 klarar det med relativt liten marginal.

7.3 Kvarvarande mängd köldmedium i systemet när tömnings- (pump out) funktionen med värmepumpens kompressor är klar.

Kvarvarande köldmedium skulle innebära en fortgående inblandning av de två olika köldmedierna.

De flesta värmepumpar har en köldmediefyllning motsvarande i vätskeform 20-30 % av hela köldmediesystemets volym inkl kompressor, värmeväxlare, köldmediebehållare och rörsystem.

Efter utförd pump out funktion med värmepumpens egen kompressor ned till -15°C på lågtryckssidan bör endast obetydliga mängder köldmedievätska finnas på lågtryckssidan.

Däremot kan det finnas en del köldmedievätska i kondensorn trots att det mesta har letts in i den i driftvarande köldmedietanken KR. Se figur 7.1. Dessa köldmedietankar bör om möjligt placeras och röret från kondensorn till tanken dras så att köldmediet rinner med självfall till tanken. Annars måste köldmediet pumpas eller tryckas upp från kondensorn till köldmedietanken.

Hur mycket köldmedium kan det då finnas kvar i värmepumpens köldmediesystem, exkl, köldmedietanken, sedan ventilen SV1 resp SV3 mellan kondensorn och tanken har stängts?

För att få ett approximativt svar på frågan antas här att driftfyllningen i vätskeform motsvarar 25 % av den totala systemvolymen samt att medeltalet för trycken på högtrycks- och lågtryckssidan motsvarar, efter färdig pump out funktion, + 20°C temperatur i systemet. Vidare antas även, tillsvidare, att ingen köldmedievätska finns kvar i systemet. Se vidare i tabell 5.

| <u>Köldmedium</u> | <u>Tryck i systemet vid +20°C och systemvolym V bar a</u> | <u>Erf gasvolym för hela driftfyllningen vid +20°C</u> | <u>Kvar i systemet i % av hela driftfyllningen</u> |
|-------------------|---|--|--|
| R22 | 9,10 | 9,9 V | ca 10 |
| R500 | 6,69 | 7,9 V | ca 13 |
| R12 | 5,67 | 9,1 V | ca 11 |
| R114 | 1,81 | 27,2 V | ca 15 |

Tabell 5 Kvarvarande köldmediummängd i systemet efter slutförd nedpumpnings- (pump out) funktion med värmepumpens egen kompressor.

Som framgår av tabell 5 kan 10-15 % av driftfyllningen av köldmedium finnas kvar i systemet efter med värmepumpens egen kompressor slutförd pump out funktion, förutsatt dels att inget köldmedium finns kvar i vätskeform, dels att driftfyllningen i vätskeform motsvarar 25 % av systemvolymen och att medeltrycket i systemet motsvarar 20°C mätningstemperatur.

Sannolikt finns det någon vätska kvar. Därför bör det vara realistiskt att räkna med att värmepumpens egen kompressor klarar 70-75 % av driftfyllningen och ca 25-30 % kan finnas kvar i systemet.

7.4 Kvarvarande mängd köldmedium i systemet efter den egentliga tömnings- (pump out) kompressorn/vakuumpumpens funktion

Den återstående köldmediemängden, ca 25 % av driftfyllningen, måste pumpas från systemet till köldmedietanken med hjälp av en speciell kompressor/vakuumpump K2. Eventuellt behövs även en extra kondensator KD2 och en köldmediepump P. Se figur 7.1.

En mycket bra vakuumpump kan klara vakuumsugning ned till ca 1,3 mbar (130 Pa eller 1 mm Hg). Men en sådan vakuumpump är friblåsande. Den klarar då en kompression ca 750:1.

I denna aktuella tillämpning måste köldmediet pumpas till köldmedietanken där det då råder ett tryck motsvarande ungefär ingående värmebärarens temperatur. Senare sjunker temperaturen sakta till maskinrummets temperatur.

Om vi antar att vår kompressor/pump K2 klarar en kompression 750:1 även om den arbetar mot ett övertryck kan vi i tabell 6 se vilket approximativt vakuum som kan åstadkommas med den.

| <u>Köld- medium</u> | <u>Tryck i syst- emet vid +20°C bar a</u> | <u>Ingående VB-temp- eratur °C</u> | <u>Tryck i köld- medie- behållare bar a</u> | <u>Tryck i systemet vid 750:1 mbar a</u> | <u>kompression % av tryck vid +20°C</u> |
|-------------------------|---|--|---|--|---|
| R22 | 9,10 | 45 | 17,3 | 23,1 | 2,5 |
| R500 | 6,69 | 55 | 12,8 | 17,1 | 2,6 |
| R12 | 5,67 | 65 | 10,8 | 14,4 | 2,5 |
| R114 | 1,81 | 75 | 3,9 | 5,2 | 2,9 |

Tabell 6 Kvarvarande tryck i systemet efter slutförd pump out funktion med speciell kompressor/vakuumpump.

Som framgår av tabell 6 kan en kompressor/vakuumpump som klarar kompressionen 750:1 vid pumpning mot övertryck sänka trycket till storleksordningen 3 % av det antagna medeltrycket, motsvarande + 20°C, i systemet. Eventuellt krävs för denna funktion även en extra kondensor, KD2, och en köldmediepump, P. Se figur 7.1.

I systemet skulle beräknat på detta förenklade sätt kvarstå då ca 3 % av den mängd köldmedium som fanns kvar efter avslutad pump out funktion med värmepumpens egen kompressor. Eftersom det då fanns kvar ca 25 % av den totala driftfyllningen av köldmedium skulle man på detta sätt ha kunnat komma ned till ca 1 % av den totala driftfyllningen. Detta är så mycket att det skulle medföra en så snabb inblandning av de två köldmedierna att det inte kan accepteras.

För att man skall kunna komma ned ännu mer i vakuum krävs sannolikt både en stadsvattenkyld kondensor och en köldmediepump i serie efter kompressorn/vakuumpumpen K2. Då kan K2 arbeta mot ett betydligt lägre tryck och därför rimligen åstadkomma ett avsevärt kraftigare vakuum. Se figur 7.1.

Kondensorn kan vara en vertikal slingpannekondensor, i vilken det kondenserade köldmediet samlas.

Köldmediepumpens drift bör vara styrd av köldmedienivån i kondensorn, så att torrkörning hindras.

Det är helt klart att man bör tömma systemet på köldmedium, så långt det är praktiskt och ekonomiskt möjligt, innan skiftning till det andra köldmediet sker.

För att kunna få en uppfattning om hur många köldmediebyten som man kan göra innan de två köldmedierna blandat sig med varandra i sådan utsträckning att det inte blir någon skillnad mellan deras egenskaper måste man beräkna hur stor viktsandel av köldmediefyllningen som stannat kvar i köldmediesystemet förutsatt att vakuumpumpning till 1,3 m bar (1 mm Hg eller 130 Pa) kan klaras. Köldmediesystemet antas ursprungligen vara fyllt med köldmedium motsvarande i vätskefas 25 % av systemvolymen. Vidare försummas den mängd köldmedium som är löst i oljan. Vakuumpumpningen antas utförd vid 20°C.

Beräkningen av köldmediegasens volymitet vid 1,3 mbar utförs här med Allmänna gaslagen (trots att den gäller endast för ideala gaser och har giltighet endast vid försvinnande litet tryck hos gasen) under förutsättning att gasen fortfarande håller 20°C efter vakuumpumpningen. Köldmediedata har hämtats ur Köldmediedata, I Ekroth, Svenska kyltekniska föreningens handbok no 9. Andelen kvarvarande köldmedium har beräknats för R22, R500, R12 och R114 och anges i tabell 7 nedan.

| Köldmedium | Andel, vikts |
|------------|---------------------------------|
| R22 | $1,7 \cdot 10^{-5} = 0,0017 \%$ |
| R500 | $2,0 \cdot 10^{-5} = 0,0020 \%$ |
| R12 | $2,1 \cdot 10^{-5} = 0,0021 \%$ |
| R114 | $26 \cdot 10^{-5} = 0,026 \%$ |

Tabell 7 Viktsandel av kvarvarande köldmediemängd vid 1,3 mbar.

Andelen kvarvarande köldmedium ökar, som framgår av tabell 6, med ökande molekylvikt hos köldmediet.

Med en mycket god utrustning som klarar ett systemtryck 1,3 mbar bör man med köldmedierna R22, R500 och R12 kunna komma ned till några hundraedels promille och med köldmediet R114 till några tiondels promille av systemfyllningen innan byte till det andra köldmediet sker.

De följder som det kvarvarande köldmediet kan få studeras översiktligt i kapitel 8.

7.5 Oljefyllningen

Oljefyllningens primära funktion är att minska både friktionen och slitaget i lager m m. Oljefria kompressorer finns men förekommer knappast i komersiella kylaggregat och värmepumpar. Köldmediet i ett kyl (värmepump) system innehåller alltid en viss mängd olja vars mängd är beroende av aktuellt köldmedium, oljetypen (t ex mineralolja eller syntetisk olja) och eventuella tillsatser (additiv), trycket och temperaturen i systemet eller i den aktuella systemdelen. Teoretiskt kan köldmediefyllningarna ha var sin olja i rätt proportion för tillfredsställande aggregatfunktion. Detta förutsätter då att både köldmedium och olja byts vid varje skiftning av köldmedium. Merparten av oljan kan tömmas från kompressorn. Vid start av aggregatet med det andra köldmediet måste tillräcklig mängd olja finnas på rätt ställe d v s i kompressorn igen. Endast vidare utredning och praktiska prov kan leda till en eventuell fungerande lösning.

7.6 Erforderlig tid för skiftning av köldmediefyllningen

Den totalt erforderliga tiden för skiftning av köldmedium beror på

- värmepumpskompressorerna nedpumpnings- (pump out) kapacitet
- kompressor/vakuumpumpens kapacitet

Tiden för värmepumpskompressorerna pump out funktion är beroende av både köldmediesystemets volym och det vakuum som skall åstadkommas. Den normala tiden för detta torde vara några minuter. Tiden för kompressor/vakuumpumpens pump out funktion är beroende av både dess kapacitet och det vakuum som den skall åstadkomma. Vakuumsugning går långsammare allt eftersom man kommer ned i vakuum. Det torde vara rimligt att dimensionera allt så att den totala tiden för skiftningen av köldmediefyllningen blir max ca 15 minuter. Då bör man få en rimlig storlek på kompressor/vakuumpumpen K2 och ändå en acceptabel total tid för skiftningen.

En kvarts avbrott i värmedistributionen bör kunna accepteras när det gäller radiatorsystem o dyl och även för värmning av tappvatten. Luftbehandlingssystem kräver vanligen tämligen omgående värme från den andra värmekällan i det bivalenta systemet, speciellt om inte effektiv värmeåtervinning finns.

Efter skiftning av köldmedium för att klara en högre värmebärartemperatur går värmepumpens värmekapacitet ned och den alternativa värmekällan måste kompensera detta. Denna kombination kan ändå vara ekonomisk eftersom annars måste den alternativa värmekällan ensam klara hela värmebehovet. Den alternativa värmekällan kan startas av en signal från skiftet till det köldmedium som klarar högre värmebärartemperatur men har lägre volymetrisk köld (och även värme) alstring.

8. INBLANDNING AV TVA KÖLDMEDIER

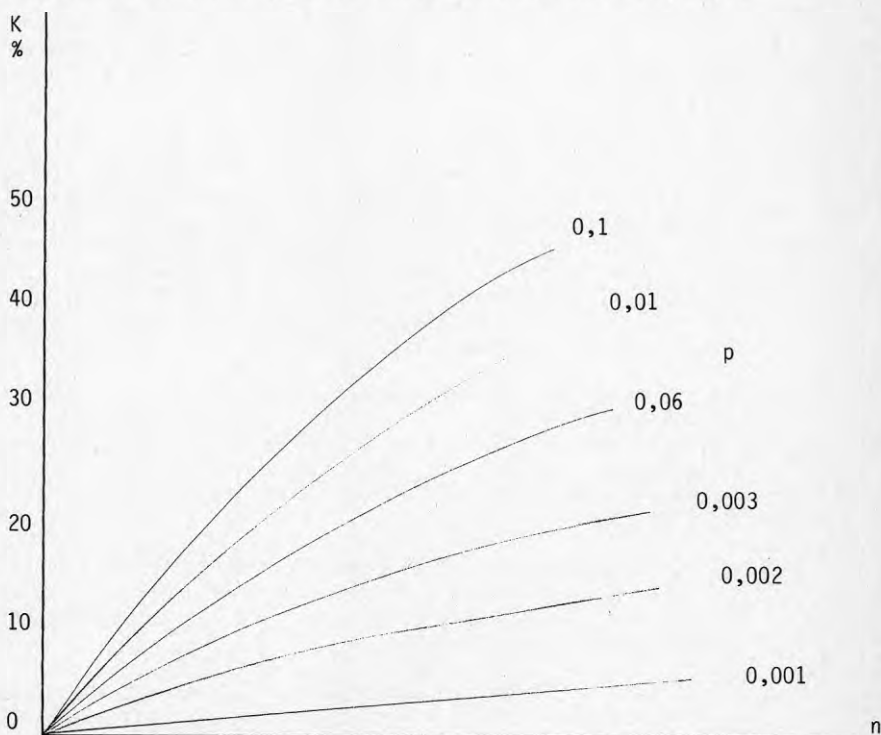
8.1 Aktuella köldmediepar

I detta sammanhang kan bl a följande köldmedier förekomma i par.

R22/R500
R22/R12
R22/R114
R500/R12
R500/R114
R12/R114

8.2 Hastigheten i inblandningen

Oberoende av effektiviteten i nedsugning (pump out) av köldmediefyllningen i värmepumpen, innan driften med det andra köldmediet påbörjas, ökar inblandningen vid varje skiftning m a o hela tiden. Hur fort detta sker framgår schematiskt av figur 8.1



K = % KM1 i driftfyllningen med KM2

n = antalet skiftningar mellan KM1 och KM2

p = % av driftfyllningen som finns kvar efter tömnings- (pump out) funktion

Figur 8.1 Schematiskt åskådliggörande av inblandningen av KM1 i KM2-fyllningen (eller tvärtom) som funktion av totala antalet skiftningar mellan dessa köldmedier.

8.3 Antalet skiftningar av köldmedium per år

Antalet erforderliga skiftningar mellan de två aktuella köldmedierna, t ex under ett år, är beroende av säsongsmässiga men framför allt av de snabba mera slumpmässiga ändringar i utetemperaturer som alltid förekommer. Data på månads- och dygnsmedeltemperaturer för vissa orter är lätt tillgängliga. De återspeglar dock föga behovet av köldmedieskiftningar. För detta behövs data på de snabba skiftningar under ett dygn i utetemperaturer som normalt förekommer varje vinter, trots att dessa snabba skiftningar i utetemperatur resulterar i ändringar i innetemperatur med en avsevärd fördröjning vars längd är beroende av både temperaturändringscyklerna och byggnadens värmekapacitet. Sådana skiftningar i utetemperaturer kräver dock mycket snabb anpassning av värmebärartemperaturen till luftvärmare i tilluftssystem, speciellt om värmeväxlare för effektiv värmeåtervinning inte finns.

Statistik på sådana snabba ändringar i utetemperatur som måste baseras på utetemperaturer varje eller eventuellt varannan timme under varje dygn finns inte direkt tillgänglig. Underlaget i form av statistik på sådana mätningar finns dock hos SMHI. Den erforderliga databehandlingen av mätdata för att få här användbar statistik kräver dock en så stor insats i form av programmering och datortid att det inte ryms inom ramen för denna förstudie.

Många värmepumpar ansluts till värmesystem med ca 80/60°C dimensionerande värmebärartemperatur. Detta kan gälla även nyare centrala system, gruppcentraler o dyl, även om den dimensionerande värmevattentemperaturen för radiatorkretsen är t ex 55/40°C. Vissa system är överdimensionerade vilket resulterar i lägre värmevattentemperaturer under normala vintrar. Under onormalt kalla vintrar som förekommer någon eller några gånger varje decennium, måste högre värmemetemperaturer användas för att normal inomhustemperatur skall kunna klaras. Detta förutsätter att värmesystemet har kapacitet för detta.

Vissa nyare system har dimensionerande värmebärartemperatur ca 60/45°C eller ca 55/45°C. I sådana system blir drifttiden med så höga värmebärartemperaturer att värmepump med R22 som köldmedium inte klarar den relativt korta. Som en följd av detta blir ekonomin för anordningar för drift med två olika köldmedier sämre och kan vara ointressant.

I ett ca 80/60°C system blir skiftningen mellan R22 och R500 eller R12 aktuell vid en utetemperatur mellan 0°C och -10°C. Se figur 1.1. Exakta brytpunkten beror både på värmesystemets och på värmepumpens tekniska data.

Hur många skiftningar i utetemperatur som sker inom området från ca 0°C till ca -10°C varje vinter är inte känt. Sannolikt är dock att detta sker några tiotal gånger under de flesta vintrarna.

8.4 Inblandningens följdverkningar

Allmänt

Vid inblandning av KM1 i KM 2 erhålls för drift med både KM1 och KM2 en icke-azeotrop blandning. En sådan blandning karaktäriseras av att den har, i motsats till en azeotrop blandning, skilda förångnings- och kondenserings temperaturer över hela koncentrationsområdet. Den kokande vätskan och dess i jämnvikt stående ångfas har olika sammansättning.

Studier om icke-azeotropa blandningars egenskaper har pågått sedan länge. Det finns t ex ett tyskt patent från år 1885 om sådana blandningar och år 1888 provade Pictet sådana blandningar i gas-kompressionssystem.

Från 1950- och 1960-talet finns ett flertal undersökningar och patent gällande olika kylsystem med olika icke-azeotropa blandningar.

Sedan början av 1980-talet har forskningsarbetet om icke-azeotropa köldmedieblandningar intensifierats, speciellt när det gäller tillämpningar för värmepumpar.

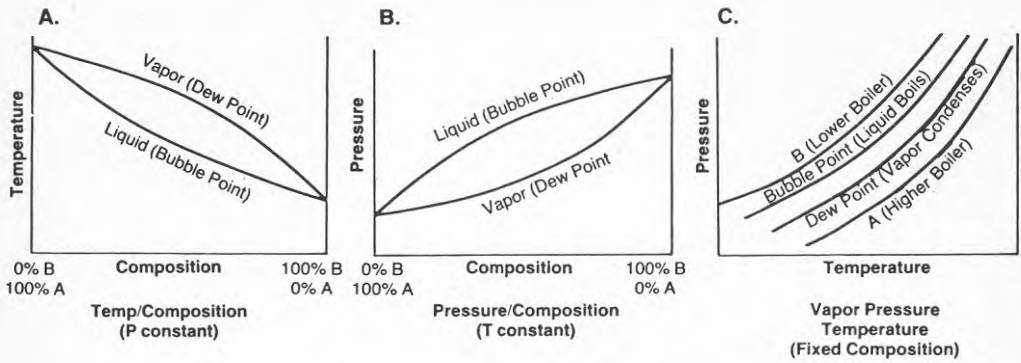
Vissa sådana blandningar har mycket intressanta egenskaper, som dock ofta är beroende av att både blandningsförhållandet och temperaturnivåerna hålls konstanta eller tillåts variera inom bestämda snäva gränser. Det är alltså aldrig fråga om ett slumpmässigt varierande blandningsförhållande. Styrda variationer i blandningsförhållandet har i proven använts för kapacitetsreglering.

Anledningen till de icke-azeotropa köldmedieblandningarnas fina egenskaper, inom vissa gränser, är att processen då inte sker i en Carnot-cykel utan i en Lorenz-cykel, som i motsats till Carnot-cykeln, har flytande temperaturnivåer både i förångnings- och kondenseringsfasen. Detta ger då en mindre arbetsyta i T-S-diagrammet vilket ger vid samma maximala temperaturnivåer en högre processverkningsgrad. Se figur 8.2 och 8.3 på nästa sida.

Arbetet att ta fram nya icke azeotropa köldmedieblandningar är mycket tidskrävande. Utöver praktiska prov har formler utvecklats för att underlätta studierna bl a med hjälp av datorsimulering. Trots att mycket arbete har lagts ned på dessa studier i många länder är praktiska tillämpningar fortfarande få.

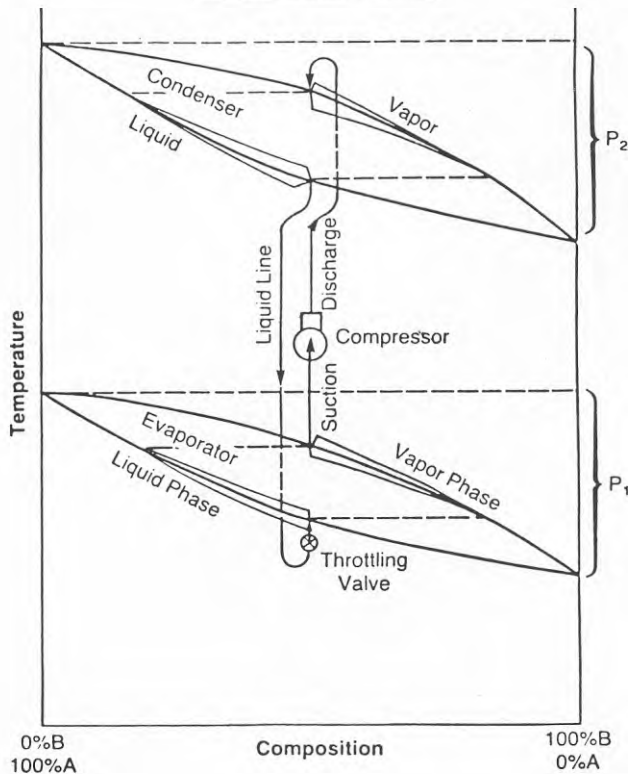
I många fall har teoretiskt beräknade fina tekniska data, t ex 20-30 % förbättring i COP, i praktiska prov visat sig alls inte gälla, utan förbättringen har endast varit en bråkdel av det beräknade värdet t ex 0-5 % i st f 20-30 %.

De icke-azeotropa blandningar som hittills har provats och redovisats inkluderar endast några få av de köldmediepar som kan vara aktuella vid växelvis drift med två köldmedier.



Figur 8.2 Gas-vätskebalans i Lorenz cykel som även kallas NARB (Nonazeotropic Refrigerant Blends) cycle

**Non Azeotropic Blend
Operating Cycle
(Fixed Composition)**



Figur 8.3 Icke-azeotrop köldmedieblandning i Lorenz cykel eller NARB cycle vid konstant blandingsförhållande mellan de två köldmedierna

Aktuella köldmedieparR22/R500

Följderna av blandning av dessa köldmedier är okända. Sannolikt har inga rapporter publicerats.

R22/R12

Flera rapporter har publicerats i olika länder och några olika system med R22/R12-blandningar har patenterats.

Av sammanfattningar i IEA Heat Pump Center Bibliography HPC-B1, Edition 2, Dec 85, framgår bl a följande

- Enligt en teoretisk analys skulle 20/80 % R22/R12 ge bästa resultatet.
- Enligt praktiska prov finns inga problem med funktionen i DX-system med olika R22/R12 blandningar.
- Enligt ett patent kan värmefaktorn (heat pump efficiency) ökas med minst 35 %.
- Enligt flera patent används reglerbara R22/R12-blandningar för kapacitetsreglering.

R22/R114

Flera rapporter har publicerats i olika länder. Undersökningar pågår bl a på Chalmers Tekniska Högskola och hos Svenska Rotor Maskiner AB.

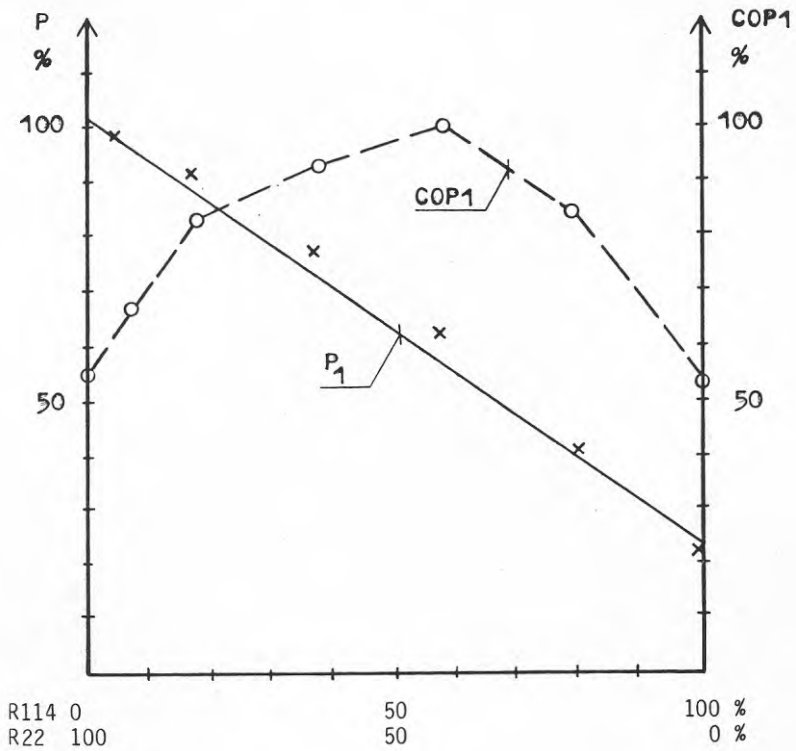
I delrapport av BFR projekt nr 820883-0 återges data från omfattande mätningar för ett aggregat med skruvkompressor. I denna rapports Appendix 4, figur 4.2 anges data för driftfallet

- kondenseringstemperatur + 60°C
- förångningstemperatur ± 0°C
- R22/R114-blandning från 0-100 % för båda köldmedierna.

Tabell 8 och figur 8.4 baseras på ovannämnda data.

| <u>R22/R114</u> <u>%</u> | <u>Värmeeffekt</u> <u>kW / %</u> | <u>COP1</u> <u>% av max</u> |
|-----------------------------|-------------------------------------|--------------------------------|
| 100/0 | ca 1250/100 | ca 3,3/ca 55 |
| 94/6 | ca 1230/ca 98 | ca 4/ca 67 |
| 82/18 | ca 1140/ca 91 | ca 4,9/ca 82 |
| 62/38 | ca 960/ca 77 | ca 5,6/ca 93 |
| 43/57 | ca 790/ca 63 | ca 6/100 |
| 20/80 | ca 500/ca 40 | ca 5/ca 83 |
| 0/100 | ca 280/ca 22 | ca 3,2/ca 53 |

Tabell 8 Data för en värmepump med skruvkompressor med reglerbart volymsförhållande V_i vid kondenseringstemperatur + 60°C och förångningstemperatur ± 0°C.



Figur 8.4 Diagram baserat på tabell 8

Som framgår av figur 8.2 sjunker värmeeffekten i det närmaste linjärt vid ökad andel R114 medan värmefaktorn COP₁ har ett maximumvärde ca 6 vid R22/R114 i proportionerna 43/57 %. Den ökande värmefaktorn kompenserar, åtminstone delvis, den lägre värmeeffekten. Hur detta kan påverka den totala ekonomin i detta fall framgår av tabell 9.

| R22/R114 % | Värme effekt MW | Pris på värmeenergi kr/MWh | | | |
|---------------|-----------------------|----------------------------|------------|--------|--------------|
| | | från VP | från panna | totalt | |
| | | | | kr/MWh | % av VP-pris |
| 100/0 | 1,25 | 90,9 | - | 90,9 | 100 |
| 94/6 | 1,23 | 73,5 | 5 | 78,5 | 86,2 |
| 82/18 | 1,14 | 55,7 | 22,5 | 78,2 | 85,9 |
| 62/38 | 0,96 | 41,3 | 57,5 | 98,8 | 108,6 |
| 43/57 | 0,79 | 31,5 | 92,5 | 124 | 136,3 |
| 20/80 | 0,50 | 24 | 150 | 174 | 191,2 |
| 0/100 | 0,28 | 20,6 | 195 | 215,6 | 236,9 |

Tabell 9 Pris på den totala värmeenergin från värmepumpen och erforderliga kompletterande värmeenergin från värme-pannan förutsatt att

Värmepannan levererar värmeenergi så att totala värmeeffekten blir lika med värmepumpens maximala värmeeffekt. Elenergin till värmepumpen kostar 300 kr/MWh. Värmeenergin från värmepannan kostar 250 kr/MWh. Fasta kostnader tillkommer och är i stort lika i alla driftfall.

Av tabell 9 framgår att R114 i detta fall medför en ekonomiskt negativ totalverkan först när dess andel har vuxit till ca 30 %.

Steget från R22 över R500 och R12 ända till R114 är givetvis ganska osannolikt för system med växelvisa köldmedieskiftningar. Data har medtagits därför att lika detaljerade data för andra blandningar inte har varit tillgängliga. Det är möjligt, men inte säkert, att andra blandningar har likartade egenskaper.

R500/R12

Följderna av blandning av dessa köldmedier är okända. Sannolikt har inga rapporter publicerats.

R500/R114

Denna blandning är relativt osannolik. Från R500 bör man rimligen ta steget endast till R12. För blandningar mellan R500/R114 är endast ett tyskt patent från 1975 känt. Inga kända tillämpningar har dokumenterats.

R12/R114

Flera rapporter har publicerats i olika länder.

Undersökningar pågår bl a på Chalmers Tekniska Högskola i Göteborg där man utvecklar simuleringsprogram för blandningar av R12/R114, R12/R11 och R22/R114.

Enligt några undersökningar kan vissa R12/R114-blandningar ge minskat effektbehov och ökad värmeeffekt.

8.5 Slutsatser

Tillgängliga data tillåter inga säkra slutsatser. Man får inte heller bortse från det faktum att blandningen inte enbart består av två olika köldmedier utan av två köldmedier och olja. Respektive köldmedium innehåller alltid en mängd olja vars storlek är beroende av vad det är för olja och köldmedium samt av vilket tryck och vilken temperatur som råder i den aktuella systemdelen.

Praktiskt tillämpbara slutsatser förutsätter praktiska prov t ex i samband med ett experimentbyggnadsprojekt. Eventuellt kan praktiska prov föregås av teoretisk undersökning av de aktuella köldmediers egenskaper i olika blandningar med hjälp av formler som används allmänt vid studier av icke-azeotropiska blandningar.

9 TILLÄMPNING I NYA VÄRMEPUMPANLÄGGNINGAR

9.1 Allmänt

Enligt nu gällande 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 och vara den mest lönsamma lösningen. I snart kommande Nybyggnadsföreskrifter 1987 (NyB), som ersätter SBN 1980 finns samma temperaturbegränsning kvar.

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. Alla varmvattenuttag skall kunna förses med vatten av lägst 45°C. Detta kräver vanligen minst 50°C nominell tappvarmvattentemperatur och lägst ca 55°C på värmeväxlarens primärsida. I sådana fall kan ett väl fungerande system för växelvis drift med två köldmedier möjligen förlänga drifttiden så mycket att den totala anläggningsekonomi förbättras.

9.2 Teknisk-ekonomiska krav

Ett beslut att välja en värmepump med anordningar för automatisk växelvis drift med två olika köldmedier måste, som alltid vid systemval, föregås av en teknisk-ekonomisk kalkyl som inkluderar alla relevanta faktorer och ger ett positivt resultat.

10 TILLÄMPNING I BEFINTLIGA ANLÄGGNINGAR

10.1 Allmänt

Tidigare undersökningar har visat att befintliga värmepumpar i många fall inte har kunnat vara i drift som ursprungligen har planerats på en högre än kalkylerad ingående värmebärartemperatur. Ett väl fungerande system för växelvis drift med det befintliga och ett annat köldmedium, som klarar en högre temperatur, kan då sannolikt förlänga drifttiden så mycket att den totala anläggningsekonomi förbättras.

10.2 Teknisk-ekonomiska krav

De teknisk-ekonomiska krav på befintliga anläggningar inför komplettering med automatiska anordningar för växelvis drift med två köldmedier skiljer sig principiellt inte från kraven vid nyproduktion. En teknisk-ekonomisk kalkyl som inkluderar alla relevanta faktorer krävs. Vid befintliga anläggningar tillkommer de kända befintliga förhållandena som inkluderar befintligt montage-sätt av värmepumpen, befintliga disponibla utrymmen och befintliga driftdata m m. Köldmediebehållarna för de två köldmedierna bör monteras så att köldmedievätskan kan rinna med självfall till behållaren. Detta kan medföra extra kostnader och vara svårt att åstadkomma på en befintlig anläggning.

11 LÖNSAMHETSBEDÖMNING

11.1 Allmänt

Den förlängda drifttid som kan erhållas genom skiftning av köldmedium i värmepumpen ger normalt lägre energikostnader än skiftning till ett alternativt energislag. Skillnaden mellan priserna för alternativ energi och denna billigare energi under den på detta sätt för värmepumpen förlängda drifttiden skall betala både den investering som behövs för alla anordningarna för skiftning av köldmedium och eventuellt ökade kostnader för drift och underhåll.

11.2 Investeringsbehovet

Under denna studie har framkommit, efter översiktliga kalkyler, att det erforderliga investeringsbehovet för alla anordningarna för skiftning av köldmedium bör kunna betraktas i en förstudie som en andel av den ursprungliga grundinvesteringen, som värmepumpanläggningens ursprungliga lönsamhet har baserats på.

Denna andel verkar ligga inom 10-20 % av grundinvesteringen i värmepumpanläggningen, beroende på anläggningens utformning och storlek.

11.3 Exempel

Lönsamheten kan approximativt åskådliggöras med hjälp av några exempel.

Allmänna förutsättningar

I kalkylerna har antagits

- att den icke-azeotropa blandning som successivt erhålls inte nämnvärt påverkar anläggningsekonomin på kort sikt. Något lägre värmeeffekt kan åtminstone delvis kompenseras av något eller i vissa fall markant högre värmefaktor.
- att manuella ändringar och kompletteringar av oljefyllningen i systemet inte erfordras oftare än någon gång per år.
- att servicekostnaderna ökar med 50 %, vilket på sikt torde kunna även täcka kostnaderna för erforderliga köldmedie- och oljebyten m m.

EXEMPEL 1Befintlig anläggning kompletteras med värmepump

I en befintlig anläggning som ursprungligen har dimensionerats för 90/70°C värmebärartemperatur konstateras i samband med en energibesiktning dels att hela värmesystemet är något 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 bedöms 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 bedöms en värmepump med R22 som köldmedium och grundvatten som värmekälla vara ekonomisk utgående från beställarens krav på 10 års kalkylerade drifttid.

Värmepumpen dimensioneras för 7/4°C grundvattentemperatur och 40/50°C värmebärartemperatur.

Värmepumpens nominella värmeeffekt 660 kW beräknas motsvara ca 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

| | |
|--|--------------|
| - Kyleffekt | 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 | 290 kr/MWh |
| - Pris på värmeenergi från oljepanna | 230 kr/MWh |
| - Pris för värmepumpen | 2.740 000 kr |

Det ekonomiska resultatet, baserat på 92 % tillgänglighet, skulle då bli en pay-off tid 8,3 år och ett nuvärde 1.207.000 kr samt en nuvärdeskvot 0,44 vilket bör vara acceptabelt. Se i övrigt bilaga 1.

Vidare antas, som har hänt på en del anläggningar, att värmepumpen inte kan vara i drift ner till $\pm 0^\circ\text{C}$ utetemperatur, utan endast ner till + 5°C. Anledningen till detta är att värmebärartemperaturerna är högre än de kalkylerade och därtill pendlar de något. Det finns tre alternativa lösningar på problemet.

- att inte göra något utan att acceptera den kortare drifttiden.
- att byta köldmedium från R22 till R500.
- att installera anordningar för växelvis drift med R22/R500

Det gäller alltså att välja bland de tre alternativen. Vad dessa innebär 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 11 år och ett nuvärde 333.000 kr samt en nuvärdeskvot 0,12 m a o mycket sämre resultat. Se i övrigt bilaga 2.

Alt 2, Byte av köldmedium från R22 till R500

Efter bytet, som beräknas kosta 21.000 kr, skulle följande data gälla:

| | |
|--|--------------|
| - Kyleffekt P_2 | 305 kW |
| - Tillförd eleffekt P_t | 162 kW |
| - Värmeeffekt P_1 | 458 kW |
| - Värmefaktor COP1 inkl pumpar | 2,65 |
| - Årmedelvärmefaktor COP1 _m | 2,85 |
| - Grundvattentemperatur | 8/5°C |
| - Värmebärartemperatur | 50/60°C |
| - Pris för värmepumpen inkl R500 | 2.761.000 kr |

Den ekvivalenta drifttiden skulle bli ca 4.250 h/år i stället för den 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 13 år och ett nuvärde som är negativt d v s ./. 270.000 kr. Se i övrigt bilaga 3.

Alt 3, Växelvis drift med R22/R500

Efter komplettering av anläggningen med utrustning för växelvis drift med R22/R500 skulle följande data gälla.

Drift med R22

Alla data enligt alternativ 1 d v s ca 3 000 h/år ekvivalent drifttid och 63 % energitäckning.

Drift med R500

Vid drift med R500 gäller huvuddata enligt alternativ 2, med undantag av vissa data enligt följande.

| | |
|--|--------------|
| - Kyleffekt | 305 kW |
| - Tillförd eleffekt P_t | 162 kW |
| - Värmeeffekt P_1 | 458 kW |
| - Värmefaktor COP ₁ inkl pumpar | 2,65 |
| - Årsmedelvärmefaktor COP _{1m} | 2,65 |
| - Grundvattentemperatur | 8/5°C |
| - Värmebärartemperatur | 50/60°C |
| - Pris för värmepumpen | 1.980.000 kr |
| - varav beräknat pris för anordningarna för växelvis drift | 320.000 kr |

Den totala ekvivalenta drifttiden skulle då öka med ca 1.250 h/år med drift med R500 och blir totalt ca 4.250 h/år med R22 och R500, utgående från oförändrad tillgänglighet.

Den totala energitäckningen skulle bli ca 2.650 MWh/år varav ca 2.080 MWh/år med R22 och ca 570 MWh/år med R500.

Det ekonomiska resultatet av kompletteringen av värmepumpen med anordningar för automatisk växelvis drift med R22 och R500, skulle bli en pay-off tid 6,6 år och ett nuvärde 261.000 kr samt en nuvärdeskvot 0,82. Se i övrigt bilaga 4.

Val av alternativ

| | Ursprunglig kalkyl | Alt 1 Kortare drifttid | Alt 2 Byte av köldmedium | Alt 3 Anordn för drift med R22/R500 |
|----------------------------------|-----------------------|------------------------------|--------------------------------|---|
| Investering i värmepump kr | 2 740 000:- | 2 740 000:- | 2 761 800:- | 320 000:- |
| Pay-off tid år | 8,3 | 11 | 13 | 6,6 |
| Nuvärde, kr | 1 207 000:- | 333 000 | ./270 000:- | 261 000:- |
| Nuvärdeskvot | 0,44 | 0,12 | - | 0,82 |

Det förekommer att man kräver av en investering att pay-off tiden är rimlig, t ex max 10 år, samt att nuvärdeskvoten är > 1. I detta exempel ger alla tre alternativen ett sämre resultat än den ursprungliga kalkylen, trots att nuvärdet fortfarande är positivt för alt 1 och 3 och investeringen alltså ekonomisk under de i kalkylen antagna förutsättningarna.

Slutsats

Bästa alternativet till den ursprungliga lösningen är alt 3 (växelvis drift med R22 och R500) som ger lägsta pay-off tiden samt bästa nuvärdet och bästa nuvärdeskvoten under de aktuella förutsättningarna. Detta alternativ bör väljas som det mest ekonomiska. Pay-off tiden för extra anordningarna för växelvis drift är i detta fall 6,6 år d v s relativt intressant.

Detta förutsätter dock att, helst den ursprungliga, leverantören av värmepumpen kan leverera ett väl fungerande system för växelvis drift.

EXEMPEL 2NybyggnadsprojektKalkylerade data

En gruppcentral skall leverera 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 |
| Värmebärarstemperatur på primärsidan vid - 3°C ute | 60/45°C |
| Värmebärarstemperatur på primärsidan vid - 5°C ute | 50/40°C |
| Värmekälla för värmepump, grundvatten | 7/4°C |
| Pris på elenergi för värmepump | 300 kr/MWh |
| Pris på värmeenergi från oljepanna | 230 kr/MWh |
| Antagen drifttillgänglighet för värmepumpen | 90 % |

Tappvarmvatten skall beredas i gruppcentralen med hjälp av värmepumpen och elektrisk eftervärmare.

Tillhörande värmepannor är oljeeldade.

Följande alternativa lösningars lönsamhet undersöks.

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 |
| - Värmebärarstemperatur | 45/60°C |
| - Pris för värmepumpen | 4.650.000 kr |

Alternativ 2

Värmepump med köldmedium R22

| | |
|-----------------------------------|--------------|
| - Kyleffekt P_2 | 470 kW |
| - Tillförd eleffekt P_t | 197 kW |
| - Värmeeffekt P_1 | 655 kW |
| - Värmefaktor COP_1 inkl pumpar | 3,11 |
| - Årsmedelvärmefaktor COP_{1m} | 3,30 |
| - Värmebärarstemperatur | 40/50°C |
| - Pris för värmepumpen | 3.450.000 kr |

Alternativ 3

Värmepump enligt alternativ 2 kompletterad med anordningar för växelvis automatisk drift med R22 och R500 med följande data gällande drift med R500.

| | |
|--|--------------|
| - Ökad drifttid för värmepumpen | 1.150 h/år |
| - Kyleffekt | 300 kW |
| - Tillförd eleffekt P_t | 171 kW |
| - Värmeeffekt P_1 | 462 kW |
| - Värmefaktor COP ₁ inkl pumpar | 2,75 |
| - Årsmedelvärmefaktor COP _{1m} | 2,70 |
| - Värmebärartemperatur | 50/60°C |
| - Pris för värmepumpen | 3.770.000 kr |
| varav beräknat pris för anordningar för växelvis drift | 320.000 kr |

Val av alternativ

| | Alt 1 (VP) | Alt 2 (VP) | Alt 3 (anordn f R22/R500) |
|-----------------|-------------|-------------|---------------------------|
| Investering, kr | 4.650.000:- | 3.450.000:- | 320.000:- |
| Pay-off tid, år | 11 | 8,9 | 8,6 |
| Nuvärde, kr | 497.000:- | 1.200.000:- | 129.000:- |
| Nuvärdeskvot | 0,11 | 0,35 | 0,39 |

Se i övrigt bilaga 5, 6 och 7.

Slutsats

Alternativ 2; värmepump med R22 och alternativ 3; samma värmepump för växelvis drift med R22 och R500 är under de aktuella förutsättningarna i stort likvärdiga.

Valet av alternativ kan t ex baseras på bedömningen av energipri- sernas framtida utveckling och den erforderliga grundinvesteringens storlek. Pay-off tiden för alt 3 d v s växelvis drift är dock, med de antagna förutsättningarna inkl energipriser 8,6 år och för alt 2, 8,9 år. Alternativ 3 borde därför kunna vara det mest intressanta alternativet.

Detta förutsätter dock att, helst den ursprungliga, leverantören av värmepumpen kan leverera ett väl fungerande system för växelvis drift, utan begränsning av garantiansvaret.

11.4 Lönsamheten och energisparpotentialen

Förutsättningar för lönsamheten i exemplen

De två redovisade exemplen visar att ett system för växelvis drift med två kölmedier bör kunna vara en ekonomisk tilläggsinvestering i åtminstone vissa både befintliga och nya värmepump- anläggningar. I dessa två exempel motsvarar den kalkylerade erforderliga tilläggsinvesteringen ca 10 % av grundinvesteringen för värmepumpen med kringutrustning. En preliminär slutsats kan då vara att tilläggsinvesteringen för ett väl fungerande system inte bör överstiga ca 15 % med här antagna förutsättningar inkl energipriser.

Energibesparing i exemplen

Den värmeenergi som sparas och delvis ersätts av elenergi är i de här behandlade exemplen enligt följande.

Exempel 1

Bef anläggning

Nominell värmeeffekt från värmepumpen är 660 kW (R22) resp 458 kW (R500)

570 MWh oljevärme ersätts av 215 MWh elenergi vilket innebär $570 - 215 = 355$ MWh netto energivinst årligen. Energitillskottet uttryckt i MWh motsvarar i detta fall ca 54 % av värmepumpens ursprungliga nominella effekt i kW med R22.

Exempel 2

Ny anläggning

Nominell värmeeffekt från värmepumpen är 655 kW (R22) resp 462 kW (R500).

549 MWh oljevärme ersätts av 200 MWh elenergi vilket innebär $549 - 200 = 349$ MWh netto energivinst årligen.

Energivinsten uttryckt i MWh motsvarar i detta fall ca 53 % av värmepumpens ursprungliga nominella effekt i kW med R22.

Energisparpotentialen i exemplen

Energisparpotentialen i form av energivinster som den har definierats tidigare, förutsatt dels att den växelvisa driften fungerar, dels att samma värde kan ges på alternativ värmeenergi t ex oljebaserad energi och elenergi, tycks motsvara vid R22/R500 approximativt uttryckt i MWh/år ca 50 % av värmepumpens nominella effekt i kW med R22.

Detta motsvarar vidare ca 500 h/år ytterligare ekvivalent drifttid för värmepumpen jämfört med dess ursprungliga nominella data med R22.

Den ekvivalenta drifttiden för välfungerande värmepumpar kan ligga i storleksordningen 3500 - 4500 h/år.

Med anordningarna för växelvis drift med två köldmedier bör man kunna öka värmepumpens årliga ekvivalenta drifttid, när endast nettoenergivinsten tillgodoräknas, med approximativt 10-15 %. Av exempel 1 och 2 framgår att en ökning av den ekvivalenta drifttiden i denna storleksordning kan vara ekonomiskt intressant.

Värdet på denna vinst är beroende dels av värdet på den aktuella alternativa värmeenergin, dels av priset på den för driften erforderliga elenergin.

Priset på elenergi, som idag ligger 20-40 % över priset på t ex oljebaserad värmeenergi, kan öka avsevärt i framtiden. Hänsyn till detta måste då tas så att värdet på nettoenergitillskottet ändras i proportion till de antagna framtida priserna på elenergi och alternativ energi t ex oljebaserad värmeenergi. På detta sätt kan energisparpotentialens ekvivalenta (verkliga) energivinst åskådliggöras m h t olika höga elpriser i förhållande till värmepriser. Se tabell 10 nedan.

| <u>Förhållandet mellan elpris och alternativt värmepris</u> | <u>Ekvivalent nettoenergivinst</u> |
|---|--|
| 1 | 10,0 % |
| 1,1 | 9,6 % |
| 1,2 | 9,2 % |
| 1,3 | 8,8 % |
| 1,4 | 8,4 % |
| 1,5 | 8,0 % |
| 1,6 | 7,6 % |
| 1,7 | 7,2 % |
| 1,8 | 6,8 % |
| 1,9 | 6,4 % |
| 2 | 6,0 % |

Tabell 10 Värdet av den med växelvis drift ökade värmeproduktionen som funktion av elpriset för driften i förhållande till värmepriset från alternativ värmekälla. Energivinsten antas vara 10 % vid lika pris på värme- och elenergi. Antagen medelvärmefaktor = 2,5.

Som framgår av tabell 10 ligger värdet av den totala ekvivalenta nettoenergivinsten med t ex 50 % högre pris på elenergi i storleksordningen 8 %.

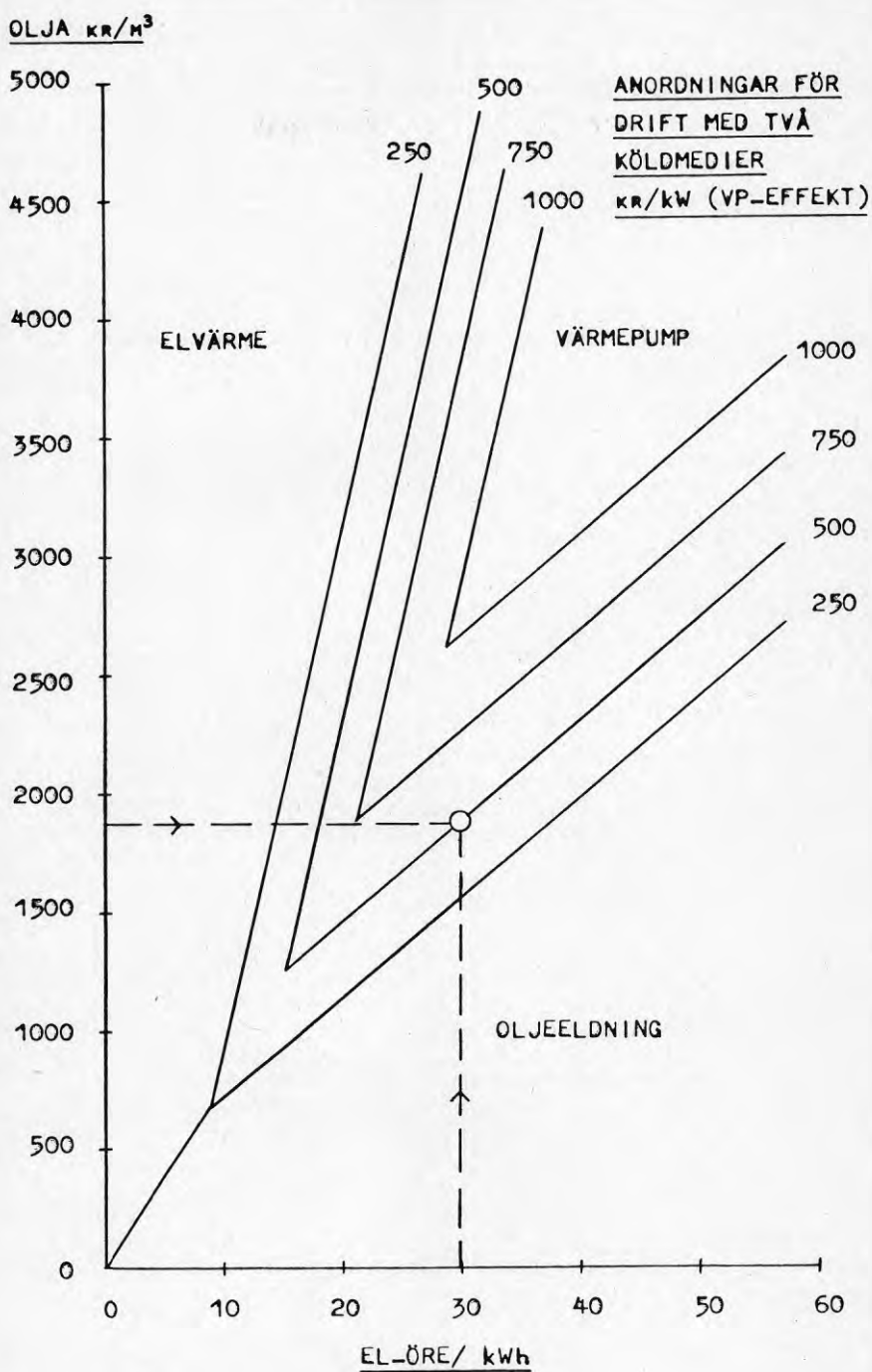
Att öka nettovärdet på värmeenergileveransen från en värmepump med ca 10 %, d v s värdet sedan kostnaderna för den erforderliga elenergin och det utökade underhållet har dragits av, och att ha max 10 års pay-off tid på den erforderliga tilläggsinvesteringen bör vara national-, företags- och privatekonomiskt intressant, återigen förutsatt att systemet fungerar tillfredsställande.

11.5 Generell lönsamhet

Diagram i figur 11.1 på nästa sida har utarbetats för att man skall kunna få en approximativ bild av lönsamheten mera generellt.

Lönsamheten är beroende av priserna på elenergi, oljeenergi och erforderliga anordningar för automatisk skiftning av köldmedium samt givetvis därtill av hur mycket mera energi som kan erhållas på detta sätt från värmepumpen. Diagrammet baseras på ca 10 % utökning av värmeenergin från värmepumpen som arbetar med R22/R500 jämfört med enbart med R22.

Av exemplet i diagrammet framgår att om elenergin kostar 30 öre/kWh och oljan 1.875 kr/m³ får anordningarna för skiftning av köldmedium kosta högst ca 500 kr/kW värmeeffekt från värmepumpen med det ursprungliga köldmediet R22.



Figur 11.1 Diagram för approximativ lönsamhetsbedömning av växelvis drift med två köldmedier

11.6 Den totala energisparpotentialen

Den totala energisparpotentialen beror på både antalet befintliga och antalet nya värmepumpar som kan teknisk-ekonomiskt på ett tillfredsställande sätt förses med anordningar för automatisk växelvis drift med två olika köldmedier.

Dessa anordningar kräver åtminstone på kortare sikt, en så stor tilläggsinvestering att det i sin tur kräver en viss minimistorlek på värmepumpen, kanske 200-300 kW värmeeffekt, för att investeringen skall kunna vara intressant.

Det torde finnas 300-400 sådana värmepumpar i Sverige i effektområdet 200-1000 kW som kan vara tekniskt möjliga att komplettera med anordningar för automatisk växelvis drift med det befintliga och ett annat nytt köldmedium. Utrymmesbehovet för dessa anordningar kan dock vara så stort att det inte går att tillgodose på ett teknisk-ekonomiskt rimligt sätt.

Värmepumpsmarknaden är inte expansiv idag men bör om någon tid, när konkreta beslut har fattats om avvecklingen av kärnkraften och när oljepriset har stigit åtminstone något i reala termer, åter kunna bli expansiv.

Om man antar att det år 1995 kommer att finnas ca 1.000 sådana värmepumpar som kan kompletteras med anordningar för växelvis drift med två köldmedier samt att det i 50 % av fallen är aktuellt att göra så och vidare att de aktuella värmepumparna har 500 kW nominell medeleffekt kan sparpotentialen uppskattas visserligen mycket approximativt.

Av de här redovisade exemplen framgår att energivinsten netto d v s den ökade värmeenergileveransen minskad med den ökade tillförseeln av drivenergi, normalt elenergi, kan uttryckt i MWh/år, ligga i storleksordningen 10 % av värmepumpens värmeeffekt i kW med det ursprungliga köldmediet. T ex skulle en värmepump med 1.000 kW nominell ursprunglig effekt då öka energileveransen netto med ca 100 MWh/år.

10 % av den sammanlagda värmeeffekten för 500 värmepumpar vardera med nominell medeleffekt 500 kW skulle motsvara 25.000 MWh netto ersättning årligen av vanligen oljebaserad värmeenergi eller vid 8,5 MWh/m³ olja ca 3.000 m³ olja/år vilket är ganska marginellt i vår energiförsörjning. Om dessa system kunde serietillverkas, vara driftsäkra och även vara ekonomiska skulle antalet anläggningar och den totala energisparpotentialen kunna öka avsevärt.

12 RESULTAT

Denna förstudie visar att anordningar för växelvis drift för en värmepump med t ex R22 och R500 bör under vissa förhållanden kunna vara en ekonomiskt intressant investering i både befintliga och nya medelstora värmepumpanläggningar.

Gränsen nedåt när det gäller anläggningsstorlek torde, med dagens energipriser och priser på icke serietillverkad utrustning för köldmediebyten, ligga vid 200-300 kW värmeeffekt, gränsen uppåt kanske vid ca 1 MW.

Det ekonomiska resultatet för anordningar för automatisk växelvis drift med två olika köldmedier är dock, som även för värmepumpar utan sådana anordningar, mycket beroende av de aktuella priserna för både alternativ värmeenergi och aktuell drivenergi, vanligen oljebaserad värmeenergi och elenergi. När priserna för båda dessa energislag har ökat med omkring hälften av de nuvarande priserna bör denna lösning kunna bli mer generellt ekonomiskt intressant på kommersiell basis.

Eftersom idén är ny och inga praktiska försök har gjorts kvarstår flera osäkerhetsfaktorer som endast kan undersökas och i bästa fall elimineras genom vidare utredning och praktiska prov t ex i samband med ett experimentbyggnadsprojekt.

Bland sådana osäkerhetsfaktorer kan nämnas, utöver det som nämns i kapitel 13, bl a

- Det verkliga investeringsbehovet
- Olje- och elprisernas utveckling i framtiden
- Den totala tekniska funktionen
- Utökade behovet av underhåll

13. UTVECKLINGSBEHOV

Eftersom det på längre sikt kan finnas en relativt intressant sparpotential hos ett system med växelvis drift med två köldmedier bör denna nya idé och dess tekniska förutsättningar studeras mer i detalj och vid positivt resultat vidareutvecklas i form av ett experimentbyggnadsprojekt. I stället för experimentprojekt i full skala kan det vara lämpligt att först studera denna lösning i laboratorieskala t ex vid en teknisk högskola. Bl a följande frågor bör studeras under vidare utredning, projektering och på experimentanläggningen.

- * Hur ofta passerar uteluftens temperatur olika gränser i området ca $\pm 0^{\circ}\text{C}$ till ca -10°C på någon eller några representativa orter.
- * Hur mycket av köldmedium blir vid återkommande byten på längre sikt kvar i systemet så att det kan blandas med nästkommande köldmedium.
- * Hur mycket olja som följer med vid köldmediebyten och om mängden olja kan hållas på acceptabel nivå genom val av en viss oljetyp och någon typ av oljeavskiljande utrustning.
- * Vilka standardkomponenter som finns på marknaden som uppfyller kraven, t ex ventiler på täthet, vakuumpumpar på erf vakuum vid avsevärt mottryck m m så att de kan användas i ett system för växelvis drift med två köldmedier.
- * Hur påverkas den tekniska funktionen och ekonomin av inblandningen av köldmedier och olja i förekommande omfattning.
- * Den i praktisk drift erforderliga totala tiden för skiftning av köldmedium.
- * Efter hur lång tid är köldmedierna såpass uppblandade med varandra att ett totalbyte måste göras av teknisk-ekonomiska skäl eller någon form av separationsutrustning anslutas för att separera köldmedierna.
- * Hur påverkas anläggningens tillgänglighet av utrustningen för köldmediebyten.
- * Hur påverkas den ekonomiska livslängden hos värmepumpsystem som arbetar växelvis med olika köldmedier.
- * Vilken blir den verkliga lönsamheten för systemet m h t nominellt energitillskott, tillgänglighet samt ökade kapital- och underhållskostnader.
- * Hur många befintliga och nya anläggningar kan vara aktuella för komplettering med anordningar för drift växelvis med två olika köldmedier.

REFERENSER

1. Per Engblom et al (1986). Reglering av värmepumpar, BFR-rapport R37:1986.
2. ASHRAE Handbook (1986). Refrigeration, Systems and Applications.
3. ASHRAE Technical Data Bulletin (1986). Advances in Nonazeotropic Mixture Refrigerants for Heat Pumps, ASHRAE Annual Meeting in June 1985.
4. Roland Paulin (1985). Ickeazeotropa blandningar för köldmedier. Stora värmepumpar. Delrapport, BFR projekt nr 820883-0.
5. Loerg Herrmann (1985). Nonazeotropic Refrigerant Mixtures as Working Fluids in Compression Heat Pumps. IEA Heat Pump Center HPC-B1, Edition 2, Dec 85.
6. Antero Aittomäki (1985). Zeotropic Binary Refrigerant Mixtures in Air Cooling Coil, Tampere University of Technology, Report 48, 1985.
7. Sture Åström (1986). Miljöproblemet CFC. Scandinavian Refrigeration 6/86.
8. Ingvar A Ekroth (1983). Refrigerant Data, Köldmediedata, Svenska kyltekniska föreningens handbok 9.

PROJ.BETECKNING: FÖR HÖG VB-RETURTEMPERATUR
ARB.NR: BILAGA 1

***** LÖNSAMHETSBERÄKNING AV ENERGIBESPARINGSATGÄRD *****

FASTIGHET : KV. BJÖRKEN
HUS : 001
ATGÄRD : INSTALLATION AV VP MED R22 OCH MED URSPRUNGLIGEN
FELAKTIGT KALKYLERAD DRIFTTID.

FÖRUTSÄTTNINGAR :

| | | |
|--|-------|------------|
| BESPARAT ENERGISLAG : | OLJA | |
| BERÄKNAD ENERGIBESPARING (Brutto): | 2641 | MWh/år |
| MOTSVARAR (1 liter olja= 8.35 kWh) | 316.3 | m3 olja/år |
| BERÄKNAD INVESTERINGSKOSTNAD : | 2740 | kr |
| ATGÄRDENS LIVSLÄNGD : | 15 | år |
| NUVARANDE ENERGIPRIS : | .23 | kr/kWh |
| ÖKAD KOSTNAD FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL (arbete,material mm): | 41 | kr/år |
| ÖKAD DRIFTSKOSTNAD (t.ex. elenergi): | 235.8 | kr/år |
| REAL KALKYLRÄNTA : | 4 | % |
| RELATIV ENERGIKOSTNADSUTVECKLING : | 1 | % |
| RELATIV KOSTNADSUTVECKLING FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL : | 1 | % |
| KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR ENERGIKOSTNADSBESPARING : | 3 | % |
| KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR SERVICE-OCH UNDERHÅLLSKOSTNAD : | 3 | % |

LÖNSAMHETSBERÄKNING :

| | | |
|--------------------------------|-------|--------|
| ENERGIKOSTNADSBESPARING AR 0 : | 371.6 | kr |
| NETTOKOSTNADSBESPARING AR 0 : | 330.6 | kr |
| NUVÄRDE : | 1207 | kr |
| PAY-OFF TID : | 8.3 | år |
| BESP.KOSTNAD : | .192 | kr/kWh |

PROJ.BETECKNING: FÖR HÖG VB-RETURTEMPERATUR
ARB.NR: BILAGA 2

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

FASTIGHET : KV. BJÖRKEN

HUS : 001

ÅTGÄRD : ALT 1: AKTUELL MEN KORTARE ÄN KALKYLERAD 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 : | 2740 | kkkr |
| ÅTGÄRDENS LIVSLÄNGD : | 15 | år |
| NUVARANDE ENERGIPRIS : | .23 | kr/kWh |
| ÖKAD KOSTNAD FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL (arbete,material mm): | 41 | kkkr/år |
| ÖKAD DRIFTSKOSTNAD (t.ex. elenergi): | 180 | kkkr/år |
| REAL KALKYLRÄNTA : | 4 | % |
| RELATIV ENERGIKOSTNADSUTVECKLING : | 1 | % |
| RELATIV KOSTNADSUTVECKLING FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL : | 1 | % |
| KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR ENERGIKOSTNADSBESPARING : | 3 | % |
| KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR SERVICE-OCH UNDERHÅLLSKOSTNAD : | 3 | % |

LÖNSAMHETSBERÄKNING :

| | | |
|--------------------------------|-------|--------|
| ENERGIKOSTNADSBESPARING ÅR 0 : | 298.4 | kkkr |
| NETTOKOSTNADSBESPARING ÅR 0 : | 257.4 | kkkr |
| NUVÄRDE : | 333 | kkkr |
| PAY-OFF TID : | 11 | år |
| BESP.KOSTNAD : | .217 | kr/kWh |

PROJ.BETECKNING: FÖR HÖG VB-RETURTEMPERATUR
ARB.NR: BILAGA 3

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

FASTIGHET : KV. BJÖRKEN

HUS : 001

ÅTGÄRD : ALT 2: KÖLDMEDIEBYTE FRÅN R22 TILL R500.

FÖRUTSÄTTNINGAR :

| | | |
|--|-------|------------|
| BESPARAT ENERGISLAG : | OLJA | |
| BERÄKNAD ENERGIBESPARING (Brutto): | 1948 | MWh/år |
| MOTSVARAR (1 liter olja= 8.35 kWh) | 233.3 | m3 olja/år |
| BERÄKNAD INVESTERINGSKOSTNAD : | 2761 | kkkr |
| ÅTGÄRDENS LIVSLÄNGD : | 15 | år |
| NUVARANDE ENERGIPRIS : | .23 | kr/kWh |
| ÖKAD KOSTNAD FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL (arbete,material mm): | 41 | kkkr/år |
| ÖKAD DRIFTSKOSTNAD (t.ex. elenergi): | 198.4 | kkkr/år |
| REAL KALKYLRÄNTA : | 4 | % |
| RELATIV ENERGIKOSTNADSUTVECKLING : | 1 | % |
| RELATIV KOSTNADSUTVECKLING FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL : | 1 | % |
| KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR ENERGIKOSTNADSBESPARING : | 3 | % |
| KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR SERVICE-OCH UNDERHÅLLSKOSTNAD : | 3 | % |

LÖNSAMHETSBERÄKNING :

| | | |
|--------------------------------|-------|--------|
| ENERGIKOSTNADSBESPARING ÅR 0 : | 249.6 | kkkr |
| NETTOKOSTNADSBESPARING ÅR 0 : | 208.6 | kkkr |
| NUVARDE : | -270 | kkkr |
| PAY-OFF TID : | 13 | år |
| BESP. KOSTNAD : | .242 | kr/kWh |

PROJ.BETECKNING: FÖR HÖG VB-RETURTEMPERATUR
ARB.NR: BILAGA 4

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

FASTIGHET : KV. BJÖRKEN

HUS : 001

ÅTGÄRD : ALT 3: INSTALLATION AV ANORDNING FÖR
VÄXELVIS DRIFT MED R22 & R500.

FÖRUTSÄTTNINGAR :

| | | |
|--|------|------------------------|
| BESPARAT ENERGISLAG : | OLJA | |
| BERÄKNAD ENERGIBESPARING (Brutto): | 570 | MWh/år |
| MOTSVARAR (1 liter olja= 8.35 kWh) | 68.3 | m ³ olja/år |
| BERÄKNAD INVESTERINGSKOSTNAD : | 320 | kk |
| ÅTGÄRDENS LIVSLÄNGD : | 15 | år |
| NUVARANDE ENERGIPRIS : | .23 | kr/kWh |
| ÖKAD KOSTNAD FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL (arbete,material mm): | 20 | kk/år |
| ÖKAD DRIFTSKOSTNAD (t.ex. elenergi): | 62.4 | kk/år |
| REAL KALKYLRÄNTA : | 4 | % |
| RELATIV ENERGIKOSTNADSUTVECKLING : | 1 | % |
| RELATIV KOSTNADSUTVECKLING FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL : | 1 | % |
| KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR ENERGIKOSTNADSBESPARING : | 3 | % |
| KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR SERVICE-OCH UNDERHÅLLSKOSTNAD : | 3 | % |

LÖNSAMHETSBERÄKNING :

| | | |
|--------------------------------|------|--------|
| ENERGIKOSTNADSBESPARING ÅR 0 : | 68.7 | kk |
| NETTOKOSTNADSBESPARING ÅR 0 : | 48.7 | kk |
| NUVARDE = | 261 | kk |
| PAY-OFF TID = | 6.6 | år |
| BESP.KOSTNAD = | -192 | kr/kWh |

PROJ.BETECKNING: TRE OLIKA VP-ALTERNATIV
ARB.NR: BILAGA 5

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

FASTIGHET : KV. EKEN

HUS : 002

ÅTGÄRD : ALT 1: INSTALLATION AV VP MED R500.

FÖRUTSÄTTNINGAR :

| | | |
|--|-------|------------|
| BESPARAT ENERGISLAG : | OLJA | |
| BERÄKNAD ENERGIBESPARING (Brutto): | 3807 | MWh/år |
| MOTSVARAR (1 liter olja= 8.35 kWh) | 455.9 | m3 olja/år |
| BERÄKNAD INVESTERINGSKOSTNAD : | 4650 | kr |
| ÅTGÄRDENS LIVSLÄNGD : | 15 | år |
| NUVARANDE ENERGIPRIS : | .23 | kr/kWh |
| ÖKAD KOSTNAD FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL (arbete,material mm): | 70 | kr/år |
| ÖKAD DRIFTSKOSTNAD (t.ex. elenergi): | 374.5 | kr/år |
| REAL KALKYLRÄNTA : | 4 | % |
| RELATIV ENERGIKOSTNADSUTVECKLING : | 1 | % |
| RELATIV KOSTNADSUTVECKLING FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL : | 1 | % |
| KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR ENERGIKOSTNADSBESPARING : | 3 | % |
| KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR SERVICE-OCH UNDERHÅLLSKOSTNAD : | 3 | % |

LÖNSAMHETSBERÄKNING :

| | | |
|--------------------------------|-------|--------|
| ENERGIKOSTNADSBESPARING ÅR 0 : | 501.1 | kr |
| NETTOKOSTNADSBESPARING ÅR 0 : | 431.1 | kr |
| NUVÄRDE : | 497 | kr |
| PAY-OFF TID : | 11 | år |
| BESP.KOSTNAD : | .219 | kr/kWh |

PROJ.BETECKNING: TRE OLIKA VP-ALTERNATIV
ARB.NR: BILAGA 6

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

FASTIGHET : KV. EKEN

HUS : 002

ÅTGÄRD : ALT 2: INSTALLATION AV VP MED R22.

FÖRUTSÄTTNINGAR :

| | | |
|---|-------|------------|
| BESPARAT ENERGISLAG : | OLJA | |
| BERÄKNAD ENERGIBESPARING (Brutto): | 3174 | MWh/år |
| MOTSVARAR (1 liter olja= 8.35 kWh) | 380.1 | m3 olja/år |
| BERÄKNAD INVESTERINGSKOSTNAD : | 3450 | kr |
| ÅTGÄRDENS LIVSLÄNGD : | 15 | år |
| NUVARANDE ENERGIPRIS : | .23 | kr/kWh |
| ÖKAD KOSTNAD FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL (arbete,material mm): | 52 | kr/år |
| ÖKAD DRIFTSKOSTNAD (t.ex. elenergi): | 288.5 | kr/år |
| REAL KALKYLRÄNTA : | 4 | % |
| RELATIV ENERGIKOSTNADSUTVECKLING : | 1 | % |
| RELATIV KOSTNADSUTVECKLING FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL : | 1 | % |
| KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR ENERGIKOSTNADSBESPARING : | 3 | % |
| KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR SERVICE- OCH UNDERHÅLLSKOSTNAD : | 3 | % |

LÖNSAMHETSBERÄKNING :

| | | |
|--------------------------------|-------|--------|
| ENERGIKOSTNADSBESPARING ÅR 0 : | 441.5 | kr |
| NETTOKOSTNADSBESPARING ÅR 0 : | 389.5 | kr |
| NUVÄRDE : | 1200 | kr |
| PAY-OFF TID : | 8.9 | år |
| BESP.KOSTNAD : | -198 | kr/kWh |

PROJ.BETECKNING: TRE OLIKA VP-ALTERNATIV
ARB.NR: BILAGA 7

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

FASTIGHET : KV. EKEN

HUS : 002

ÅTGÄRD : ALT 3: INSTALLATION AV ANORDNING FÖR
VÄXELVIS DRIFT MED R22 & R500.

FÖRUTSÄTTNINGAR :

| | | |
|---|-------|------------|
| BESPARAT ENERGISLAG : | OLJA | |
| BERÄKNAD ENERGIBESPARING (Brutto): | 531.3 | MWh/år |
| MOTSVARAR (1 liter olja= 8.35 kWh) | 63.6 | m3 olja/år |
| BERÄKNAD INVESTERINGSKOSTNAD : | 320 | kkkr |
| ÅTGÄRDENS LIVSLÄNGD : | 15 | år |
| NUVARANDE ENERGIPRIS : | .23 | kr/kWh |
| ÖKAD KOSTNAD FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL (arbete,material mm): | 26 | kkkr/år |
| ÖKAD DRIFTSKOSTNAD (t.ex. elenergi): | 59 | kkkr/år |
| REAL KALKYLRÄNTA : | 4 | % |
| RELATIV ENERGIKOSTNADSUTVECKLING : | 1 | % |
| RELATIV KOSTNADSUTVECKLING FÖR SERVICE OCH UNDERHÅLL : | 1 | % |
| KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR ENERGIKOSTNADSBESPARING : | 3 | % |
| KORRIGERAD REAL KALKYLRÄNTA FÖR SERVICE- OCH UNDERHÅLLSKOSTNAD : | 3 | % |

LÖNSAMHETSBERÄKNING :

| | | |
|--------------------------------|------|--------|
| ENERGIKOSTNADSBESPARING ÅR 0 : | 63.2 | kkkr |
| NETTOKOSTNADSBESPARING ÅR 0 : | 37.2 | kkkr |
| NUVARANDE : | 124 | kkkr |
| PAY-OFF TID : | 8.6 | år |
| BESP.KOSTNAD : | .21 | kr/kWh |

**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 860243-5
från Statens råd för byggnadsforskning till Wahlings
Installationsutveckling AB, Danderyd.**

R103: 1987

ISBN 91-540-4806-0

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6707103

**Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang**

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

Cirkapris: 36 kr exkl moms