

# MINISKALA-VARMEPUMPE MED CO<sub>2</sub> SOM KØLE- MIDDEL TIL DECENTRALE KRAFTVARMEVÆRKER

## Slutrapport

*EFP 2003 – j.nr.: 1373/03-0007*

*September 2006*

*Kim G. Christensen, Teknologisk Institut*

*Liviu Constantin Patru, Teknologisk Institut*

*Claus Schøn Poulsen, Teknologisk Institut*

*Carsten Rudmose, Naturgas Midt-Nord/ HNG*

*Erik Nørregaard Hansen, Foreningen Danske Kraftvarmeværker*

*Torben M. Hansen, Advansor A/S*

## Sammendrag

Dette er den 3. rapport, der dækker det arbejde, der er gennemført i projektet ”Expressor-varmepumpe til varmeproduktion i decentrale kraftvarmeanlæg” (EFP 2003 – j.nr.: 1373/03-0007). Projektet er forløbet med støtte fra Energistyrelsen.

Der er i projektet lavet 2 statusrapporter med titlerne ”Forundersøgelse: Anvendelse af transkritiske CO<sub>2</sub>-varmepumper til varmtvandsproduktion i kraftvarmeværker” samt ”Market study for transcritical CO<sub>2</sub> heat pumps for hot water production in CHP and CHC plants”.

Denne rapport beskriver opbygningen af en miniskala varmepumpe samt de gennemførte laboratorieforsøg, og konkluderer på den endelige fuldskala-løsning med CO<sub>2</sub>-baserede varmepumper i decentrale kraftvarmeværker.

Resultatet af denne forundersøgelse af kraftvarmeværkernes driftsøkonomi er, at de introducerede markedsvilkår for salg af elektricitet samt tidens høje gaspriser gør det meget gunstigt for installationen af varmepumper til kraftvarmeproduktion.

Den bedste og mest bæredygtige varmepumpeteknologi er kompressionsvarmepumpen baseret på en transkritisk CO<sub>2</sub>. Denne type varmepumpe kan opbygges med en konventionel højtrykskompressor eller med en ”expressor”, hvor en kompressor og ekspander er sammenbygget. Expressoren (ekspansionsdelen) vil kunne give yderligere 20% på varmepumpens COP og dermed på driftsøkonomien, men denne del er imidlertid udeladt, da det ikke er lykkedes at finde en producent, der kunne udvikle og kommercialisere denne del af teknologien. Selv uden expressordelen viser projektet store besparelsespotentialer både energimæssigt og økonomisk for kraftvarmeværkerne.

Anvendelsen af varmepumper i varmeproduktionen har en miljømæssig fordel, idet det reducerede antal driftstimer på gasmotoren fører til mindre gasforbrug og lavere emissioner (CO, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, CH<sub>4</sub>, aldehyd og andet) fra forbrænding af naturgas. En anden og meget vigtig fordel ved anvendelsen af varmepumper i decentrale kraftvarmesystemer er det reducerede støjniveau – branchen har i øjeblikket stor fokus på støjproblemet, der mange steder giver endog meget store udfordringer.

Analysen viser, at den årlige besparelse, der opnås for en 200 m<sup>3</sup>/time Expressor TC-HP (transkritisk varmepumpe) i et 4 MW decentralt kraftvarmeværk, er i størrelsesordenen fra 1.000.000 DKK/år til 1.500.000 DKK/år. Disse resultater indikerer, at der på sigt burde kunne opnås en tilbagebetalingstid på mindre end 5 år.

Projektgruppen tilråder fornyet satsning på varmepumper i kraftvarme-systemet. Dette vil give fordele på en lang række områder såsom miljø, økonomi, fleksibilitet på energimarkedet herunder reduktion af el-overløb og fleksibilitet på ”reguler-markedet” samt forøge andelen af VE (vindenergi).

## English summary

This is the third report covering the work carried out in the project called "Expressorvarmepumpe til varmeproduktion i decentrale kraftvarmeanlæg" (EFP 2003 – file no.: 1373/03-0007). The project has been financially supported by the Danish Energy Authority.

Two status reports have been made during the project and they are called: "Forundersøgelse: Anvendelse af transkritiske CO<sub>2</sub>-varmepumper til varmtvandsproduktion i kraftvarmeværker" and " Feasibility Study: Market study for transcritical CO<sub>2</sub> heat pumps for hot water production in CHP and CHC plants".

This report describes the set-up of a mini scale heat pump and the laboratory tests that have been carried out and draws a conclusion on the final full scale solution with CO<sub>2</sub> based heat pumps in CHP power plants.

The result of the feasibility study on the operating economy of the CHP plants is that the introduced market conditions for sale of electricity and the current high gas prices make it favourable to install heat pumps for combined heat production.

The best and most sustainable heat pump technology is the compression heat pump based on transcritical CO<sub>2</sub>. This type of heat pump can be built with a conventional high-pressure compressor or with an "expressor" where a compressor and an expander have been built together. The expressor (expansion part) could contribute a further 20% on the COP of the heat pump and in that way on the operating economy, however, that part has been omitted as we have not succeeded in finding a manufacturer who can develop and commercialise that part of the technology. Even without the expressor part the project demonstrates considerable savings potential for the CHP plants both in relation to energy and economy.

The application of heat pumps for heat production has an environmental advantage as the reduced number of operating hours on the gas engine gives a smaller consumption of gas and lower emissions (CO, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, CH<sub>4</sub>, aldehyde and others) from the combustion of natural gas. Another and very important advantage from using heat pumps in decentralised CHP systems is the reduced noise level – currently, the trade has great focus on noise problems and many places they even give rise to very large challenges.

The analysis shows that annual savings obtained for a 200 m<sup>3</sup>/time Expressor TC-HP (transcritical heat pump) in a 4 MW decentralised CHP plant are in the order of 1.000.000 DKK/year to 1.500.000 DKK/year. These results indicate that in the long term it should be possible to obtain a payback time of less than 5 years.

The project group recommends renewed efforts on heat pumps in combined heat systems. That would give advantages in many areas such as the environment, economy, flexibility in the energy market including reduced electricity overflow and flexibility in the regulation of the electricity market and would also increase the share of wind energy.

## Indholdsfortegnelse

<b>1</b>	<b>BAGGRUND</b> .....	<b>6</b>
<b>2</b>	<b>FORMÅL MED PROJEKTETS ANDEN DEL</b> .....	<b>8</b>
<b>3</b>	<b>TIDLIGERE TILSVARENDE UNDERSØGELSER OM INDUSTRIELLE VARMEPUMPER</b> ....	<b>9</b>
3.1	VURDERING AF NH <sub>3</sub> -VARMEPUMPE .....	9
3.2	ABSORPTIONSVARMEPUMPER .....	9
3.3	AMMONIAKVAND HYBRID VARMEPUMPER.....	10
3.4	TRANSKRITISKE CO <sub>2</sub> -VARMEPUMPER (TC-HP) – (R744) .....	10
<b>4</b>	<b>CO<sub>2</sub>-BASERET VARMEPUMPE UDEN EKSPANDER</b> .....	<b>12</b>
<b>5</b>	<b>DESIGN AF MINISKALA INDUSTRIEL VARMEPUMPE</b> .....	<b>16</b>
5.1	OPTIMAL GASKØLERTRYK OG DESIGN AF GASKØLEREN.....	18
5.2	OPTIMAL COP VED ANVENDELSE AF INTERN VARMEVEKSLER .....	20
5.3	STYRING AF VARMEPUMPEN .....	20
5.3.1	<i>Styring af gaskølertrykket</i> .....	20
5.3.2	<i>Styring af vandtemperaturen og trykgastemperatur</i> .....	21
5.3.3	<i>Styring af fordampere og olieretur fra lavtrykssiden</i> .....	21
5.4	KOMPONENTER TIL MINISKALA-ANLÆGGET .....	21
5.5	TC-HP DESIGNSPECIFIKATIONER (MINISKALA-ANLÆG).....	22
<b>6</b>	<b>MÅLINGER PÅ PROTOTYPE VARMEPUMPE</b> .....	<b>23</b>
6.1	FORSØGSPLAN FOR EXPRESSORPROJEKT VED TEKNOLOGISK INSTITUT.....	23
6.2	FUNKTIONSMÅLINGER .....	23
6.2.1	<i>Målepunkter</i> .....	23
6.3	GENNEMFØRELSE AF MÅLINGER .....	24
6.4	FUNKTION AF ANLÆGGETS VARMEVEKSLERE .....	28
6.5	OPSTART, DRIFT OG STOP AF ANLÆGGET UNDER TESTENE .....	29
<b>7</b>	<b>FULDSKALA-VARMEPUMPENS INTEGRATION I KRAFTVARMEVÆRKET</b> .....	<b>31</b>
7.1	INTEGRATION MED GASMOTOREN - MEKANISK KRAFTOVERFØRSEL.....	31
7.2	TILGÆNGELIGE VARMEKILDER .....	33
<b>8</b>	<b>BEREGNINGSMODEL OG ØKONOMISK ANALYSE VED INTEGRATION AF VARMEPUMPER I KRAFTVARMEVÆRKER</b> .....	<b>35</b>
8.1	OVERGANG TIL MARKEDSVILKÅR - ELSALG .....	35
8.2	ELKØB OG ELAFGIFTER .....	37
8.3	GASOMKOSTNINGER OG AFGIFTER.....	38
8.4	CO <sub>2</sub> -KVOTESYSTEMET .....	39
8.5	RENTABILITET AF VARMEPUMPER PÅ KV-MARKEDET .....	39
8.6	INVESTERING I VARMEPUMPE .....	39
8.7	RENTABILITET AF MEKANISKE VARMEPUMPER I DECENTRAL KRAFTVARME.....	40
8.8	RENTABILITET AF MEKANISKE CO <sub>2</sub> -BASEREDE VARMEPUMPER I INDUSTRIEL (TUNG) PROCES .....	42
8.9	RENTABILITET AF MEKANISKE CO <sub>2</sub> -BASEREDE VARMEPUMPER I GARTNERIER MED FJERNVARME ...	43
<b>9</b>	<b>MILJØ- OG SAMFUNDSMÆSSIGE POTENTIALER</b> .....	<b>45</b>
<b>10</b>	<b>BEREGNING PÅ KONKRET VÆRK – BRAMMING FJERNVARME</b> .....	<b>46</b>
<b>11</b>	<b>KONKLUSION</b> .....	<b>50</b>
<b>12</b>	<b>PROJEKTPRÆSENTATIONER OG LITTERATURHENVISNINGER</b> .....	<b>52</b>

<b>13</b>	<b>BILAG 1 - VARMEVEKSLERE .....</b>	<b>54</b>
<b>14</b>	<b>BILAG 2 – RØRDIAGRAM OG ARRANGEMENT AF MINISKALA-ANLÆGGET VED TEKNOLOGISK INSTITUT .....</b>	<b>56</b>
<b>15</b>	<b>BILAG 3: FORSØGSMATRIX .....</b>	<b>58</b>
<b>16</b>	<b>BILAG 4: MÅLEUDSTYR PÅ FORSØGSANLÆGGET.....</b>	<b>59</b>
<b>17</b>	<b>BILAG 5: MÅLERESULTATER.....</b>	<b>60</b>

# 1 Baggrund

Der er tidligere i projektet lavet 2 statusrapporter med titlerne ”Forundersøgelse: Anvendelse af transkritiske CO<sub>2</sub>-varmepumper til varmtvandsproduktion i kraftvarmeværker” samt ”Market study for transcritical CO<sub>2</sub> heat pumps for hot water production in CHP and CHC plants”.

Den første rapport indeholder en kortlægning af eksisterende decentrale kraftvarmeværker til industrielle processer samt fjernvarmeforsyning. Kortlægningen omfatter driftsforhold, load profiler, gas- og elpriser, motorinstallationsdata for mellem 300 og 650 kraftvarmeværker afhængig af oplysningernes detaljeringsgrad. Kortlægningen er gennemført for at opstille en kravspecifikation for en CO<sub>2</sub>-varmepumpe til KV-anlæg.

Endvidere er der gennemført en kortlægning af tidligere arbejde på området omkring varmepumper i relation til decentrale kraftvarmeværker samt af alternative varmepumpeteknologier. Herefter bliver den transkritiske CO<sub>2</sub> expessor varmepumpe beskrevet i detaljer mht. kølemiddel, design, komponenter, varmeoptag og afgivelse samt styring.

Der er opstillet modeller for decentrale kraftvarmeværker med og uden CO<sub>2</sub>-varmepumper installeret. Modellerne kan beregne økonomiske forhold ved varmepumpe samt miljømæssige forhold. Modellerne omfatter konsekvensberegninger under både den eksisterende elafregning efter 3-ledstariffen samt i henhold til afregningsmodellen beskrevet i notatet ”Decentral kraftvarme på markedsvilkår”. Simuleringsmodellerne er endvidere anvendt ved de efterfølgende systemberegninger. På baggrund af modellerne er der opstillet optimeringsalgoritmer, som kan beregne den optimale varmepumpe størrelse for et givet kraftvarmeværk ud fra motorstørrelse, driftsforhold, varmekilder, udnyttelsesprocent, prisscenarier m.v.

Med udgangspunkt i de foregående aktiviteter er gennemført en beregning for den samlede anlægsmasse for nye kraftvarmesystemer med CO<sub>2</sub>-varmepumper. Beregningerne estimerer gevinsten ved anvendelse af teknologien i kraftvarmesystemer kvantificeret ved økonomiske gevinster, naturgasbesparelspotentialet samt nedsat emission fra decentrale kraftvarmeværker.

Der er endvidere gennemført analyser og beregninger på optagersystemet til varmepumpen, herunder analyse af mulighederne for udnyttelse af energi fra røggassen samt spildvarme fra de tekniske installationer til optagersystemet. Forskellige kombinationer er undersøgt, og der er påpeget yderligere miljøgevinster, der kan opnås ved at køle røggassen (udrensning af formaldehyd fra røggassen).

Den anden rapport indeholder et komplet markedsstudie for hhv. varmepumper på området omkring CHP (Combined Heat and Power) samt CHC (Combined Heating and Cooling). Studiet indeholder en beskrivelse af markederne og de parametre, der påvirker disse. Endvidere er hhv. CHP og CHC beskrevet separat, hvor besparelsemulighederne, anlægsstørrelser og antallet af anlæg er undersøgt inden for hver applikation. For CHP er der endvidere foretaget en spørgeundersøgelse, hvor 65 værker med kapaciteter over 3 MW er blevet stillet en række spørgsmål vedr. deres interesse for varmepumper.

Projektet har haft deltagelse af Kobe Steel (Kobelco), City University i London, Naturgas Midt-Nord/ HNG, Danske Kraftvarmeværker og Teknologisk Institut.

Kobelco skulle stå for udviklingen af den kombinerede kompressor/ ekspander (expressor) i samarbejde med City University. På trods af meget positive data på økonomien ved anvendelse af transkritiske varmepumper med CO<sub>2</sub> samt en meget interessant markedsundersøgelse kunne Kobelco imidlertid ikke finansiere udviklingen af expressoren. Årsagen er primært, at omkostningerne i forbindelse med udviklingen af expressoren vil være for høje sammenlignet med det reelle potentiale, som Kobelco mener de er i stand til at udnytte.

Den endelige prototype varmepumpe anvender således ikke en ekspander, men udelukkende en traditionel eldrevet kompressor. Dog arbejder kompressoren stadig med CO<sub>2</sub> som arbejdsmedie med tryk på op til 120 bar, hvilket på ingen måde kan betragtes som konventionelt.

## 2 Formål med projektets anden del

Gennem projektets første del er de tekniske, miljømæssige og økonomiske aspekter i forbindelse med implementeringen af varmepumper i danske decentrale kraftvarmeverker samt i forbindelse med kombineret køle- og varmeproduktion i procesindustrien blevet kortlagt. Det markedsmæssige potentiale er analyseret og beskrevet i de 2 tidligere statusrapporter.

Formålet med projektets anden del kan opdeles i 3 primære områder:

- 1) Endelig kortlægning af lovgivning på området med relevans til varmepumper, samt:
  - a) Lovgivning omkring salg af el beskrives, og konsekvenser skal kortlægges.
  - b) Lovgivning omkring afgifter på el og gas kortlægges i relation til drift af varmepumper og konsekvenser skal kortlægges.
  - c) Udarbejdelse af endeligt beregningssoftware til fastlæggelse af driftsomkostninger.
- 2) Analyse af mulighederne for at anvende konventionelle kompressorer (stempler og skruer uden ekspander) til CO<sub>2</sub>-baserede varmepumper skal vurderes:
  - a) Valg af komponenter
  - b) Design af anlægget
  - c) Styring og regulering.
- 3) Opbygning og test af miniskala CO<sub>2</sub>-varmepumpeanlæg i laboratorium, herunder:
  - a) Design og opbygning
  - b) Bestykning med måleudstyr
  - c) Pålidelighed mht. olieretur og trykgastemperaturer
  - d) Styring af vandtemperaturer
  - e) Variable optagertemperaturer
  - f) Afkøling af trykgassen i gaskøleren.

Der opbygges et miniskalaanlæg i laboratoriet, bl.a. for at sikre, at designparametre etc. kan fastlægges, samt for at sikre fuldstændig klarhed over essentielle forhold som f.eks. styring (bl.a. af gaskølerens afgangstemperatur), olieretur, varmevekslernes opbygning og kølemiddelfyldning. Dette er parametre, som ikke umiddelbart kan fastlægges, uden at der gennemføres en række tests, og det vurderes som en oplagt mulighed at få fastlagt disse forhold, inden der opbygges et fuldskalaanlæg.

Deltagerne i denne del af projektet er Teknologisk Institut, Foreningen Danske Kraftvarmeverker, Naturgas Midt-Nord og Advansor.



### 3 Tidligere tilsvarende undersøgelser om industrielle varmepumper

I tidligere undersøgelser af varmepumper i decentrale kraftvarmeværker er konventionel varmepumpe-teknologi, som allerede er tilgængeligt på markedet, blevet analyseret. En af begrænsningerne ved mekaniske varmepumper, baseret på konventionelle stempel- eller skruekompressorer, er det øverste tilladelige driftstryk, som er begrænsende for den maksimale produktionstemperatur. Typisk vil begrænsningen i produktionen af varmt vand være ca. 60°C. Det betyder, at installationen af en varmepumpe skal være i serie med det termiske system og derfor kun tillade en vis opgradering af temperaturniveauet før endelig opvarmning til den krævede forsyningstemperatur gennem gasmotorens kølevandskreds.

#### 3.1 Vurdering af NH<sub>3</sub>-varmepumpe

Der findes prototyper af 50 bars (svarende til en mætningstemperatur på 89°C) NH<sub>3</sub>-kompressorer på markedet. Dette betyder, at man ved anvendelse af disse kompressorer vil kunne hæve temperaturen fra returen på 40°C til fremløb på 80°C. Effektiviteten for processen vil ligge på samme niveau som ved anvendelse af den transkritiske CO<sub>2</sub>-varmepumpe (varme COP 3.5-4.0). Imidlertid foreligger en række vanskeligheder, der skal løses, før NH<sub>3</sub> vil være relevant til varmepumpeformål i relation til denne applikation. Ved kompression i ét trin bliver trykgastemperaturen høj (omkring 150°C), hvilket kan gøre det nødvendigt med diverse tiltag mht. reduktion af temperaturen af trykgassen (flertrinskompression/interkøling). Endvidere vil olieretur-systemet være mere kompliceret end for CO<sub>2</sub>-systemets og ammoniakens manglende kompatibilitet med kobber, og visse polymerer skal også håndteres. Endelig skal giftigheden af NH<sub>3</sub> håndteres på en sikkerhedsmæssig forsvarlig måde.

#### 3.2 Absorptionsvarmepumper

Absorptionsvarmepumper har den fordel, at de anvender varme til at drive processen. Til høj temperatur anvendes normal vand/ LiBr baserede systemer. I KV-systemer vil absorptionsvarmepumpen kunne give samme økonomiske besparelse som kompressionsvarmepumperne, men typisk vil absorptionsvarmepumper ikke kunne levere de samme høje temperaturer som den CO<sub>2</sub>-baserede kompressionsvarmepumpe. Ettrins-absorptionsvarmepumper har en teoretisk varme COP på ca. 1,6, og de maksimalt opnåelige temperaturer ligger på ca. 60°C. Hvis temperaturen skal løftes til 80°C, skal systemet opbygges med flere trin, hvilket fordyrer systemet. Endvidere har vand/ LiBr-systemer store krav til vedligeholdelse pga. af det stærkt korrosive stofpar. Fyldningen skal skiftes hvert 4. år, og levetiden er ikke mere end 20.

Ifølge danske undersøgelser<sup>1</sup> ligger tilbagebetalingstiderne over 5 år.

---

<sup>1</sup> "Varmepumper i industrien", Carl Bro as, 1999

### 3.3 Ammoniakvand hybrid varmepumper

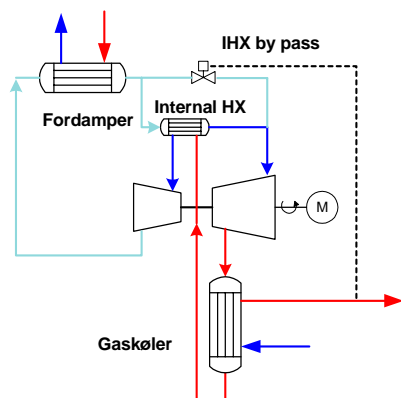
Som nævnt oven for er traditionelle varmepumper med ammoniak begrænset til 60°C, og derfor kan de kun anvendes til serieinstallation med dårlige tilbagebetalingstider. Det er dog muligt at anvende vand og ammoniak som binært kølemiddel i et hybrid kredsløb med absorption og dampkompression, og derved opnå en teoretisk COP på 3,5 ved en varmtvands-temperatur på 90°C. I praksis skal den kemiske stabilitet af vand og NH<sub>3</sub> samt olien i anlægget demonstreres, og ingen kommercielle systemer er tilgængelige.

### 3.4 Transkritiske CO<sub>2</sub>-varmepumper (TC-HP) – (R744)

Transkritiske varmepumper (TC-HP'er) anvendes allerede i mindre anlæg til varmtvandsopvarmning og luftopvarmning til beboelsesopvarmning. Endvidere anvendes transkrittisk CO<sub>2</sub> i mindre A/C-anlæg. TC-HP'er kan producere 90°C varmt vand ved at udnytte temperaturglidningen i CO<sub>2</sub>-gaskøleren. Set ud fra disse erfaringer fra mindre systemer vurderes det, at TC-HP'er er mulige og overlegne alternativer i industrielle varmepumpesystemer sammenlignet med alle ovennævnte teknologier. Dette er udgangspunktet for forundersøgelsens detaljerede analyse af TC-HP'er i industrielle varmepumpeinstallationer. Set ud fra kredsløbet giver TC-HP et enklere systemlayout, og komponenterne kan gøres tilgængelige inden for en fornuftig tidsramme. Den største udfordring for TC-HP i større systemer er at behandle det højere tryk på en rentabel måde.

På figuren nedenfor ses den CO<sub>2</sub>-baserede varmepumpe med ekspander. Den er opbygget af en kompressordel, som suger kølemiddelgassen fra fordamperen og komprimerer den til et tryk på omkring 100 bar. Gassen ledes gennem gaskøleren, hvor vand opvarmes fra 30°C til eksempelvis 90°C. Den afkølede kølemiddelgas varmeveksler med sugegassen i den interne varmeveksler og strømmer derefter gennem ekspanderdelen, som er med til at drive kompressoren. I ekspanderen vil en del af gassen omdannes til væske pga. af ekspansionen, og gas og væske ledes til fordamperen. Her vil kølemidlet fordampe gennem optagelse af varme fra enten spildvarme eller omgivelserne, og endeligt vil kølemiddelgassen igen strømme gennem den interne varmeveksler til kompressoren.

Ekspanderen erstatter således den ekspansionsventil, der normalt monteres i et køle-/ varmepumpesystem, og dermed kan ekspansionstab udnyttes. Dette vil normalt, med CO<sub>2</sub> som arbejdsmedie betyde, at systemets effektivitet forbedres med 20%.



Figur 3.1: TC-HP med expressor.

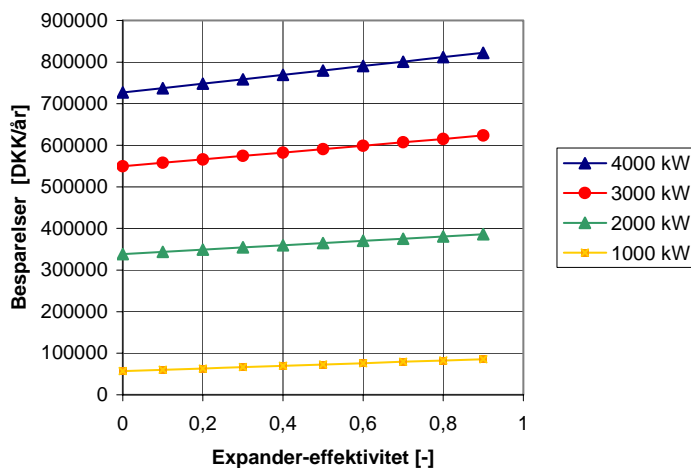
Kompressor og ekspanderdelen er sammenbygget i én maskine, som er opbygget efter skrueprincippet. Den ene ende fungerer som kompressor, mens den anden ende fungerer som ekspander. De aksiale og radiale kræfter på de to rotorers udbalanceres af de to dele, og konstruktionen er derfor meget robust. Maskinen er designet til at kunne køre op til 120 bar. Pga. kompressor/ ekspander-princippet har systemet fået tilnavnet "CO<sub>2</sub> Expressor".

## 4 CO<sub>2</sub>-baseret varmepumpe uden ekspander

Forundersøgelsen viser, at varmepumper baseret på CO<sub>2</sub> som kølemiddel er meget interessante, selv om expessor-teknologien (anvendelse af ekspander) ikke kan udvikles. Almindelige kompressorer f.eks. stempler eller skruer (uden ekspanderdelen) er tilgængelige på markedet i mindre målestok, og tilgængeligheden vokser måned for måned.

Varmepumpens expessor bidrager til en forbedret COP for varmepumpen på 15-20% i forhold til en mere konventionel løsning uden ekspander<sup>2</sup>. Den driftsmæssige besparelse ved anvendelse af expessoren ligger på omkring 75.000 kr./ år sammenlignet med en varmepumpe uden expessor (traditionel kompressor og ekspansionsorgan) i en 4 MW gasmotor. Denne besparelse skal imidlertid holdes op imod en merinvestering på ca. 700.000 kr. Samlet set vil dette faktisk betyde at tilbagebetalingstiden forøges med ca. 0,5 år ved anvendelse af expessor-teknologien. Derfor ser det ikke ud, som om økonomien er forringet set med kraftvarmeverkernes øjne, hvis ekspanderdelen af expessoren udelades.

I princippet kan HP'en opbygges med eller uden en ekspanderløsning. Figur 4.1 viser de årlige besparelser for et decentralt kraftvarmeverk, som ekspanderen bidrager til med 4.500 årlige driftstimer. For de større kraftvarmeverker (4000 kW) bidrager ekspanderen med ca. 13% af besparelserne, mens bidraget beløber sig til 50% for de mindre anlæg (1000 kW).



Figur 4.1: Årlige besparelser (2003-tal, 4.500 årlige driftstimer) afhænger af ekspandereffektiviteten i kommunale forsyningspligt med motorstørrelser fra 1000 til 4000 kW<sup>3</sup>.

I tabel 4.1 er værdien og den tålte ekstraomkostning for ekspanderen vurderet, når en lineær 4-årig tilbagebetalingsperiode forudsættes. Den tålte ekstraomkostning ved en ekspander omfatter ikke investeringsbesparelser på en gaskølertrykregulering og ekspansionsventil.

<sup>2</sup> ”Forundersøgelse: Anvendelse af transkritiske CO<sub>2</sub>-varmepumper til varmtvandsproduktion i kraftvarmeverker”.

<sup>3</sup> ”Forundersøgelse: Anvendelse af transkritiske CO<sub>2</sub>-varmepumper til varmtvandsproduktion i kraftvarmeverker”.

Tabel 4.1: Ekspanderværdi vurderet efter bidrag til årlige besparelser<sup>3</sup>.

Motorstørrelse	Ekspander-værdi <sup>1)</sup>	Tålte ekstra ekspander-omkostninger <sup>2)</sup>
kW	DKK/år	DKK
1000	22,364	89,456
2000	37,163	148,652
3000	57,389	229,556
4000	74,326	297,304

<sup>1)</sup> Forskel i årlige besparelser fra en ekspander med 70% adiabatisk effektivitet sammenlignet med ingen ekspander.

<sup>2)</sup> Forudsætter en 4-årig lineær tilbagebetalingstid.

Varmepumpens opgave er at hæve vandtemperaturen på den varme side fra 40 til ca. 80°C. Dette gøres ved at tage varme fra optagersiden (spildvarme fra røggassen). I princippet kan en (transkritisk) varmepumpe opdeles i tre hovedelementer:

- fordamperdelen, der optager energien ved den lave temperatur.
- kompressoren, der flytter energien fra det lave temperaturniveau til det høje.
- gaskøleren, der afgiver energien til omgivelserne.

Både fordamper og gaskøler er statiske varmevekslere, der med rigtige termiske design ikke giver anledning til store problemer (fokus skal dog rettes mod optimalt termisk design af gaskøleren). Dog stilles der væsentlige krav til vandkvaliteten, da tilsmudsning af vekslerne skal undgås. Kompressoren, derimod, er en mekanisk del, hvor vi specielt i forhold til det høje driftstryk ved CO<sub>2</sub> skal fokusere på design, smøring og driftskonditioner.

For at kompressoren kan fungere i anlægget uden uønskede driftsstop, skal den arbejde inden for specificerede driftsbegrænsninger:

- trykforhold
- sugetryk
- omløbstal
- overhedning.

Hertil kommer, at indsugningsgassen under alle forhold skal være fri for væske, der kan give anledning til væskeslag og til olieudslip til anlægget.

En anden væsentlig ting ved et køleanlæg er den cirkulerende oliemængde. Olie i en kølekompressor har flere formål:

- at smøre kompressoren
- at køle trykgassen, så kompressionsforløbet bliver driftsøkonomisk gunstigere.

Ved passage af kompressoren varmes olien op. Denne varme skal fjernes i en oliekoeler. I anlægget er der anvendt en vandkølet oliekoeler.

Da olien i de fleste tilfælde giver problemer ude på anlægget, er man interesseret i at få så lidt olie med ud som muligt. Til dette formål er der installeret en passende olieudskiller lige efter kompressoren. Olie i systemet kan medføre manglende olie i kompressoren og dermed nedsat smøring, men også nedsat varmeovergang i varmevekslerne.

I figur 4.2 nedenfor ses den transkritiske varmepumpe uden expressor. Varmepumpen er parallelt integreret med vandsystemerne fra gasmotoren og tager primært spildvarmen fra røggassen efter LT-veksleren, hvilket er den sammenbygning projektgruppen foreslår.

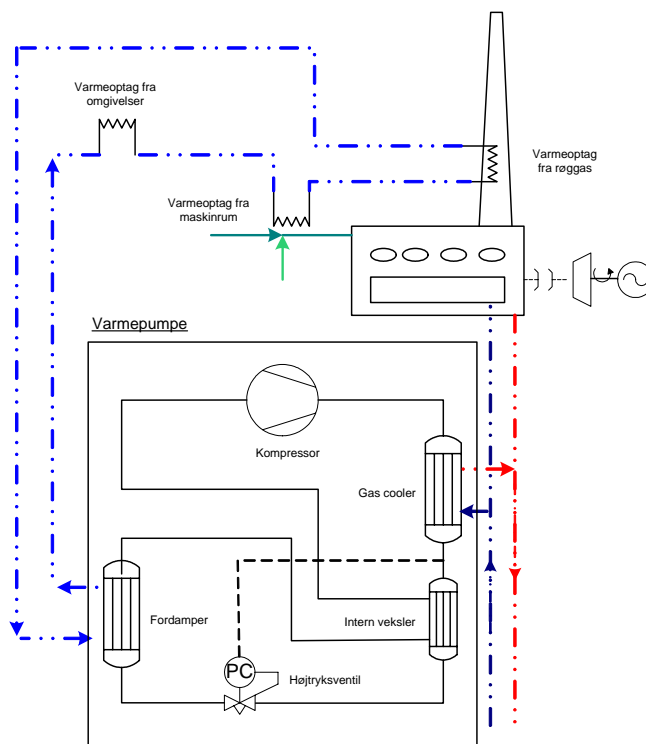
Varmepumpen består af en gaskøler (varmepumpens varmeafgiver), fordamper (varmepumpens varmeoptager) samt en kompressor, en intern varmeveksler og styringsventil. På optagersiden optager varmepumpen spildvarme primært fra røggassen, men varme fra maskinrum og omgivelser kan også anvendes.

Anvendes f.eks. jordslange vil den lavere temperatur af varmekilden medføre en markant reduceret effektivitet af varmepumpen, og løsningen vurderes ikke umiddelbart interessant under nuværende betingelser.

Varmepumpen arbejder i det overkritiske område for CO<sub>2</sub> med et tryk på 115 bar i gaskøleren. Fra gaskøleren ekspanderes CO<sub>2</sub> ned til 50 bar i fordamperen, hvor spildvarme optages.

Den transkritiske varmepumpe med CO<sub>2</sub> som arbejdsmedie er således et simpelt anlæg, men der stilles specielt store krav til design af anlæggets komponenter i relation til høje arbejdstryk (op til 115 bar). Forskellen fra den konventionelle mekaniske varmepumpe ligger i, at den transkritiske varmepumpe ikke har kondensering ved afkøling af gassen på højtrykssiden, men udelukkende afkøling af gassen. Herved opstår der et temperaturglid/afkøling af kølemiddelgassen, der modsvarer det temperaturglid, der ligger på fjernvarmevandets opvarmning fra 40°C til 80°C.

Ud over de høje arbejdstryk ligger der store udfordringer i det termiske design af gaskøleren samt styring af anlægget – beherskes disse discipliner kan der opnås virkningsgrader for varmepumpen, der er langt bedre end alle andre varmepumpeteknologier.



Figur 4.2: Principskitse af varmepumpe og integrationen i det decentrale kraftvarmeanlæg.

Varmepumpen kan enten være el-drevet eller mekanisk drevet. Imidlertid er energifgiften på el så høj, at det bedre kan svare sig at tilkoble varmpumpen mekanisk, hvilket kan implementeres på de fleste gasmotorer (herom senere).

## 5 Design af miniskala industriel varmepumpe

Projektet har taget udgangspunkt i en fuldskala-varmepumpe svarende til en 4 MW<sub>e</sub> gasmotor. På denne størrelse gasmotor kan der hentes ca. 950 kW varme fra røggassen ved afkøling fra 60°C til 30°C. Samtidig anvendes 350 kW mekanisk effekt eller el til at drive varmepumpen, hvilket betyder, at der produceres 1.300-1.400 kW varme svarende til ca. 20% af gasmotorens egen varmeproduktion.

Miniskala-anlægget er imidlertid noget mindre i størrelse med en samlet varmeydelse på ca. 60 kW, men principielt er anlægget opbygget fuldstændig identisk med principperne for det fremtidige fuldskala-anlæg.

Designkonditionerne er:

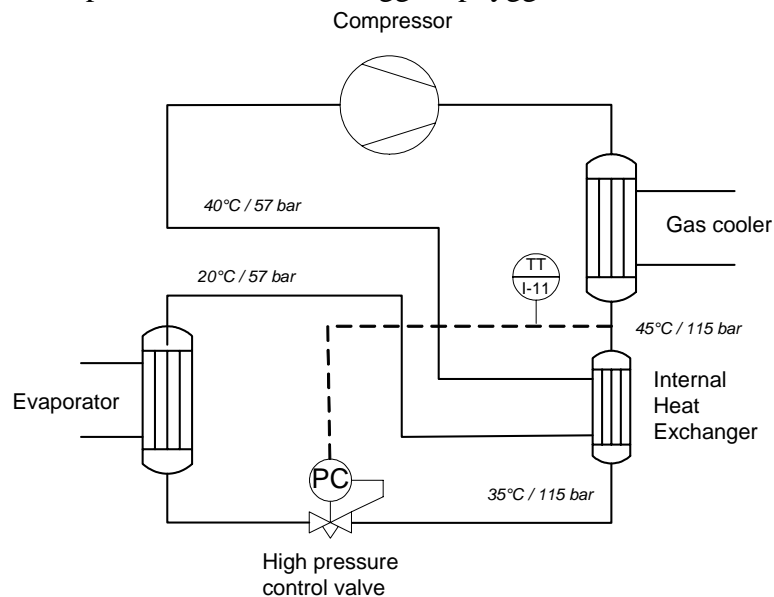
Fordampertemperatur: 20°C/ 56 bar (optager varme ved at afkøle vand fra 30 til 25°C)

Returtemperaturen: 38°C (fjernvarmevand)

Fremløbstemperatur: 80°C (fjernvarmevand)

Driftstryk (højtryk): 115 bar

Principielt er miniskala-anlægget opbygget som vist nedenfor:

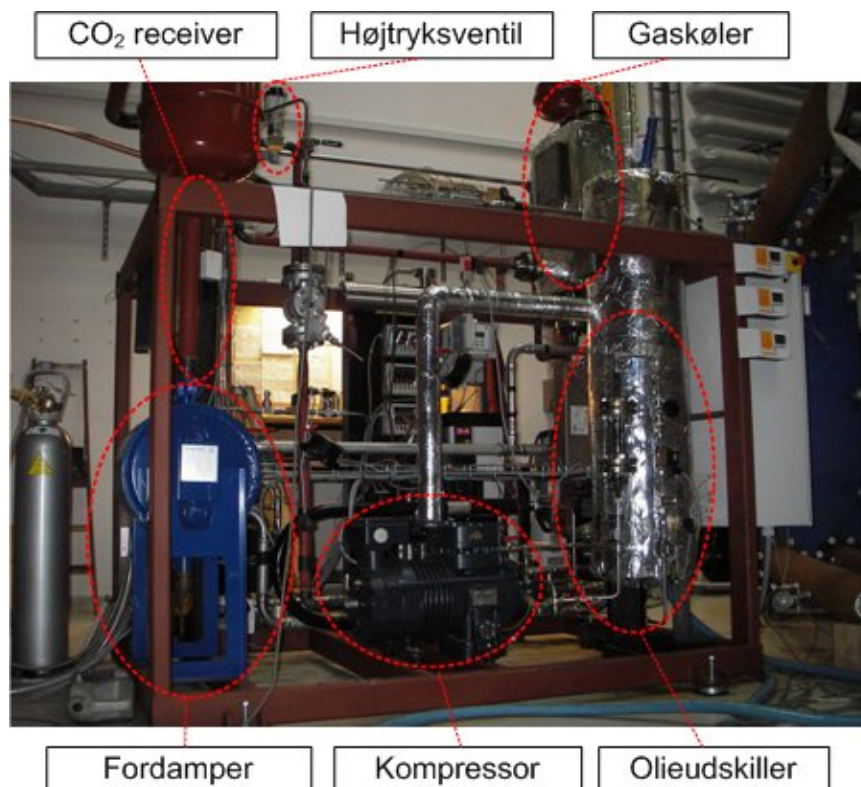


Figur 5.1: TC-HP uden expessor som miniskala-anlæg ved Teknologisk Institut.

Miniskala-anlægget er simpelt opbygget af 5 hovedkomponenter. En kompressor, en gaskøler, en intern varmeveksler, en ekspansionsventil og en fordamper.

Billedet nedenfor viser et billede af miniskala-anlægget.





Figur5.2: Billede af prototypeanlægget ved Teknologisk Institut. Hovedkomponenterne er markeret på billedet.

Prototypeanlægget er opbygget på en ramme med dimensionerne 2000x2000x1500 (hxlxb), hvilket giver god plads mellem komponenterne til eventuelle modifikationer, hvis det viser sig nødvendigt. Komponenterne og rør er udformet i stål og sammenføjet ved svejsning. Den varme side af systemet (afgiversiden) er isoleret for at minimere varmetabet. Specielle pladevarmevekslere anvendes som fordamper og gaskøler, mens kompressoren er en semihermestempelkompressor. Systemets maksimale arbejdstryk er 120 bar på tryksiden og 60 bar på lavtrykssiden. Højtryksventilen er en specielt udviklet elektronisk ventil fra Danfoss. Beholdere (olieudskiller og lavtryksreceiver) er svejste og godkendte til de høje tryk.

De tilgængelige varmekilder og returvandstemperaturen fra det decentrale kraftvarmesystem afgør det optimale driftspunkt.

Fire specifikke forhold skal vurderes, når varmepumper skal designes til anvendelse for CO<sub>2</sub>:

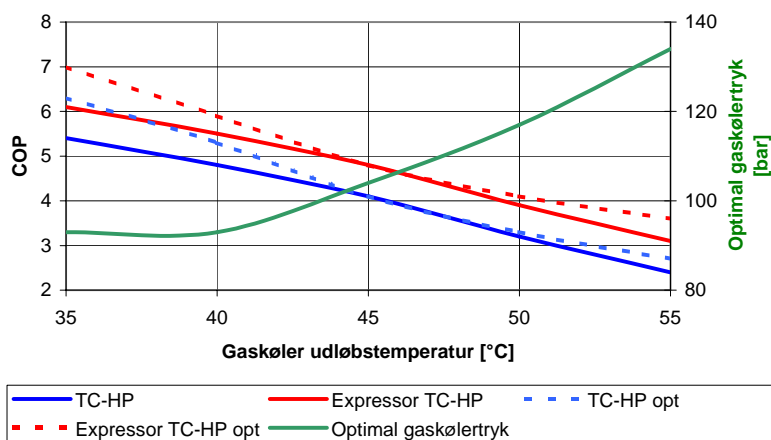
- Modstrømsvarmeveksling i CO<sub>2</sub>-gaskøleren
  - Skal tillade produktion af varmt vand på op til 90°C og samtidig sikre en god afkøling af kølemidler (en analyse af temperaturprofilen på begge sider af varmeveksleren er nødvendig for at designe veksler). Anvendelsen af varmevekslere i KV-systemer stiller krav til vandkvalitet, syreindhold samt maksimalt temperaturniveau.

- Udnyttelse af ekspansionsarbejde
  - Potentialet for COP-forbedring er større og derfor mere attraktivt i sammenligning med traditionelle kølemidler. Denne del er som førnævnt udeladt, da produktionen af ”expressoren” ikke kunne gennemføres inden for dette projekts rammer.
- Optimal COP
  - Valg af gaskølertryk (afhængig af fordampningstemperaturen og CO<sub>2</sub>-udløbstemperaturen af gaskøleren).
  - Valg af intern varmeveksler.
  - Opnåelig fordampertemperatur afhængig af temperaturen af varmekilden.
- Drift af anlægget
  - Sikring af oliekring
  - Sikring af olieretur
  - Styring og overvågning.
  - Støj.

## 5.1 Optimal gaskølertryk og design af gaskøleren

For en CO<sub>2</sub> TC-HP eksisterer et optimalt gaskølertryk, hvor COP'en har en maksimal værdi. Det optimale gaskølertryk afhænger af to parametre, nemlig udløbstemperaturen på gaskøleren og fordampningstemperaturen. Med de varmekilder, som er til rådighed, og som er blevet undersøgt, viser det optimale gaskølertryk (med fast gastemperatur på afgangens af gaskøleren på 45°C) kun lille afhængighed af fordampningstemperaturen.

Udløbstemperaturen på gaskøleren har større indflydelse på det optimale tryk og er bestemt af temperaturen på returvandet fra varmesystemet. Den skal være så lav som mulig, hvis større COP skal opnås. At sænke gaskølerudløbstemperaturen kræver større overhedning på kompressorens sugeside for at give 80°C varmt vand, dvs. effektiviteten af den interne varmeveksler skal forøges.



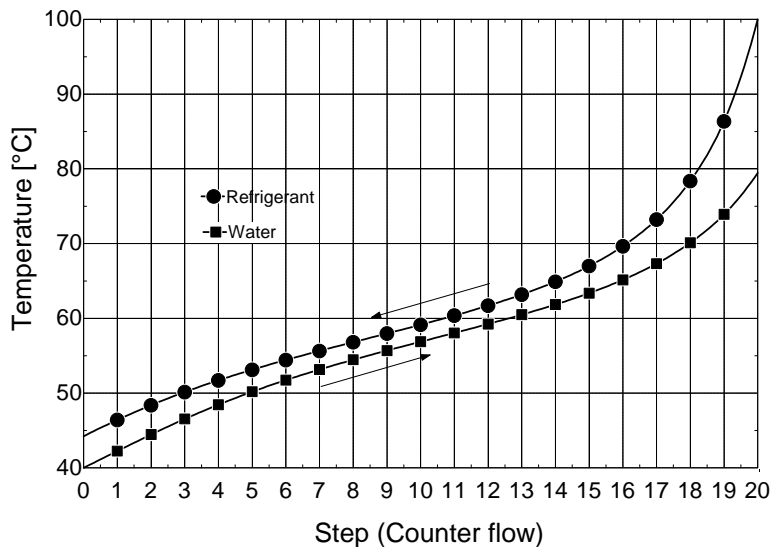
Figur 5.3: Maksimal COP ved optimal gaskølertryk (højre akse) ved fast fordampningstemperatur (20°C).

Figuren 5.3 viser det optimale gaskølertryk (den grønne linie til højre y-akse) og COP'en for hhv. TC-HP med og uden ekspander. De stiplede grafer viser COP'en ved det optimale tryk, mens de fuldt optrukne viser COP'en ved fastholdt tryk.

Flertallet af decentrale kraftvarmeværker har driftsforhold, som tillader gaskølerudløbstemperaturer på mellem 40°C (vinter) og 50°C (sommer). På baggrund af de månedlige driftsprofiler og den faktiske returvandstemperatur kan det største antal driftstimer forventes ved 45°C gaskølerudløbstemperatur. Derfor anses denne temperatur for at være en passende designværdi. Dette betyder, at det optimale tryk skal findes omkring 105 bar.

Kravet til gaskølerens design er, at returvandet fra fjernvarmen kan opvarmes til 80°C. Samtidig ønsker vi afkøle kølemiddelgassen gennem gaskøleren så tæt på returvandets temperatur som muligt. Vha. den interne varmeveksler og det valgte gaskølertryk kan tilgangstemperaturen af kølemiddelgassen påvirkes. En mere effektiv intern varmeveksler og højere gaskølertryk giver højere gastemperatur. Samtidig kan vandstrømmen gennem gaskøleren varieres. Ved mindre vandmængde er det muligt at opvarme vandet mere, men i dette tilfælde bliver afkølingen af gassen også dårligere, og COP'en for varmepumpen falder.

På figuren 5.4 (nedenfor) ses den kombination, der er valgt for testanlægget.



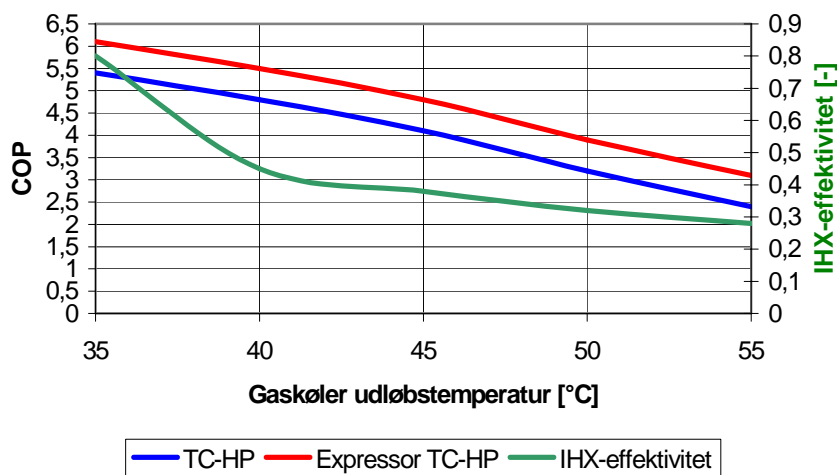
Figur 5.4: Temperaturforholdet på henholdsvis kølemiddelsiden og vandsiden gennem gaskøleren.

For ikke at sænke COP'en for meget, kan vandflowet ikke reduceres mere end højst nødvendigt. Samtidig er temperaturdifferensen midt i gaskøleren meget lille (step 8-12), hvilket koster et stort areal i varmeveksleren. Samlet set vurderes det, at det er muligt at nå vandtemperaturer på 80°C samtidig med at den udgående temperaturdifferens mellem kølemiddel og vand er på 5K.

## 5.2 Optimal COP ved anvendelse af intern varmeveksler

Valg af den interne varmeveksler påvirker COP'en, men også den opnåelige temperatur af det vand der skal opvarmes.

I det tidligere arbejde, der er gennemført, ses at den interne varmeveksler forringer COP, når der anvendes en ekspander i processen. Imidlertid forholder det sig lige modsat, når der ikke anvendes ekspander. Dog er det i alle tilfælde nødvendigt at anvende den interne varmeveksler for at opnå den høje temperatur af trykgassen, der er nødvendig for at opnå den høje vandtemperatur fra varmepumpen.



Figur 5.5: COP-afhængighed på gaskølerudløbstemperaturen ved fast fordampningstemperatur (20°C) og fast gaskølertryk (105 bar). Højre akse: Nødvendig IHX-effektivitet for produktionen af 80°C varmt vand.

IHX-effektiviteten kan reguleres via en bypass gennem en ventil på lavtrykgassiden (for omkostningsreduktion). Ventilen minimerer IHX'ens indflydelse ved at regulere den krævede IHX-effektivitet i overensstemmelse med udløbstemperaturen på det varme vand fra gaskøleren.

## 5.3 Styring af varmepumpen

### 5.3.1 Styring af gaskølertrykket

Det optimale gaskølertryk er beregnet til 105 bar, men kurven for optimal COP er meget flad for tryk højere end 105 bar. For at sikre, at varmepumpen kan nå tilstrækkeligt høje temperaturer, er det derfor besluttet at operere ved konstant gaskølertryk på ca. 115 bar. Dette giver også lidt tolerance i forhold til varierende driftskonditioner.

### 5.3.2 Styling af vandtemperaturen og trykgastemperatur

Et bypass af den interne varmeveksler sikrer en regulering af vandtemperaturen og fungerer samtidig som sikkerhed i forbindelse med for høje trykgastemperaturer.

### 5.3.3 Styling af fordamper og olieretur fra lavtrykssiden

Fordampersiden udformes som et oversvømmet system. Fordamperen designes med shell/plate konfiguration med indbygget separator. Endvidere tilpasses systemets kølemiddelfyldning til applikationen. Driftsbetingelserne er rimelig konstante. Oliereturen sikres gennem et retursystem med afkøler. Der kan både anvendes blandbare og ublandbare olier.

## 5.4 Komponenter til miniskala-anlægget

Der findes flere leverandører af højtrykskompressorer på markedet. Mange af producenterne har dog ikke store kompressorer, men kun små kompressorer for anvendelse til kommerciel køling. Dog findes der 3 leverandører, der producerer større kompressorer. Dette er Dorin, Bock og Bitzer. Der er i dette projekt anvendt en Dorin semihermetisk eldrevet kompressor med slagvolumen på  $10,7 \text{ m}^3/\text{h}$ . Elmotoren er på 18 kW. Den anvendte olie er en opløselig PAG olie.



Figur 5.6: Den anvendte CO<sub>2</sub>-kompressor fra Dorin.

Valget af varmevekslere er vanskeligt primært ud fra de strenge krav til små temperatur-differencer (små tab) samt de høje tryk. På baggrund af ovenstående blev det på et tidligt tidspunkt vurderet nødvendigt at anvende en oversvømmet fordamper (høj effektivitet) og diverse varmevekslertyper er vurderet i forhold til de høje tryk. "Plate and shell" varmevekslerne har pladevarmevekslernes fordel i forhold til kompaktthed og pris, men samtidig rørbundtvekslernes egnethed til anvendelse ved høje tryk. En varmeveksler fra Vahterus er valgt med specifikationer listet i bilag 1.

Kravene til gaskøleren er endnu mere skrappe end til fordamperen. Dette gælder både mht. trykniveau (min. 120 bar) og det termiske design. Umiddelbart ville det i forhold til trykniveauet og den termiske længde være en fordel at vælge en koaksial varmeveksler, men pga. kravene til den termiske effektivitet vil det være umuligt at producere en varmeveksler med tilstrækkeligt areal uden at veksleren ville blive u hensigtsmæssig stor. Pladevarmevekslere kan normalt ikke holde til de høje tryk, men "printed circuit heat exchangers", hvor kanalerne i hver plade er kemisk bearbejdede og pladerne svejst sammen, kan holde til meget høje tryk.



Figur 5.7: Den anvendte fordamper (venstre) og gaskøler (højre).

Netop denne type varmeveksler, som kan leveres fra Heatric, kan således give de egenskaber, der stilles i denne applikation (specifikationer på gaskøleren er listet i bilag 1).

Med udgangspunkt i disse komponenter er miniskala-anlægget opbygget ved Teknologisk Institut. Rørdiagrammet for anlægget kan ses i bilag 2.

## 5.5 TC-HP designspecifikationer (miniskala-anlæg)

Ovenstående underkonklusion vedrører driftsbetingelser og økonomi og kan opsummeres i følgende nøgletal for varmepumpens designspecifikationer.

Designtryk (gaskøler/fordampning):	120 bar/ 60 bar
Trykforhold:	2
Virkningsgrader (isentropisk/volumetrisk):	0,6/ 0,8
Kompressor slagvolumen:	10,7 m <sup>3</sup> /h
Gaskøler trykregulering:	Ingen, 115 bar fast tryk
Kapacitetsregulering:	Ingen, TC-HP i 100% kapacitet ved drift samtidig med gasmotoren
Fordampningstemperatur:	20°C
Fordamper:	CO <sub>2</sub> /water, 60 bar designtryk
Fordampningstrykregulering: (Sikrer fast gaskølertryk)	Konstant 57 bar, (35 bar frostsikring)
Gaskøler udløbstemperatur:	45°C
Gaskøler:	CO <sub>2</sub> /vand, 115 bar designtryk
Varmtvandsproduktionstemperatur:	80°C
IHX-effektivitet:	0,4
IHX:	CO <sub>2</sub> / CO <sub>2</sub> , 120 bar designtryk
IHX-regulering:	Indsugningsgas bypass

## 6 Målinger på prototype varmepumpe

### 6.1 Forsøgsplan for expressorprojekt ved Teknologisk Institut

I praksis vil varmepumpen udsættes for forskellige temperaturer for hhv. optagersiden og afgiversiden (vandtemperaturer og flow). De eneste parametre vi kan styre på varmepumpen er ”højtrykket”, som kan styres vha. højtryksventilen og ”vandets afgangstemperatur”, som styres gennem bypass af den interne varmeveksler.

Der er således fastlagt en forsøgsplan, hvor varmepumpen gennemmåles ved variation af fordampertemperaturen (optager-siden), returtemperaturen på den varme side (afgiversiden) og fremløbet. Endeligt varieres højtrykket. Bypass af den interne varmeveksler er ikke anvendt.

Standardkonditionerne er:

Fordampertemperatur: 20°C

Returtemperaturen: 38°C

Fremløbstemperatur: 80°C

Driftstryk (højtryk): 115 bar

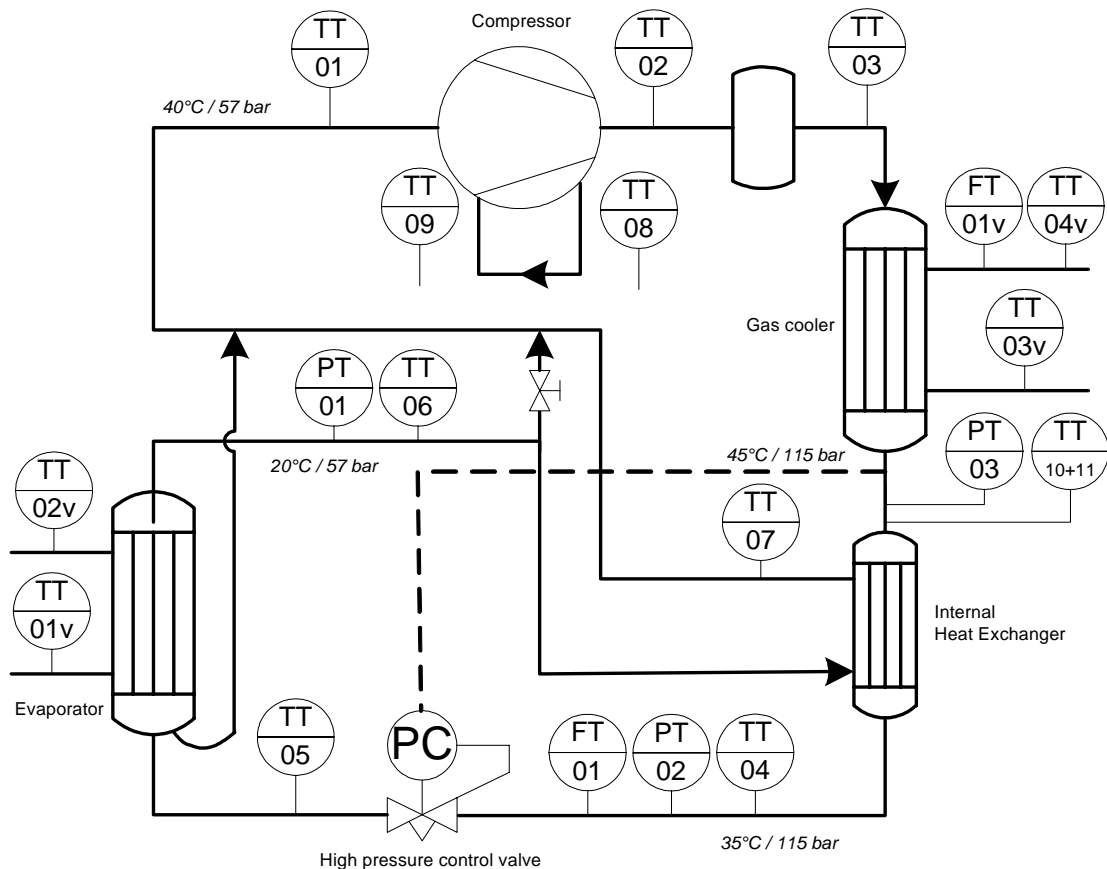
Forsøgsmatricen ses i bilag 3.

### 6.2 Funktionsmålinger

Ud over de skitserede målepunkter i forsøgsmatricen er der en række andre forhold, der er interessante at undersøge vedr. drift og funktion af anlægget. Det drejer sig om procedurer for opstart og nedlukning samt olieafkast og olieretur. Endvidere kunne effekten af bypass af den interne varmeveksler (er ikke gennemført) samt isolering af kompressoren undersøges (er gennemført).

#### 6.2.1 Målepunkter

På figuren nedenfor (også vist i bilag 4) ses placeringen af måleudstyret. Numrene på udstyret kan genfindes på rørdiagrammet samt i forsøgs- og resultatmatricerne. Temperatur (TT) måles med termoelementer ( $\pm 0,2$  K), trykket (PT) med tryktransmittere ( $\pm 0,05$  bar) og flow med corolismåler på kølemiddelsiden ( $\pm 2\%$ ) og magnetisk måler på vandsiden af gaskøleren ( $\pm 3\%$ ). Det elektriske effektoptag til kompressoren måles med en 3-faset effektmåler ( $\pm 2\%$ ).



Figur 6.1: Måleudstyret på miniskala-anlægget.

Det vurderes, at de samlede usikkerheder på de beregnede COP-værdier og varmeydelser ligger på maksimalt 5%.

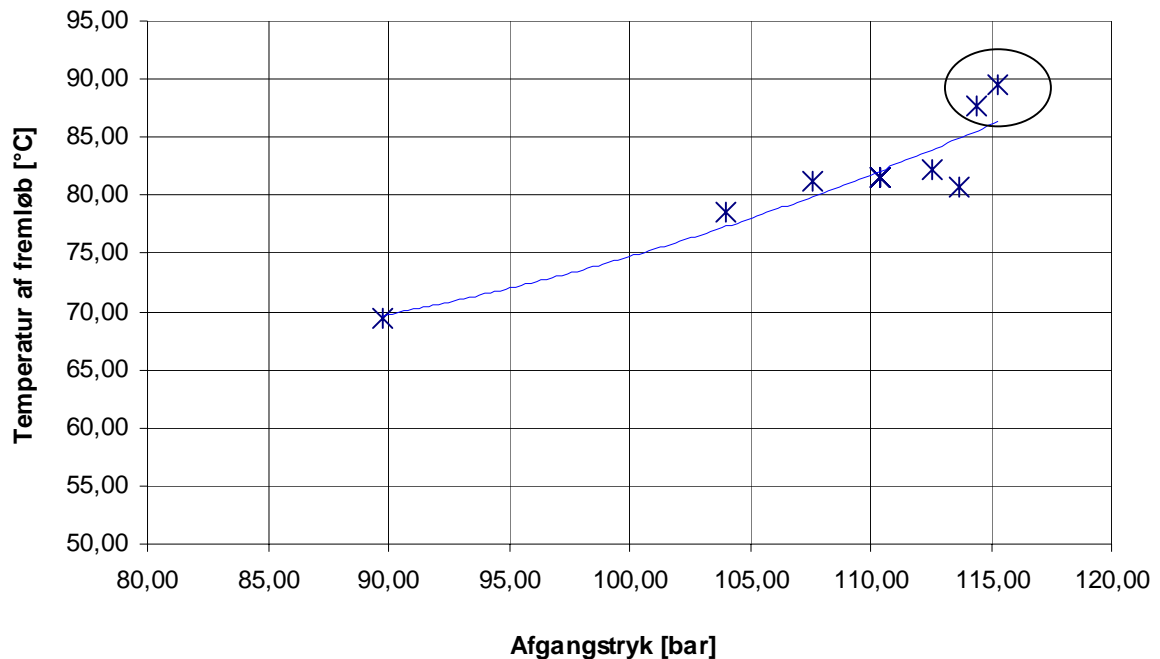
### 6.3 Gennemførelse af målinger

Der er gennemført målinger på det opbyggede laboratorieanlæg i juni og juli måned 2006. Målingerne er forløbet planmæssigt, og anlægget har vist sig nemt at arbejde med. Der er gennemført ca. 20 testkørsler - svarende til testmatricen plus nogle få ekstra tests. Endvidere viste det sig, at vandpumpen på gaskølersiden (den varmeside) var dimensioneret i underkanten af det nødvendige, således at vandflowet var for lille til at gennemføre en række af forsøgene. Således er forsøg 4-7 i forsøgsmatricen ikke gennemført. Endelig var sikkerhedsventilen på lavtrykssiden af anlægget fra producentens side stillet lidt lavere end de 60 bar, den var bestilt til, hvilket betød, at den begyndte at åbne allerede ved 57 bar. Således kunne forsøg 16 med meget høj fordampertemperatur heller ikke gennemføres pga. af trykniveauet. Imidlertid giver de resterende målinger et utroligt godt billede af performance af varmepumpen, og de indhentede data virker meget valide.

I bilag 5 ses en tabel med de vigtigste måledata. På de næste sider vil nogle af hovedkonklusionerne blive trukket frem. Der er behandlet store datamængder, og ikke alle detaljer kan inddrages i denne rapport.



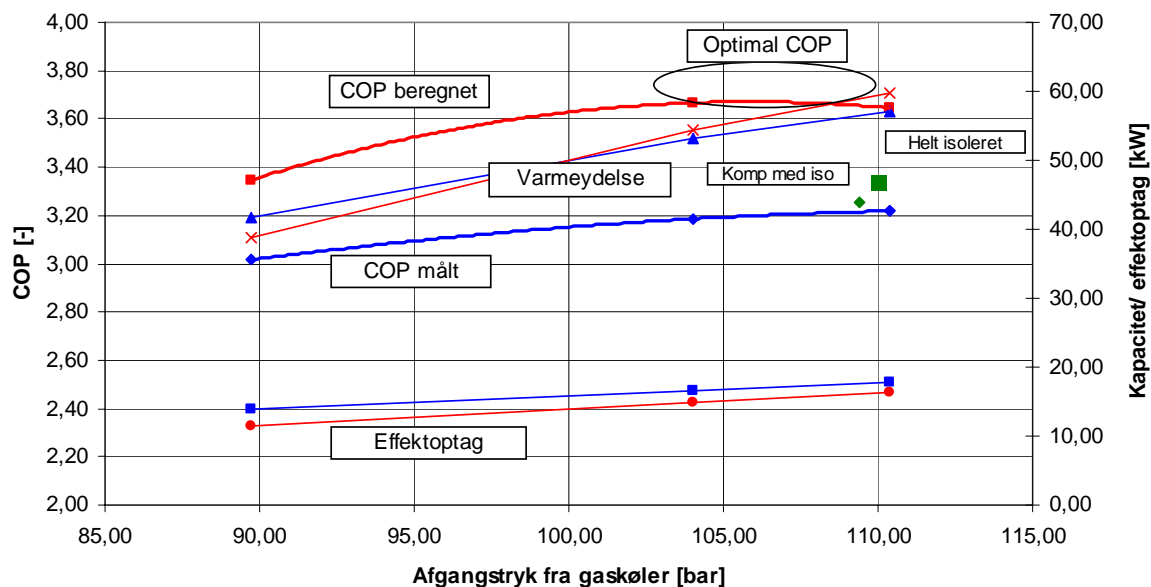
Det første ved laboratorieforsøgene, der var interessant at undersøge, var, om det overhovedet er muligt at nå vandtemperaturer på 80°C eller højere med en den transkritiske CO<sub>2</sub>-varmepumpe. Figuren nedenfor viser, at bekymringer i denne retning er ubegrundende.



Figur 6.2: Vandtemperatur (fremløb) som funktion af gaskølertryk. Cirkel indikerer de højeste opnåede temperaturer af det opvarmede vand.

Alle målingerne på figuren er gennemført med fordampertemperaturer omkring 20°C. Som det ses har afgangstrykket en væsentlig indflydelse på hvilke temperaturer, der kan opnås. Måske lidt overraskende er det kun nødvendigt at køre med afgangstryk omkring 105 bar for at nå 80°C på fremløbet. Endvidere ses det, at man relativt simpelt (ved at hæve afgangstrykket) kan levere vandtemperaturer helt op til 90°C. Dette understreger potentialet for CO<sub>2</sub>-varmepumpen, når der ønskes høje temperaturer.

Figuren nedenfor viser den første dataserie, hvor afgangstrykket fra kompressoren er varieret. For hele serien er fordampertemperaturen holdt omkring 20°C, og vandets returtemperatur til gaskøleren er holdt omkring 38°C. Vandflowet gennem gaskøleren er holdt konstant på ca. 1,2 m<sup>3</sup>/h.



Figur 6.3: COP, ydelse og effektoptag som funktion af gaskølertryk (rød er beregnet og blå er målt).

På figuren ovenfor ses 6 forskellige kurver, hhv. 3 målte og 3 beregnede. Den målte COP vokser med stigende afgangstryk fra kompressoren (som forventet). Det forventede optimale tryk ligger omkring 105 bar, men det ser ud, som om at det ligger en smule højere for testanlægget. Den målte COP toppe ved 110 bar omkring 3,2. Endvidere ses det, at den målte og beregnede varmeydelse fra varmepumpen ligger på samme leje – med en stigende tendens for stigende afgangstryk (også forventet). Dog ligger det målte effektoptag højere end det beregnede, hvilket samlet betyder, at den beregnede COP for varmepumpen ligger noget højere end den målte (3,7 mod 3,2).

For at finde årsagen til den lavere COP er anlægget systematisk gennemgået. Den varme side er isoleret med 20 mm stenuld. Imidlertid er kompressoren og olieudskilleren ikke isoleret. På forsøgsdataene kan vi se, at vi mister ca. 2K på gastemperaturen fra afgang af kompressoren frem til gaskøleren. Med den givne massestrøm og en varmekapacitet på 2,3 kJ/kg svarer dette til ca. 1,4 kW. Endvidere er det samlede varmetab fra kompressoren (stråling og konvektion) omkring 0,9 kW, mens det fra olie køleren er ca. 0,3 kW. Samlet set ligger varmetabet på ca. 2,6 kW, der ved fuld isolering kunne give ca. 4,5% bedre COP. I standard driftssituation vil COP således stige fra 3,2 til 3,34. Dette punkt er lagt ind i figuren ovenfor (stor grøn firkant - "helt isoleret"). Endvidere er der gennemført forsøg med isoleret kompressor, hvor COP'en steg fra 3,2 til 3,26 (lille grøn firkant - "komp med iso").

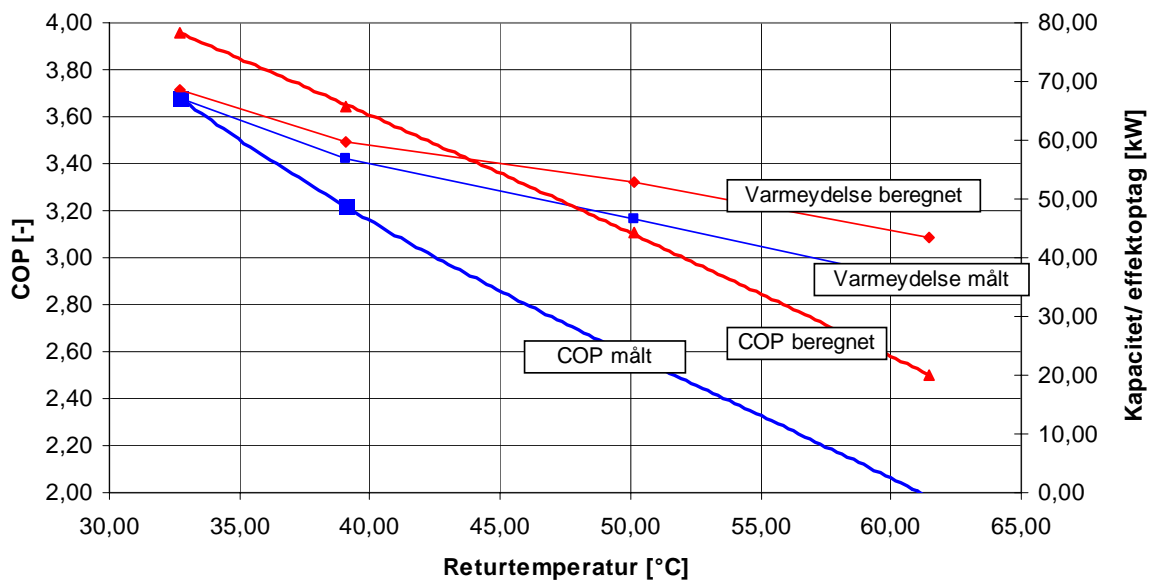
Hele forklaringen på den lavere målte COP sammenlignet med den teoretiske kan dog ikke findes i varmetabet. Tryktabene i anlægget kan også spille en væsentlig rolle. Tryktabet på tryksiden af varmepumpen ligger på omkring 1,5 bar, hvilket er helt efter designet (gaskølerens tryktab alene er beregnet til 0,5 bar). Imidlertid kunne det se ud, som om tryktabet på sugesiden er noget/meget højere end forventet. Her er det nok primært den interne varmeveksler (beregnet til 0,25 bar). Det vurderes, at tryktabet ligger på 3-5 bar (0,8 K/ bar), men desværre er dette tryktab ikke målt.

Endvidere kan man forestille sig, at kompressorens isentropiske virkningsgrad er en smule dårligere, end producenten har oplyst. Det vil også kunne forklare det højere effektoptag. Endelig kan en forklaring være, at den målte temperatur af kølemiddelgassen ud af gaskøleren ikke giver et korrekt billede af den virkelige temperatur. Dette kunne skyldes, at gaskøleren er sammenbygget med den interne varmeveksler, hvor målelommen er lagt som en boring ind i den samlede veksler i grænsen mellem de to varmevekslere. Termisk ledning kan forskyde den målte temperatur 1-3K.

På baggrund af ovenstående og med tilpasning af anlæggets design vil det således være særdeles realistisk at nå 3,7-3,8 i standardkonditionen (COP-værdier, som vi også regner med i andre dele af denne rapport).

I det efterfølgende er der fortsat ikke korrigeret for varmetab, tryktab og virkningsgrader, således at de fremviste målte data er de "ægte" målte data uden korrektioner.

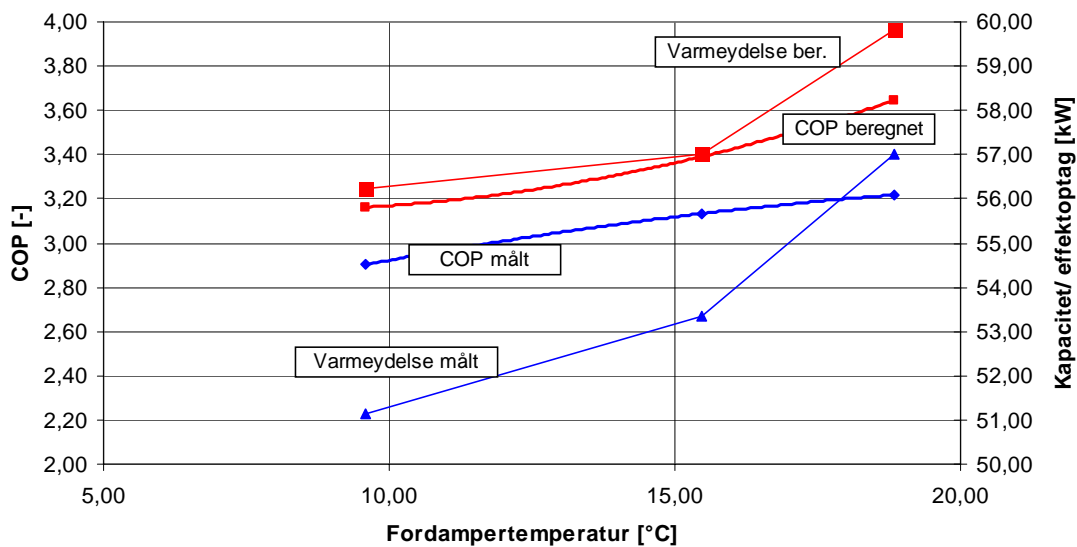
Figuren nedenfor viser returtemperaturens indflydelse på hhv. COP og varmeydelse.



Figur 6.4: COP og ydelse som funktion af returtemperatur (rød er beregnet og blå er målt).

Det ses af ovenstående figur, at både COP og kapacitet falder drastisk med stigende returtemperatur (skyldes kølemidlet termofysiske egenskaber). Således er varmepumpens performance meget afhængig af afkølingen af fjernvarmevandet, hvilket i øvrigt i nogen udstrækning også gælder for en gasmotor.

Endeligt vises nedenfor COP, og varmeydelsens afhængighed af fordampertemperaturen.



Figur 6.5: COP og ydelse som funktion af fordampertemperatur (rød er beregnet og blå er målt).

Der kan være situationer, hvor varmekilder ved en tilstrækkelig høj temperatur ikke er eksisterende. I disse situationer kan der hentes varme ved lavere temperaturniveauer ved at køre varmepumpen ved lavere fordampertemperatur. Imidlertid går dette noget ud over varmepumpens COP og ydelse. COP'en falder fra ca. 3,2 ved 20°C til 2,9 ved 10°C i fordampertemperatur.

## 6.4 Funktion af anlæggets varmevekslere

### Fordamperen

Der er gennemført målinger på fordamperen med følgende gennemsnitlige data:

Ydelse: 40,22 kW

Temperatur af vand ind: 28,75°C

Temperatur af vand ud: 24,38°C

Fordampertemperatur: 19,81°C

Massestrøm af vandet: 2,195 kg/s

LMTD: 5,725 K (logaritmisk middeltemperaturdifferens)

Dette giver en UA-værdi på 7025 W/K. Producenten har specificeret 8144 W/K. Dette må siges at være tilfredsstillende.

### Gaskøleren

#### Målinger:

Ydelse: 57 kW

Trykgas ind: 105,1°C

Gas ud: 43,4°C

Retur vand: 39,04°C

Fremløb: 81,61°C

Massestrøm CO<sub>2</sub>: 0,30 kg/s

Massestrøm vand: 0,32 kg/s

Effektivitet: 93,3%

#### Specifikation:

Ydelse: 65 kW

Trykgas ind: 100°C

Gas ud: 45°C

Retur vand: 40°C

Fremløb: 80°C

Massestrøm CO<sub>2</sub>: 0,38 kg/s

Massestrøm vand: 0,39 kg/s

Effektivitet: 91,6%

For gaskøleren har vi både på vandsiden og kølemiddelsiden store temperaturglid, og stofdata såsom varmekapacitet og densitet er meget varierende hen gennem varmeveksleren. Dette betyder, at man ikke umiddelbart kan kontrollere data for gaskøleren (det giver ikke mening at udregne LMTD), men umiddelbart ligger den tæt op ad specifikationen, og en simpelt beregnet effektivitet ligger meget flot.

#### Intern varmeveksler

Effektiviteten af den interne veksler ligger omkring 0,5 mod 0,4 specificeret. Dog vurderes tryktabet på sugesiden at være for højt.

### **6.5 Opstart, drift og stop af anlægget under testene**

#### Opstart

Opstartsprocedure er i udgangspunktet gennemført som nedenfor beskrevet og det ser ud som om, det fungerer fint:

- 1) Fuldt åben højtryksventil
- 2) Opstart af vandpumpe og den varme side (fjernvarmesiden)
- 3) Opstart af kompressor
- 4) Start af vandpumper på fordampersiden (optagersiden)
- 5) Luk for højtryksventil (højtryk ca. 90-100 bar)
- 6) Åben for olieretur fra olieudskiller
- 7) Evt. åben for olieretur fra lavtrykssiden

Opstart med hhv. åben og delvist lukket højtryksventil undersøges mht. kompressorens startstrøm.

#### Nedlukning

Ved nedlukning af anlægget anvendes ovenstående liste i omvendt rækkefølge.

#### Olie og olieretur

Olieafkastet fra kompressoren er vurderet. Dette er gjort ved at afspærre returen fra olieudskilleren og vurdere, hvor hurtigt olien ”synker” i skueglasset i kompressoren. Endvidere er effektiviteten af olieudskilleren undersøgt. Det vurderes, hvor meget olie, der slipper igennem til lavtrykssiden. Dettens gøres ved at have styr på, hvor meget olie, der påfyldes ved opstart. Efter drift på f.eks. 5 timer tømmes kompressor og olieudskiller. Den resterende olie må ligge på lavtrykssiden. På denne baggrund er kompressorens olieafkast målt til 2% af massestrømmen af kølemiddel, mens olieafkastet fra olieudskilleren er målt til 0,2%.

Returen fra lavtrykssiden undersøges visuelt ved at anvende påmonterede skueglas. Det har under drift vist sig, at oliereturen fungerer efter hensigten.

### Bypass af den interne veksler

Vi har på forsøgsanlægget mulighed for at anvende et bypass omkring den interne varmeveksler, således at gassen på lavtrykssiden kan køres uden om denne varmeveksler. Dette bypass er ikke undersøgt i dette projekt.

### Isolering af kompressor

Der er olieøling på kompressoren, men det undersøges, hvorledes kompressoren opfører sig ved isolering af denne. Det vides ikke nøjagtigt, om kompressoren/ motoren kan tåle at blive isoleret. Der er placeret temperatursensorer på topstykket og motorhuset. Olietemperaturen måles også. Målingerne viser, at kompressoren kun marginalt bliver varmere (1-2K), når effektiv olieøling sikres. Endvidere er "temperaturtabet" fra kompressor til gaskøler reduceret med 0,5K. Det vurderes således, at det vil være en fordel at isolere kompressoren i fuldskala, uden at det vil have konsekvenser for pålideligheden af kompressoren. Det er tidligere vist, at COP forbedres med ca. 4,5% ved isolering af både kompressor og olieudskiller.

## 7 Fuldskala-varmepumpens integration i kraftvarmeverket

Ved integration af mekaniske varmepumper i kraftvarmeverker er det vigtigt at holde sig til om værket producerer varme til rumopvarmning eller til proces. Anvendes varmen til rumopvarmning skal der betales energifgift af den elektricitet, der evt. skal anvendes til at drive varmepumpen, og i dette tilfælde vil afgiften være så høj, at rentabiliteten af varmepumpen vil falde væsentligt. Derfor vil man på decentrale kraftvarmeverker (rumopvarmning) drive varmepumpen direkte af gasmotoren, mens man på industrielle kraftvarmeverker (proces) vil drive varmepumpen med en elektrisk motor.

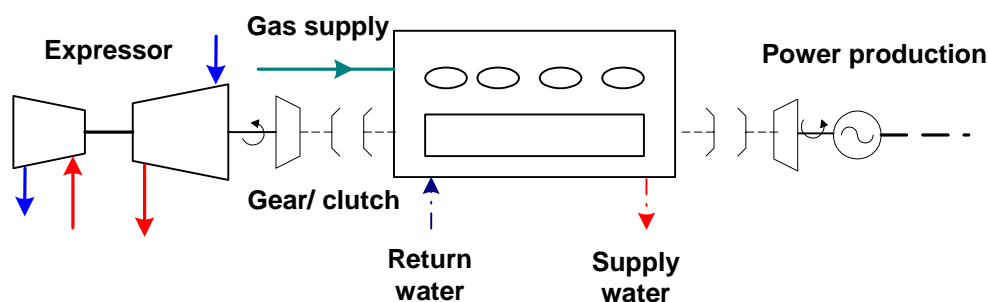
### 7.1 Integration med gasmotoren - mekanisk kraftoverførsel

På grund af det gældende danske afgiftssystem vil det være nødvendigt, hvis der skal være selskabsøkonomisk rentabilitet i varmepumpeteknologi, at overføre den nødvendige mekaniske effekt til varmepumpen på anden vis end med en elmotor, når vi taler decentral kraftvarme. Projektgruppen har på denne baggrund set på forskellige løsninger for mekanisk kraftoverførsel, som kan tilføre varmepumpen den nødvendige effekt. De løsninger, der vil blive undersøgt, er følgende:

- Remtræk
- Direkte træk via aksel
- Hydraulisk træk via hydraulikpumpe/motor.

Den nødvendige effekt, som skal overføres fra motor til varmepumpe, forventes at ligge på ca. 10 % af hovedmotorens akseffekt.

Den direkte drevne varmepumpe kan arrangeres som vist på nedenstående figur.



Figur 7.1: Kobling af varmepumpe direkte til gasmotoren gennem kobling og gear.

I det følgende beskrives de forskellige løsningsmuligheder samt de fordele/ulemper, der er forbundet med installation og drift af den enkelte løsningsmodel.

### Remtræk

Projektgruppen har arbejdet med en remtræksløsning, som via et antal remme overfører mekanisk kraft fra akslen mellem motor og generator. Remtrækket udmærker sig ved at have pæne virkningsgrader på 95-98%, men projektgruppen har besluttet at forkaste løsningen pga. problemer med remskift samt en u hensigtsmæssig lejebelastning mellem motor og generator. Herudover vil løsningen kræve, at kompressoren placeres over generatoren, hvilket ikke alle steder er optimalt.

### Direkte træk via aksel

Projektgruppen har haft kontakt til de 3 ledende gasmotorleverandører i Danmark Rolls Royce, Caterpillar og GE Jenbacher, for at undersøge mulighederne for udtag af mekanisk kraft fra gasmotorerne.

Rolls Royce og Caterpillar motorerne er såkaldte "Marine motorer", hvilket vil sige, de fra grunden er udlagt som kraftmaskiner til skibe m.m. Dette betyder, at de er designet og konstrueret til, at der kan tages mekanisk kraft ud af begge ender på motorerne. Ved relativt små ændringer i fronten af motorerne fra Rolls Royce og Caterpillar kan der via en aksel udtages mere end 10% af akseffekten.

GE Jenbacher motorerne har ikke denne mulighed, hvorfor et evt. kraftudtag vil medføre, at der skal isættes en forlænget generatoraksel samt monteres en leje til optag af de radielle kræfter. Denne løsning er dyrere og vanskeligere at implementere på kraftvarmeværkerne pga. de ofte trange pladsforhold i motorrummene.

En af ulemperne ved det direkte træk er, at der skal indbygges et gear mellem motor og varmpumpe på de langsomtgående gasmotorer dvs. Rolls Royce motorerne samt de store Caterpillar motorer, idet varmpumpen i standardudgaven udlægges til 1500 o/min. Da der ønskes fleksibilitet med hensyn til ind- og udkobling af varmpumpen, vil dette kræve en kobling mellem motor og varmpumpe.

Projektgruppen har fra Rolls Royce fået oplyst, at montering af en trækaksel i fronten af en 3 MW gasmotor kan udføres for kr. 350.000,- ekskl. moms. Arbejdet forventes at tage 2 arbejdsdage.

Det er projektgruppens vurdering, at pladsforholdene på de fleste værker ikke tillader installation af trækaksel, gear, kobling og varmpumpe umiddelbart foran gasmotorerne, men hvor pladsforholdene er til stede, er det absolut en brugbar løsning.

### Hydraulisk træk via hydraulikpumpe/motor

Ved at kombinere trækakslen monteret i fronten af gasmotorerne fra Rolls Royce og Caterpillar med en hydraulikpumpe samt en hydraulikmotor monteret på varmpumpens kompressor fås - efter projektgruppens opfattelse - det optimale system mht. installation og fleksibilitet. Systemets mekaniske effektivitet vil ligge på ca. 85%, og da den udviklede varme for en stor dels vedkommende vil kunne tilføres kraftvarmeanlæggets varmesystem og dermed blive nyttiggjort, vil systemets samlede effektivitet blive særdeles høj.



Den samlede pris for det hydrauliske træk til en 3 MW gasmotor vil ligge på ca. 650.000,- kr. ekskl. moms (inkl. trækaksel).

Systemet har følgende fordele:

- optager kun ganske lidt plads foran hovedmotoren
- varmpumpen kan placeres uden for motorcellen
- varmpumpen kan udkobles blot ved bypass af hydraulikflowet omkring hydraulikmotoren
- gennemprøvet og robust teknologi.

Systemet har følgende ulemper:

- relativ høj anlægspris
- varmetab fra hydraulikpumpen ved udkoblet varmpumpe
- tab ved transmission af mekanisk kraft.

Projektgruppens konklusion er, at det teknisk vil kunne lade sig gøre at drive varmpumpen gennem direkte træk på gasmotoren, men at omkostningerne hertil skal medregnes i den totale rentabilitetsanalyse.

#### Direkte drevet af separat gasmotor

Projektgruppen har haft kontakt til Nissen Energiteknik A/S, for at undersøge mulighederne for at trække varmpumpen med en separat gasmotor på 400 kW. Denne løsning tager udgangspunkt i en 400 kW gasmotor opbygget på bundramme med kobling og varmpumpe monteret i bulderhus incl. lyddæmpere, vekslere og ventilationsanlæg.

På baggrund af de indhentede priser forventes denne træk-løsning, at kunne etableres for ca. kr. 1.770.000,- excl. moms altså ca. 1 mio. kr dyrere end træk via akse til hovedmotor.

Fordelene ved dette system er en fuldstændig uafhængighed af hovedmotorens drift, samt mulighed for at kunne optage varme i perioder, hvor kraftvarmeanlægget er stoppet. Anlægsløsningen har herudover en stor fleksibilitet med hensyn til indpasning på det enkelte værk.

Det er projektgruppens vurdering, at denne løsning pga. den høje pris ikke vil finde stor udbredelse på værkerne.

## **7.2 Tilgængelige varmekilder**

Som ved alle varmpumper er det fordelagtigt for COP'en, hvis varmekilder med høje temperaturer kan anvendes i forbindelse med varmpumpefordamperen.

De mulige varmeoptagersystemer til TC-HP'en er blevet evalueret af den mængde varme, der er til rådighed og varmens temperaturniveau. Den følgende liste indeholder varmekilder i prioriteret rækkefølge.

Spildvarmekilder fra gasmotoren:

- Røggaskøling og kondensering: ca. 18% af el-produktionen kan bruges ved køling fra 60°C til 30°C svarende til ca. 720 kW for en 4 MW gasmotor.
- Ventilation og varmestråling fra motor: ca. 7% af el-produktionen er til rådighed ved en temperatur på 40°C.
- TC-HP-oliekøler: videre driftsdetaljer kræves for at indgå i undersøgelsen, men kan udgøre 10% til 15% af varmepumpernes varmekapacitet.
- 2. ladelufttrin: kan give ca. 3% af eleffekt ved 35°C.
- Kedlen: potentiel varmekilde – ikke vurderet nærmere i dette projekt.

I alt er ca. 25-28% af elproduktionen til rådighed ved et fordelagtigt temperaturniveau. Den øverste fordampningstemperatur er begrænset af den laveste tilladelige røggastemperatur.

Drift med en røggasudløbstemperatur på min. 30°C svarer til en fordampningstemperatur på ca. 20°C.

Varmekilder i omgivelserne:

- Jordslange: Reduceret COP ved drift om vinteren. Reduceret COP sammenlignet med 20°C fordampning (fra 3,8 til 2,4). Store investeringsomkostninger.
- Omgivende vand ved 7°C: Reduceret COP sammenlignet med 20°C fordampning.
- Luft: Betydelig reduktion af COP ved drift om vinteren med en fordampningsdesign-temperatur på ned til -20°C. Herudover haves her en problematik omkring afrimning af fordampningen.
- Geotermisk kilde: Acceptabel COP sammenlignet med 20°C fordampning. Forbudt i nogle områder, store investeringsomkostninger.

Brugen af varmekilder i omgivelserne kræver forøget reguleringskompleksitet af varmepumpedriften udtrykt i kapacitetsreguleringen af varmepumpen og optimal COP-gaskølertryk på grund af sæsonmæssig afhængighed af fordampningstemperaturen.

Fordelen ved at anvende varmekilder i omgivelserne skal vurderes i relation til den optimale størrelse af varmepumpe, dvs. varmepumpens mest fordelagtige varmeoptag, og kræver særskilt analyse.

## 8 Beregningsmodel og økonomisk analyse ved integration af varmepumper i kraftvarmeværker

Siden starten af dette projekt er der sket væsentlige ændringer i lovgivningen, som regulerer kraftvarmeområdet, samt store ændringer i de øvrige vilkår for kraftvarmemarkedet, som i betydelig grad påvirker projektets økonomi og muligheder i øvrigt for en kommercialisering.

Markedsvilkårene (L 495 af 9. juni 2004) for elsalg er introduceret for de store værker over 10 MW, og endvidere er der for de store værker (over 20 MW indfyret) indført CO<sub>2</sub>-kvoter, der også kan påvirke værkets økonomi væsentligt. Endvidere er reguleringsmarkedet (op- og nedregulering af el-produktion) ved at blive sat i rammer, og der er i perioden blevet vedtaget ny lovgivning omkring reduktion af elafgiften ved brug af el til varmfremstilling på kraftvarmeværker L 81 af 21. december 2005.

Alt i alt er værkerne i stor udstrækning påvirket af mange udefra kommende faktorer, hvilket taler for at værker inkorporerer fleksibilitet i deres produktion af varme og el.

I det følgende vil disse ”ydre” påvirkninger blive beskrevet set i sammenhæng med, hvordan de påvirker varmepumpeprojektets vilkår og herunder mulighederne for at få et gennembrud for varmepumpeteknologien på de decentrale kraftvarmeværker.

### 8.1 Overgang til markedsvilkår - elsalg

Lov nr. 495 af 9. juni 2004 fastsætter regler og vilkår for overgang til markedsvilkår for decentrale kraftvarmeværker. Reglerne er udmøntet således, at anlæg større end 10 MW-el skal overgå til markedsvilkår senest 1. januar 2005, og anlæg større end 5 MW-el skal senest overgå til markedsvilkår den 1. januar 2007.

Loven er udformet således, at alle decentrale kraftvarmeværker er sikret økonomisk i en år-række, idet Staten yder et fast produktionsuafhængigt tilskud, som fastsættes på baggrund af udviklingen i spotmarkedsprisen.

Overgangen fra 3-ledstariffen til markedsvilkår, hvor den til enhver tid gældende spot-pris gælder, er også beskrevet i en tidligere rapport<sup>4</sup>. På baggrund af den beskrevne lovgivning/kompensering gøres KV-værkerne uafhængige af prisudviklingen for elsalg. Dette sker gennem et tillæg på 8 øre pr. kWh<sub>e</sub> for de første 8.000 MWh produceret (gælder kun fjernvarmeproduktion). Desuden beregnes et grundtilskud på baggrund af differensen mellem værkets elsalg i 2001 og 2002 ved 3-ledstariffen sammenholdt med el-salget de samme år under spotmarkedet. Endeligt anvendes en ”tilskudsmultiplikator” (0-1.4), der korrigerer grundtilskuddet afhængig af den nutidige gennemsnitlige (pr. måned) spotpris.

---

<sup>4</sup> Anvendelse af transkritiske CO<sub>2</sub>-varmepumper til varmtvandsproduktion i kraftvarmeværker, april 2005.

Dette skulle sikre værkernes økonomiske rentabilitet, men det ses dog, at den gennemsnitlige elpris er faldet for værker, der på 3-ledstariffen, har været gode til at optimere driften i spids- og højlastperioderne. Dette betyder, at rentabiliteten af mekaniske varmepumper er forbedret.

Lovgivningen har medført, at værker større end 10 MW-el nu producerer el efter el-markedets prissignaler (spotprisen).

Set i relation til varmepumpedrift vil overgangen til markedsvilkår sandsynligvis have en positiv effekt, idet værkerne er sikret det produktionsuafhængige tilskud, som lægger bund under økonomien i tilfælde af reduceret drift på motoranlægget. Det er dog vanskeligt at forudsige driftsforholdene på værker med varmepumpe, idet varmepumpen vil reducere den marginale el-produktionspris pga. højere effektivitet, men samtidig vil den mulige driftstid blive reduceret pga. højere varmeproduktion. Generelt gælder, at jo højere elafregningsprisen er, jo dårligere driftsøkonomi vil varmepumpen få.

Elsport-markedsprisen (månedsgennemsnit) er i de sidste 2 år steget fra 201,- kr./MWh til 360,- kr./MWh (DK-vest, juli 2006) – en stigning på 79%. Stigningen skyldes hovedsageligt højere energipriser, CO<sub>2</sub>-kvotesystemets indførelse samt vandmangel i de norske og svenske vandmagasiner. I de videre beregninger nedenfor anvendes 300 kr./MWh som en realistisk gennemsnitlig salgspris.

Høje elpriser påvirker, som nævnt, varmepumpeprojektet negativt, idet den manglende el-produktion ved varmepumpedrift giver et større tab ved høje elpriser. Dette forudsætter imidlertid uændret varmegrundlag for kraftvarmeproduktion samt tidligere fuld kraftvarmeudnyttelse. En sådan driftsform på de decentrale kraftvarmeverker forventes ikke i dag, da mange værker undlader kraftvarmeproduktion i lavlastperioden. Det må derfor forventes, at den lavere marginale el-produktionspris, som varmepumpen vil medføre, vil give værkerne et incitament til at ville køre flere timer om året, og dermed få en bedre driftsøkonomi.

Treledstariffen reguleres efter kulprisen og nettoprisindekset. For hver af de 3 tidsperioder i døgnet beregnes en pris afhængig af anlægs- og driftsomkostningerne ved et referenceværk samt sparede netomkostninger og ledningstab. I de sidste 2 år har treledstariffen stort set været uændret i lavlast (210,- kr./MWh) og højlast (454,- kr./MWh), hvorimod den i spidslast er steget fra 575,- kr./MWh til 608,- kr./MWh – en stigning på kun 6%.

Med dagens treledstarif vil ingen naturgasfyrede kraftvarmeverker kunne drives med driftsøkonomisk fordel i lavlasttiden, idet den typiske marginale el-produktionspris på et naturgasfyret gasmotoranlæg vil ligge i størrelsesordenen 270,- til 300,- kr./MWh med naturgasbaseret back-up kedel.

Ved installation af en varmepumpe vil den marginale el-produktionspris typisk falde til mellem ca. 180,- og 200,- kr./MWh. Dette er selvfølgelig meget værksspecifikt og gælder langt fra alle værker. Men som det ses, vil man opnå et større incitament for de decentrale kraftvarmeverker til at producere el.

## 8.2 Elkøb og elafgifter

For eldrevne kompressionsvarmepumper vil det være nødvendigt at købe elektriciteten. Elektriciteten skal købes på markedet (spot) tillagt diverse afgifter. Principielt kan man sige, at værket jo selv producerer elektriciteten, men alligevel skal der paradoksalt nok betales afgifter. Ved anvendelse af varmen til rumopvarmning skal der betales energiafgift. Det viser sig dog, at energiafgiften på el i forbindelse med rumopvarmning er så høj, at det ikke kan svare sig at drive varmepumpen elektrisk.

Energi- og CO<sub>2</sub>-afgifter på elektricitet giver sammenlagt 62,6 øre/kWh el. Sammenlignet er energi- og CO<sub>2</sub>-afgifterne på gas 20,3 øre/ kWh. Man kan nu gennemføre nedenstående hypotetiske regnestykke” for at illustrere ”besparelsen” ved at koble varmepumpen direkte på gasmotoren.

Pr. kWh gasforbrug (beregnet ved nedre brændværdi) fås ca. 0,35 kWh el og 0,57 kWh varme (en total virkningsgrad på 92%). Fordeles afgiften mellem både varme og el fås at de samlede afgifter på el ligger nede omkring 22 øre. De 22 øre skal sammenlignes med de 62,6 øre i afgift pr. kWh<sub>e</sub>. Det er netop denne afgiftsforskel, der gør, at det kan betale sig at koble varmepumpen direkte på gasmotoren, når der er tale om rumopvarmning.

For decentral kraftvarme skal man ud over energi- og CO<sub>2</sub>-afgifter betale netafgifter (øvre og nedre nettarif) samt PSO-bidrag og:

Decentral kraftvarme:		
Nettarif (øvre+nedre):	100%	ca. 15 øre
PSO-bidrag:	100%	6 øre
Energiafgift:	100%	53,6 øre
CO <sub>2</sub> -afgift:	100%	9 øre
El-distributionsafgift:	100%	4 øre

Svarende til samlet ca. 88 øre.

El-pris (øre/kWh)	B-kunder, højspænding			B-kunder, lavspænding		
	Lavlast	Højlast	Spidslast	Lavlast	Højlast	Spidslast
Nettarif	8,86	9,23	9,51	9,45	9,87	10,21
Nettarif 400, 150, 60 kV (inkl. systemtarif 2,30 øre/kWh)	5,54	5,54	5,54	5,54	5,54	5,54
PSO	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00
Scanenergi Elsalg (Kvartals-el)*	38,62	38,62	38,62	38,62	38,62	38,62
El-afgift	53,60	53,60	53,60	53,60	53,60	53,60
CO <sub>2</sub> -afgift	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00	9,00
El-distributionsafgift	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	53,60
<b>Samlet kWh-pris</b>	<b>125,62</b>	<b>125,99</b>	<b>126,27</b>	<b>126,21</b>	<b>126,63</b>	<b>126,97</b>

Figur 8.1: Dump fra Energimidt's hjemmeside, <http://www.encon.dk/emweb>

I forbindelse med varmeproduktion til proces fritages elektriciteten for energiafgifter og delvist fra CO<sub>2</sub>-afgift.

Industriel kraftvarme:		
Nettarif (øvre+nedre):	100%	ca. 15 øre (kan forhandles)
PSO-bidrag:	100%	6 øre (fritagelse ved nettoafregning)
Energiafgift:	0%	0 øre
CO <sub>2</sub> -afgift:	25%	2,25 øre
El-distributionsafgift:	25%	1 øre

Svarende til samlet ca. 24 øre, men vi regner senere med 10 øre, da det er oplyst at der indgås aftaler på de samlede afgifter på industriel kraftvarme. Elpriser vil man kunne finde ved henvendelse til det lokale elselskab.

Lov nr. 81 af 21. december 2005 fastsætter regler og vilkår for reduktion af energiafgiften på el ved produktion af varme baseret på el på decentrale kraftvarmeværker. Afgiftsrefusionen på den elbaserede varmeproduktion kan kun ydes, når kraftvarmeanlægget er ude af drift. Afgiftsreduktionen er beregnet således, at den er provenuneutral for statskassen set i relation til en tilsvarende varmeproduktion på f.eks. naturgas. Energiafgiften reduceres fra 57,7 øre/kWh til 18 øre/kWh (50,- kr./GJ-varme). Som det bemærkes, er elafgiften beregnet ud fra varmesiden, og dette forhold er til stor skade for varmepumpeteknologiens muligheder for et gennembrud, idet varmepumpen typisk producerer 3-4 gange mere varme end optaget el. Lovgivningen tilgodeser derfor ikke eldrevne varmepumper, men kun de mindre effektive elpatroner, som indtil videre har fået en relativ begrænset udbredelse.

### 8.3 Gasomkostninger og afgifter

Prisen på olie og naturgas er i projektperioden steget voldsomt. I de sidste 2 år er prisen på naturgas steget fra 1,70 kr./Nm<sup>3</sup> til 2,60 kr./Nm<sup>3</sup> – en stigning på 52 %. En stigning i prisen på primærbrændslet af denne størrelsesorden påvirker økonomien voldsomt på de decentrale kraftvarmeværker. Konsekvensen har været, at en større del af varmebehovet er blevet produceret på gaskedler eller på andre og billigere brændsler f.eks. flis/træpiller m.m.

Set i relation til varmepumpeprojektet vil stigende priser på primærbrændslet forbedre vilkår og økonomi ved varmepumpedrift, idet udnyttelsen af brændslet forbedres markant.

Der er i dette projekt regnet med en gaspris på 2,45 kr./ Nm<sup>3</sup> svarende til ca. 22,3 øre/ kWh med en brandværdi på 11 kWh/Nm<sup>3</sup>.

Ved KV-produktion er den del af gasmængden, der anvendes til el-produktion, afgiftsfritaget. For at beregne denne gasmængde anvendes at elproduktionen delt med 0,65 er afgiftsfritaget.

For decentral kraftvarme, hvor varmen anvendes til boligopvarmning, skal der betales fuld energiafgift og CO<sub>2</sub>-afgift. For anvendelse af varme til tung proces, f.eks. i forbindelse med drift af væksthuse, betales der ikke energiafgift og CO<sub>2</sub>-afgiften er reduceret til 5/18.

CO<sub>2</sub>-afgiften på gas ligger på 0,198 kr./Nm<sup>3</sup>, mens energiafgiften er 2,042 kr./Nm<sup>3</sup>. Dette svarer til en samlet afgift på 2,24 kr./Nm<sup>3</sup> svarende til 20,3 øre/ kWh.

#### 8.4 CO<sub>2</sub>- kvotesystemet

En betydelig del af energisektoren og den energitunge industri blev den 1. januar 2005 omfattet af en kvoteordning for CO<sub>2</sub>-udledning. (drivhusgasser). Ordningen omfatter produktionsanlæg med en indfyret effekt over 20 MW, hvilket medfører, at en ganske betydelig del af de decentrale kraftvarmeværker er omfattet af ordningen.

Set i relation til varmepumpeprojektet vil kvotesystemet kunne forbedre vilkårene og økonomien, idet overskydende CO<sub>2</sub>-kvoter, som vil kunne optjenes ved varmepumpedriften, kan sælges på CO<sub>2</sub>-kvotemarkedet til markedsprisen, som p.t. er ca. 120,- kr./ton CO<sub>2</sub>.

#### 8.5 Rentabilitet af varmepumper på KV-markedet

Økonomisk ligger der store besparelser i anvendelsen af varmepumper. KV-værket sparer ca. 20% gas ved samme varmegrundlag, og med de høje gaspriser ligger der her en stor økonomisk gevinst. Endvidere ligger der yderligere god økonomi i en række andre mekanismer, der er introduceret på det danske energimarked gennem den seneste års tid.

Den økonomiske gevinst skal holdes op imod det tabte elsalg eller eventuelle elkøb i forbindelse med drift af den mekaniske varmepumpe samt investeringen i varmepumpen. I de efterfølgende afsnit er der gennemført beregninger vedr. økonomien ved drift af varmepumper i forbindelse med decentrale og industrielle KV-anlæg.

#### 8.6 Investering i varmepumpe

Der er lavet en analyse af prisen for en fuldskala-varmepumpe. Den totale omkostning består af selve varmepumpen, integrationen med gasmotoren (kun for decentral KV), vandsystemer samt bygningsmæssige ændringer og godkendelses- og transportomkostninger.

Et groft budget er vist nedenfor for hhv. et decentralt kraftvarmeværk og et industrielt kraftvarmeværk.

<b>Budget for transkritisk CO<sub>2</sub>-baseret varmepumpe - full-scale</b>		
(budget i dkk.)		
	<b>DCKV</b>	<b>IKV</b>
Varmepumpe unit	2.515.500	2.385.500
Integration med gasmotor	731.250	-
Vandinstallation (fjernvarmesiden)	91.000	91.000
Vandinstallation (optagersiden)	1.040.000	1.040.000
Bygningsmæssige ændringer	97.500	97.500
Andre omkostninger (godek+transp)	58.500	58.500
<b>Total</b>	<b>4.533.750</b>	<b>3.672.500</b>

Den primære prisforskel ligger i de ekstra omkostninger ved decentral kraftvarme, når varmepumpen her skal trækkes direkte af gasmotoren.

## **8.7 Rentabilitet af mekaniske varmepumper i decentral kraftvarme**

Dette projekt har primært fokuseret på varmepumper, der kapacitetsmæssigt er tilpasset gasmotorer 4 MWe svarende til en varmeydelse for varmepumpen på ca. 1,4 MW. Der er opstillet en simpel beregning af den økonomiske besparelse ved anvendelse af mekaniske varmepumper i forbindelse med en 4 MWe gasmotor.

Forudsætningerne er listet nedenfor:

El-pris (spot): 30 øre/ kWh

Samlede afgifter på el: 75 øre/ kWh (energiavgift, PSO, CO<sub>2</sub>, net- og distributionsavgift)

Gaspris: 2,45 kr./ Nm<sup>3</sup>

Samlede afgifter på gas: 2,24 kr./ Nm<sup>3</sup> (energiavgift, CO<sub>2</sub>-avgift og distribution)

Kvotepris: 150 kr./ tons CO<sub>2</sub>

COP for varmepumpe: 3,8

Elvirkningsgrad for gasmotor: 41%

Total virkningsgrad m/u VP: 91,3% / 101,5%

Antal driftstimer: 5000 timer/år

Beregningen er både gennemført for en varmepumpe drevet af elmotorer (der skal betales energiavgift af strømmen), og for en varmepumpe, der er drevet direkte af gasmotoren gennem en kobling.



Tabel 8.1: Beregning af besparelse i decentralt kraftvarmeværk.

<b>Decentralt KV</b>		Gasmotor		Anlæg med varmepumpe		Anlæg med varmepumpe	
Reference (4 MW el)		u. VP		Kompression	COP 3,8	Kompression	COP 3,8
Eleffekt	MW		<b>4,00</b>	<i>mekanisk</i>	3,64	<i>el</i>	4,00
Indfyret	MW		<b>9,75</b>		<b>9,75</b>		<b>9,75</b>
Varmeeffekt	MW		<b>4,90</b>		6,26		6,26
Totalvirkn. grad	%		91,28		101,5		101,5
Driftstimer	h/år		<b>5.000</b>		3915,5		3915,5
N-gaspris	kr/Nm3		<b>2,450</b>		2,450		2,450
N-gasafgift	kr/Nm3		<b>2,24</b>		2,24		2,24
Køb: El-pris + afgift	kr/kWh		<b>1,18</b>		1,18		1,18
Gasforbrug	Nm3/år	4.431.818		3.470.579		3.470.579	
Varmeproduktion	MWh/år	24.500		24.500		24.500	
Elproduktion	MWh/år	20.000		14.264		15.662	
Gas til el	kr/år	6.853.147		4.887.561		5.366.734	
Gas til varme	kr/år	7.666.346		6.920.828		6.003.554	
Gas i alt	kr/år	14.519.493		11.808.389		11.370.288	
El-køb	kr/år	0		0		1.650.114	
Motorservice	kr/MWh-el	<b>40,00</b>		40		40	
Motorservice i alt	kr/år	800.000		570.548		626.484	
Samlet driftsomkostning	kr/år	15.319.493		12.378.937		13.646.886	
Salgspris for el	kr/MWh		<b>300,00</b>		300		300
Nettoudgift v. eltab	kr/år	9.319.493		8.099.827		8.948.256	
Pris CO <sub>2</sub> -kvote	kr/ tons		<b>150</b>		150		150
Indtægt CO <sub>2</sub> -kvote	kr./ år			282.604		282.604	
Besparelse	kr/år			<u>1.502.270</u>		<u>653.841</u>	
				16%		7%	

Beregningen ovenfor viser først og fremmest, at varmeproduktionen er bibeholdt (24.500 MWh/år). Driftstimerne på gasmotoren er imidlertid reduceret for systemerne med varmepumpe (5000 timer reduceres til 3915 timer), da varmepumpen nu står for en del af varmeproduktionen; og derfor er gasforbruget reduceret fra ca. 4.4 mio. Nm3 til ca. 3.5. Dette svarer til en reduktion i CO<sub>2</sub>-emissionen for gasmotoren på 2 mio. kg CO<sub>2</sub> pr. år. Samtidig er totalvirkningsgraden for værket væsentligt forøget. Pga. af den mindre køretid af gasmotoren er el-produktionen fra værket endvidere reduceret. El-produktionen reduceres yderligere, da varmepumpen er drevet af gasmotoren (den mekaniske effekt tages fra el-produktionen). I tilfælde af anvendelse af den eldrevne varmepumpe fås ikke dette ekstra tab af el-produktion, men til gengæld skal den elektricitet, der anvendes til driften af varmepumpen, købes på nettet og vil være belagt med energiafgift. Denne forskel mellem de 2 varmepumpesystemer betyder meget firkantet, at det ikke er rentabelt at anvende eldrevne varmepumper inden for DCKV – energiafgiften på el er simpelthen for høj sammenlignet med energiafgiften på gas. Dette betyder, at varmepumper skal kobles direkte på gasmotoren.

Konklusionen på beregningen er, at der ligger et potentiale for direkte drevne varmepumper i forbindelse med DCKV med en økonomisk besparelse på ca. 1.5 mio. kr. årligt. Heraf kommer ca. 230.000 kr. ved besparelse på serviceomkostningerne på gasmotoren, 280.000 kr. fra gevinsten i forbindelse med CO<sub>2</sub>-kvoter og resten fra besparelsen på gaskøb. Herudover vil der kunne komme ekstra økonomisk gevinst, hvis varmepumpen anvendes til indmeldelse på op/ned-regulermarkedet.

### Følsomhedsanalyse

Beregningen er selvfølgelig baseret på en række forudsætninger, hvor de forskellige indgående parametre kan variere. Der er en række eksterne parametre, som vil have betydning for besparelsen ved anvendelse af varmepumpen (direkte drevet). En analyse af følsomheden giver følgende resultater:

1. 10% reduktion af gasprisen: Besparelsen reduceres med 16%.
2. 20% forhøjelse af elprisen (salg på spot): Besparelsen reduceres med 23%, i dette tilfælde vil CO<sub>2</sub>-kvoterne sandsynligvis udligne en del af differencen, da prisen på CO<sub>2</sub>-kvoterne også vil stige, når elprisen stiger.
3. Endvidere er besparelsen proportional med driftstimerne for varmepumpen.

Det vurderes således ved de gældende gaspriser, der ikke forventes at falde, at der er sikker rentabilitet i anvendelse af varmepumper i forbindelse med DCKV.

Prisen for en transkritisk CO<sub>2</sub>-baseret varmepumpe til anvendelse i forbindelse med decentral kraftvarme vurderes at ligge omkring 4,5 mio. kr., hvilket svarer til en mulig tilbagebetalingstid på ca. 3 år, hvilket dog kræver at en lang række forudsætninger er opfyldt.

### **8.8 Rentabilitet af mekaniske CO<sub>2</sub>-baserede varmepumper i industriel (tung) proces**

Ved produktion af varme til proces er gas og el fritaget fra energifgifter og delvist også fra CO<sub>2</sub>-afgifter - prisen på gassen uden afgifter er ca. halveret. Dette betyder, at det økonomiske billede ser noget anderledes ud. Den primære konsekvens er, at gasbesparelsen, ved anvendelse af varmepumpen, der er lige så stor som før, nu ikke er så meget "værd", da energifgiften på gassen refunderes. Imidlertid giver fritagelsen for energifgift på el nu mulighed for anvendelse af en eldrevet varmepumpe – denne varmepumpe vil være billigere både mht. pris og installation. Den eldrevne varmepumpe vil således investeringsmæssigt være billigere end den direkte drevne, men vil samtidig også have mulighed for at indgå på regulermarkedet med fuld fleksibilitet.

Tabel 8.1: Beregning af besparelse i industrielt kraftvarmeværk.

<b>Industrielt KV</b>		Gasmotor u. VP	Anlæg med varmepumpe		Anlæg med varmepumpe	
Reference (4 MW el)			Kompression	COP 3,8	Kompression	COP 3,8
Eleffekt	MW	<b>4,00</b>	<i>mekanisk</i>	3,64	<i>el</i>	4,00
Indfyret	MW	<b>9,75</b>		<b>9,75</b>		<b>9,75</b>
Varmeeffekt	MW	<b>4,90</b>		6,26		6,26
Totalvirkn. grad	%	91,28		101,5		101,5
Driftstimer	h/år	<b>5.000</b>		3915,5		3915,5
N-gaspris	kr/Nm3	<b>2,450</b>		2,450		2,450
N-gasafgift	kr/Nm3	<b>0,05</b>		0,05		0,05
Køb: El-pris + afgift	kr/kWh	<b>0,40</b>		0,40		0,40
Gasforbrug	Nm3/år	4.431.818		3.470.579		3.470.579
Varmeproduktion	MWh/år	24.500		24.500		24.500
Elproduktion	MWh/år	20.000		14.264		15.662
Gas til el	kr/år	6.853.147		4.887.561		5.366.734
Gas til varme	kr/år	4.086.538		3.689.140		3.200.189
Gas i alt	kr/år	10.939.685		8.576.702		8.566.923
El-køb	kr/år	0		0		559.361
Motorservice	kr/MWh-el	<b>40,00</b>		40		40
Motorservice i alt	kr/år	800.000		570.548		626.484
Samlet driftsomkostning	kr/år	11.739.685		9.147.249		9.752.767
Salgspris for el	kr/MWh	<b>300,00</b>		300		300
Nettoudgift v. eltab	kr/år	5.739.685		4.868.140		5.054.137
Pris CO2-kvote	kr/ tons	<b>150</b>		150		150
Indtægt CO2-kvote	kr./ år			282.604		282.604
Besparelse	kr/år			<b>1.154.150</b>		<b>968.152</b>
				20%		17%

Som det ses af beregningen for industrielle kraftvarmeværker med varmepumper, er den totale besparelse stort set den samme, ligegyldig om varmepumpen er eldrevet eller trukket direkte af gasmotoren. Imidlertid ses det også, at den totale økonomiske besparelse ligger omkring 1 mio. kr. årligt, mens den lå omkring 1.5 mio. kr. årligt i forbindelse med DCKV (varme til rumopvarmning). Miljøbesparelsen er imidlertid nøjagtig den samme i begge tilfælde nemlig en gasbesparelse på ca. 1 mio. Nm3 svarende til ca. 2 mio. kg CO<sub>2</sub> pr. varmepumpe.

Prisen for en transkritisk CO<sub>2</sub>-baseret varmepumpe til anvendelse i forbindelse med industriel kraftvarme vurderes at ligge omkring 3,5 mio. kr., hvilket svarer til en tilbagebetalingstid på ca. 3 år.

## 8.9 Rentabilitet af mekaniske CO<sub>2</sub>-baserede varmepumper i gartnerier med fjernvarme

Danske gartnerier har et stort varmebehov. En række gartnerier, placeret nær de store KV-værker, har indgået aftale om levering af varme derfra. Varmeforbruget beregnes ud fra et kubikmeter forbrug. Imidlertid er afkølingen af returen temmelig dårlig, og man kunne derfor fristes til at tænke på anvendelse af varmepumpe til at afkøle returen og lede varmen tilbage til gartneriet. En principskitse kunne se således ud.

Ved opvarmning af væksthuse afkøles fjernvarmevandet fra 80°C til 40°C. Ved afgangen fra gartneriet tages en delstrøm (ca. 40%) og føres gennem varmepumpens varmedel, hvorved denne vandmængde opvarmes til 80°C, mens den anden del afkøles til 20°C gennem varmepumpens kolde del.

På denne måde reduceres fjernvarmemængden fra KV-værket med den recirkulerede del (40%), og gartnerier har helt de samme driftsbetingelser.

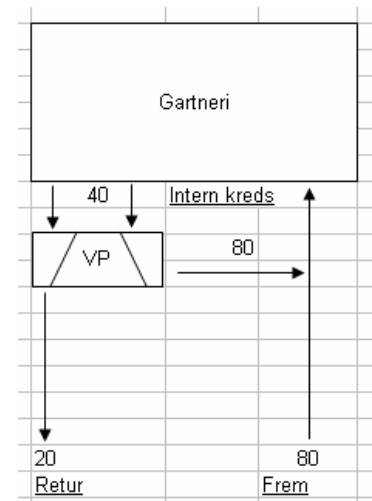
Økonomien i dette arrangement afhænger selvfølgelig helt af den pris, som gartneriet betaler for fjernvarmen.

I eksemplet regnes på en eldrevet varmepumpe og med et gartneri med et varmebehov på 4 MW. Der regnes med en varmepris på 15 øre/kWh. Endvidere anvendes i eksemplet 5000 driftstimer og en elpris på 30 øre pr. kWh.

De oplysninger, projektgruppen er i besiddelse af, indikerer varmepriser for fjernvarmen mellem 10 og 15 øre pr. kWh. Dette betyder, at varmepumper i denne applikation ikke er rentable – tilbagebetalingstiderne bliver simpelthen for lange (mere end 6 år).

Hvis varmeprisen lå omkring 20 øre pr. kWh, ville applikationen være interessant med årlige besparelser på ca. 1 mio. kr. og tilbagebetalingstider på omkring 4 år.

Imidlertid er CO<sub>2</sub>-emissionen reduceret væsentligt. Der kan således spares ca. 700 tons CO<sub>2</sub> kvoter pr. år (for gartneriet).



**Gartneri**

Varmebehov	4	MW
Fremløb	80	°C
Retur 1	40	°C
Retur 2	20	°C
Varmemængde FV m. VP	3,58	MW
Varmemængde FV m. VP (fiktiv)	2,39	MW
Varmemængde VP	1,61	MW
FV vandmængde (internt)	85,71	m <sup>3</sup> /h
FV vandmængde (eksternt)	51,14	m <sup>3</sup> /h
COP for varmepumpe	3,8	-
El-forbrug for varmepumpe	0,42	MW
Driftstimer	5000	h/år
Varme-pris	0,15	kr/kWh
El-pris	0,3	kr/kWh
Varmekøb u. VP	20.000	MWh/ år
Varmekøb m. VP	11.933	MWh/ år
El-køb m. VP	2.100	MWh/ år
Omkostning FV u. VP	3.000.000	kr/år
Omkostning FV m. VP	1.790.000	kr/år
Besparelse på varme	1.210.000	kr/år
Omkostning på el til VP	630.000	kr/år
Total besparelse ved VP ex. CO <sub>2</sub>	580.000	kr/år
Tons CO <sub>2</sub> per MWh varme	0,25	tons/MWh
Tons CO <sub>2</sub> per MWh el	0,618	tons/MWh
CO <sub>2</sub> -besparelse	719	tons/år
Pris for CO <sub>2</sub>	100	kr/ ton
Besparelse på CO <sub>2</sub>	71.887	kr/år
<b>Total besparelse ved VP</b>	<b>651.887</b>	<b>kr/år</b>

## 9 Miljø- og samfundsmæssige potentialer

Stigende gaspriser og stagnerende elpriser gør det mere og mere interessant at tænke på mekaniske varmepumper. Ved genanvendelse af spildvarmen fra røggassen (temperaturen af røggasafkastet ligger i dag typisk omkring 50-60°C) kan der spares ca. 20% gas ved anvendelse af en varmepumpe. Samtidig vil målene omkring yderligere udbygning af VE, på en rentabel måde nemmere og mere effektivt kunne gennemføres gennem større udbredelse og anvendelse af store industrielle varmepumper i det danske KV-net.

Der er installeret ca. 15 MW el i Danmark. Hovedparten er installeret på centrale anlæg (9 MW) og vind (4 MW). Ca. 2 MW el er installeret på decentrale anlæg (fordelt på ca. 800 anlæg), svarende til en varmeproduktionskapacitet på ca. 2500 MW.

På denne baggrund kan det samlede miljømæssige potentiale ved anvendelse af varmepumper beregnes. Nedenstående forudsætninger er anvendt.

Totalt installeret: 2000 MW el  
Gns køretid: 4000 time/år  
Produktion: 8.000.000 MWh

### Besparelse med VP:

Naturgas (20% besparelse): ca. 480.000.000 Nm<sup>3</sup>/år

Besparelse på CO<sub>2</sub>-emmission: 960.000 tons/år

Energibesparelse: 5.300.000 MWh/år

Samfundøkonomisk tab (hvis varmepumper ikke anvendes): 700.000.000 kr./år (forudsat fuld implementering i DCKV).

Det vurderes dog, at det totale potentiale er noget lavere end oven for skitseret, primært da det typisk ikke vil være rentabelt at installere varmepumper på de helt små værker. Samtidig vil der være værker, hvor integrationen med varmepumpen ikke kan lade sig gøre pga. værkets placering eller indretning, og måske da de anvendte gasmotorer ikke lader sig integrere med varmepumpen. Det vurderes samlet set, at det vil være realistisk at udnytte halvdelen af det oven for skitserede potentiale.

Der er dog i de gennemførte beregninger ikke taget hensyn til at nettabet i systemet kan reduceres væsentligt hvis varmepumpen placeres ude i systemet, hvilket vil medføre at den samfundsmæssige gevinst ved anvendelse af varmepumper kan øges med en ikke uvæsentlig faktor.

## 10 Beregning på konkret værk – Bramming Fjernvarme

På baggrund af besøg på værket og udleverede oplysninger om driftsforhold er der foretaget en indledende analyse af besparelspotentialet ved installation af transkritiske CO<sub>2</sub> varmepumper i fjernvarmeproduktionen. Resultaterne er udarbejdet uden detailhensyn til praktiske forhold omkring implementering af varmepumpen på værket.

Analysen er baseret på anvendelse af en gasmotordrevet varmepumpe.

### Økonomiske forudsætninger

Forudsætninger for analysen:

Gaspris til elproduktion: 2,759 kr/Nm<sup>3</sup>

Gaspris til varmeproduktion: 2,299 kr/Nm<sup>3</sup>

Energiafgift for varmeproduktion: 2,042 kr/Nm<sup>3</sup>

CO<sub>2</sub> afgift for varmeproduktion: 0,198 kr/Nm<sup>3</sup>

Elkøbspris: SPOT

CO<sub>2</sub> kvotepris: 126,5 kr/tons

Varmeanvendelse: Fjernvarme

Gasmotorvedligehold, omkostning: 40 kr/MWh<sub>el</sub>

### Tekniske data for motor:

Installeret motor effekt: 5.947 kW

Varmeeffekt: 7.276 kW

Årlige driftstimer: 3.000 timer/år

Årlig varmeproduktion: 22.641 MWh/år

Elvirkningsgrad: 42,3%

Varmevirkningsgrad: 51,7%

Total virkningsgrad: 94,0%

### Motor med varmepumpe:

Elvirkningsgrad: 38,8%

Varmevirkningsgrad: 64,9%

Total virkningsgrad: 103,7%

Motoranlæggets elproduktion sælges på markedsvilkår.

### Øvrig varmeproduktion:

Årlig varmeproduktion: 68.000 MWh/år

Restbehov dækkes af gaskedler og motordrift på motor 1,2 og 3 (regulérkraft):

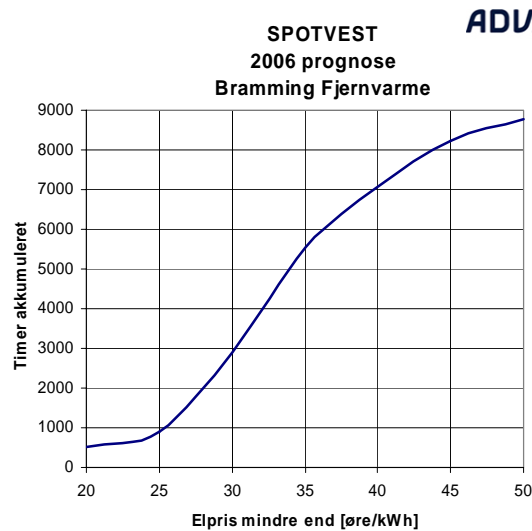
45.359 MWh/år

Varmeprijs for gaskedler<sup>5</sup> inkl CO<sub>2</sub> kvoter:

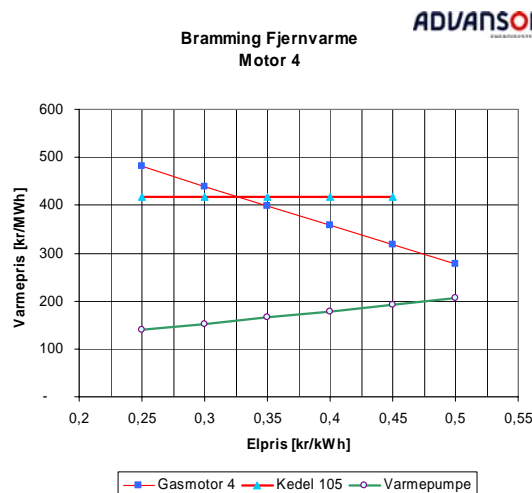
418 kr/MWh

<sup>5</sup> Virkningsgrad: 106,4%, vedligehold 10 kr/MWh

Kurven viser en 2006 prognose for akkumulerede timer under en given elspotpris. Prognosen er en simpel opskrivning af alle timepriser i første halvår 2006 og således behæftet med væsentlig usikkerhed.



Det ses af kurven, at der er ca. 5.500 timer pr år med en elpris under 35 øre/kWh og 3.250 timer/år over 35 øre/kWh.



Det ses, at kipprisen fra gasmotor til gaskedel ligger omkring 32,5 øre/kWh<sub>el</sub> i fuld overensstemmelse med værket's egne beregninger. Sammenholdt med elspotprisprognosen er der endvidere god overensstemmelse med, at det kan betale sig at køre på gasmotoranlægget i ca. 3.000 timer/år og resten på gaskedel og reservekraft.

Sammenlignes ovenstående varmepriiser udgør varmepumpen således det billigste produktionsalternativ.

Det er derfor af interesse at undersøge, hvorvidt varmepumpen rent principielt kan indpasses, og hvor stor en varmepumpe, der i givet fald kan installeres.

### **Varmekilder**

Anvendelse af varmepumpen kræver, at der eksisterer varmekilder, som kan optages i fordampere på varmepumpens kolde side.

Varmepumpen opgraderer temperaturen og afleverer den optagne varme til et temperatur niveau omkring 80-90°C (efter ønske).

I princippet kan flere varmekilder inddrages i driften af varmepumpen, her dog alene regnet med at røggas fra gasmotor 4, som køles fra 56°C til 30°C, resulterende ydelse er ca. 1.335 kW.

Ved indpasning af varmepumpen i en driftsstrategi er der valgt at matche varmepumpens fordamperydelse til den varmemængde, der er til rådighed i røggasen fra motor 4.

Varmemængde i røggas fra motor 4:  
 $1.335 \text{ kW} \times 3000 \text{ timer} = 4.005 \text{ MWh/år}$

Varmepumpe køretid: 5.648 timer/år  
Fordamperydelse: 690 kW, varmeydelse: 950 kW  
Udnyttet varmemængde:  
 $5.648 \text{ timer/år} \times 690 \text{ kW} = 3.897 \text{ MWh/år}$

Hvis varmepumpen kører, når gasmotoren står stille har en varmepumpen med 950 kW, således den rette størrelse.

Produceret varmemængde:  
 $5.648 \text{ timer/år} \times 950 \text{ kW} = 5.366 \text{ MWh/år}$

### **Gasmotordrevet varmepumpes produktionsomkostninger til varme**

Som konsekvens af den mekaniske akselkobling mellem varmepumpe og gasmotor vil varmepumpen udgøre en offeromkostning og en driftsoptimal modstrid. Gasmotoren skal ud fra en ren driftsøkonomisk synsvinkel køre når elprisen er højest mulig, mens varmepumpens varmeproduktion er billigst, når elprisen er lav. Alligevel kan der opnås betydelige driftsbesparelser, som fremgår af nedenstående tabeller.

Besparelsen er beregnet med en gennemsnitlig elsalgspris (offeromkostning ved reduceret driftstimer og eget forbrug i varmepumpen) på 35 øre/kWh.



<b>Gasmotor</b>	<b>UDEN Varmepumpe</b>	
Årlig varmeproduktion	21.828.641	kWh
Årligt totalgasforbrug	3.836.114	Nm <sup>3</sup> /år
Årligt gasforbrug til varmeproduktion	2.110.863	Nm <sup>3</sup> /år
Årligt gasforbrug til elproduktion	1.725.252	Nm <sup>3</sup> /år
Afgiftsfritaget gasproduktion	2.495.245	Nm <sup>3</sup> /år
Gaskøb	<b>12.970.587</b>	kr/år
Årligt driftsresultat, excl vedligehold og kvoter	(6.547.827)	
Varmepris excl vedligehold	299	kr/MWh
<b>Varmepris inkl vedligehold</b>	<b>341</b>	kr/MWh
<b>Varmepris inkl vedligehold og CO2</b>	<b>391</b>	kr/MWh

<b>Gasmotor</b>	<b>MED Varmepumpe</b>	
Årlig varmeproduktion	21.828.641	kWh
Varmeproduktion, varmepumpe	4.424.944	kWh
Varmeproduktion, gasmotor	17.403.697	kWh
Elproduktion gasmotor	5.460	kW
Årligt gasforbrug	3.058.485	Nm <sup>3</sup> /år
Årligt gasforbrug til varmeproduktion	1.582.154	Nm <sup>3</sup> /år
Årligt gasforbrug til elproduktion	1.476.331	Nm <sup>3</sup> /år
Afgiftsfritaget gasproduktion	1.826.565	Nm <sup>3</sup> /år
Gaskøb	<b>10.631.177</b>	kr/år
Årligt driftsresultat, excl vedligehold og kvoter	(5.929.597)	Nm <sup>3</sup> /år
<b>Årlig driftsbesparelse (ex vedligehold og CO2)</b>	<b>618.230</b>	
<b>Årlig driftsbesparelse (inkl vedligehold og CO2)</b>	<b>970.357</b>	
Varmepris excl vedligehold	272	kr/MWh
<b>Varmepris inkl vedligehold</b>	<b>304</b>	kr/MWh
<b>Varmepris inkl vedligehold og CO2</b>	<b>344</b>	kr/MWh

Sammenholdt med budgettet i rapportens afsnit 8.6, skal de samlede installationsomkostninger opskrives i forhold til at motoranlægget ved Bramming Fjernvarme er 6 MW, mens budgettet er angivet for en 4 MW motor. Derfor skal budgetprisen for ovennævnte anlæg opskrives med ca. 300 tkr. Det resulterer i en tilbagebetalingsperiode på 4,9 år.

## 11 Konklusion

Projektet har vist, at det er muligt at opbygge en mekanisk varmepumpe, der kan levere vandtemperaturer omkring 80°C. Der er designet og opbygget et laboratorieanlæg med kommercielt tilgængelige komponenter, og der er gennemført en længere forsøgsrække på miniskala-anlægget. Resultaterne fra laboratorieforsøgene viser meget god overensstemmelse med de teoretiske beregninger, og varmepumpens COP ligger mellem 3.2-3.3. Teoretisk bør varmepumpen kunne levere en COP mellem 3.7-3.8, med de reelle komponenter der anvendes i anlægget. Dog vurderes det, at den anvendte kompressors virkningsgrad er en smule dårligere end forventet, og samtidig haves lidt større tryktab i anlægget end forudsat. Endelig kan den målte gaskøleretemperatur være behæftet med mindre fejl pga. af den termiske ledning mellem gaskøleren og den interne varmeveksler, således at det reelle driftspunkt forskydes en smule.

Konklusionen på laboratoriemålingerne er at varmepumpen er driftssikker, og der kan med mindre forbedringer opnås COP-værdier omkring det teoretiske (3.7-3.8). Endvidere vil det med en bedre kompressor og yderligere optimerede varmevekslere kunne lade sig gøre i fremtiden at opnå COP-værdier omkring 4. Endvidere var driften af varmepumpen under laboratorie-testene helt uproblematisk.

Generelt begunstiger de nye markedsvilkår installeringen af varmepumper, idet den gennemsnitlige elsalgspris reduceres, og dermed reduceres de tabte elsalgsindtægter. Endvidere er de høje gaspriser en væsentlig medvirkende årsag til, at økonomien ved anvendelse af varmepumper i kraftvarmeværker er meget rentabel.

Ved anvendelse af mekaniske varmepumper i decentral kraftvarme (rumopvarmning) vil det pga. afgiftsstrukturen (energiafgifter) være nødvendigt at koble varmepumpen direkte på gasmotoren. Dette er muligt på størstedelen af de større gasmotorer i Danmark. Ved anvendelser i industriel kraftvarme (procesformål) betales ikke energiafgift, hvorfor det vil være fordelagtigt at anvende eldrevne kompressorer.

Den gennemførte analyse viser, at der er store økonomiske og miljømæssige besparelser at hente ved anvendelse af varmepumper i både decentral og industriel kraftvarme. Den økonomiske besparelse ligger på ca. 1,5 mio. kr. årligt og 1 mio. kr. årligt for hhv. decentral og industriel kraftvarme, hvilket giver en tilbagebetalingstid på ca. 3-5 år i industrielle KV anlæg og 4-8 år i decentrale KV anlæg med de nuværende regler og afhængig af systemvalg.

Anvendelsen af varmepumper i varmeproduktionen har en miljømæssig fordel, idet den reducerede drift af gasmotoren fører til lavere emissioner (CO, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, CH<sub>4</sub>, aldehyd og andet) fra forbrændingen af naturgas.

En barriere for anvendelse af varmepumper i kraftvarme ligger i en svært gennemskuelig og til tider også ulogisk lovgivning. For eldrevne kompressionsvarmepumper vil det være nødvendigt at købe elektriciteten på nettet (spot). Principielt kan man sige, at værket jo selv producerer elektriciteten, men alligevel skal der betales afgifter for den købte el.

At lovgivningen skal gå hen og blive en barriere for anvendelsen af varmepumperne i kraftvarmesystemer er meget ærgerligt, da der er store økonomiske og miljømæssige gevinster at hente. Økonomisk tabes 700 mio. kr. om året ved ikke at anvende varmepumper på kraftvarmeværker. Endvidere ville der kunne spares 480 mio. Nm<sup>3</sup> naturgas pr. år, hvilket svarer til en reduktion i CO<sub>2</sub>-emissionen på 960.000 tons/ år svarende til 1% af Danmarks totale CO<sub>2</sub>-emission.

Med projektets meget positive resultater har projektgruppen besluttet at demonstrere mekaniske CO<sub>2</sub>-baserede varmepumper i fuldskala på KV-værker. Demonstrationsprojektet skal vise, at CO<sub>2</sub>-baserede varmepumper kan forbedre økonomien for decentrale kraftvarmeværker væsentligt og samtidig forøge fleksibiliteten på energimarkedet mellem el og varme, således at de samfundsmæssige tab kan minimeres og udbygningen af VE til ca. 40% kan gennemføres. Den nye varmepumpeteknologi sammen med nye integrations- og styringsprincipper skal afprøves i projektet.

## 12 Projektpræsentationer og litteraturhenvisninger

Projektet har i mange sammenhænge været præsenteret bl.a. via foredrag i fagteknisk sammenhæng samt via udarbejdelse og offentliggørelse af flere artikler. Der er desuden i projektet udarbejdet delrapporter, som har dannet grundlag for nærværende afsluttende projektrapport.

I det følgende gives en oversigt over, hvor projektet har været præsenteret, samt hvilke rapporter, der er udarbejdet i projektet (udvalgte):

### Rapporter:

Application of transcritical CO<sub>2</sub> heat pumps for hot water production in CHP plants, Torben M. Hansen, October 2003

Market study for transcritical CO<sub>2</sub> heat pumps for hot water production in CHP and CHC plants, Kim G. Christensen and Torben M. Hansen, November 2004

Anvendelse af transkritiske CO<sub>2</sub> varmepumper til varmtvandsproduktion i kraftvarmeværker, Torben M. Hansen og Kim G. Christensen, april 2005

### Artikler og øvrige præsentationer:

Varmepumpe skal forbedre kraftvarmeværkers økonomi, Jens Utoft, Gasteknik 6/2003

Kraftvarme nyt, "Express DK – nye muligheder for varmepumper i fjernvarmesystemer" Torben M. Hansen, Teknologisk Institut, Køle- og Varmepumpeteknik, 2003

"Transkrittisk CO<sub>2</sub> varmepumpe til kraftvarmeanlæg", CO<sub>2</sub> temadag, Teknologisk Institut 13. august 2003.

"Combined Industrial Cooling and Heating with Transcritical CO<sub>2</sub> Heat Pumps Utilising the Work of Expansion", 6<sup>th</sup> Int. Inst. Refr., Natural working fluids conference, Glasgow 2004, Torben M. Hansen<sup>1</sup>, Ian K. Smith<sup>2</sup> and Nikola Stosic<sup>2</sup>

<sup>1</sup>) Danish Technological Institute, Refrigeration and Heat Pump Technology, DK-Aarhus

<sup>2</sup>) Centre of Positive Displacement Compressor Technology, City University, London, UK

Informationsstand ved FDKVs generalforsamling 2004, Sabro

CO<sub>2</sub> varmepumper kan give værker store gasbesparelser, Steen Hartvig Jacobsen, Energinyt nr.2, juli 2004

CO<sub>2</sub> varmepumper kan give værker store gasbesparelser, Steen Hartvig Jacobsen, Kraftvarme Nyt nummer 70, august 2004

Forsknings- og udviklingsaktiviteter i DK, Kim G. Christensen, Danske Køledage, marts 2006.

Use of CO<sub>2</sub> in heat pump systems – practical experience with transcritical systems, C.S.Poulsen, IEA Heat Pump Centre Newsletter volume 24, no.3 / 2006

Udviklingsprojekt viser store muligheder for gasbesparelser ved anvendelse af ny varmepumpeteknologi, Kim G. Christensen og Claus S. Poulsen, Kraftvarme Nyt nummer 82, august 2006

## 13 Bilag 1 - Varmevekslere

### *Miniskala-anlæg for laboratorietest*

#### 1) Heat exchanger: Water / CO<sub>2</sub> gas cooler

Total capacity:	80 kW
<u>Gas side:</u>	
Media:	Super critical CO <sub>2</sub>
Working pressure:	115 bar
Mass flow:	0.45 kg/s
Pressure loss, max.:	0.5 bar
Inlet temperature approx.:	90°C
Outlet temperature approx.:	45°C
<u>Hot water side:</u>	
Media:	Water
Mass flow:	0.46 kg/s
Pressure loss, max.:	1 bar, not critical
Water inlet temperature:	40°C
Water exit temperature:	80°C

#### 2) Heat exchanger: Internal CO<sub>2</sub> suction gas heat exchanger

Total capacity:	17 kW
Mass flow, both sides:	0.45 kg/s
<u>High pressure side:</u>	
Media:	Super critical CO <sub>2</sub>
Working pressure:	115 bar
Pressure loss, max.:	0.7 bar
Inlet temperature approx.:	45°C
Outlet temperature approx.:	35°C
<u>Low pressure side:</u>	
Media:	CO <sub>2</sub> suction gas
Working pressure:	57 bar
Pressure loss, max.:	0.5 bar
Inlet temperature approx.:	20°C
Outlet temperature approx.:	40°C

### 3) Evaporator: Water / CO<sub>2</sub> – miniskala

Total capacity: 59 kW

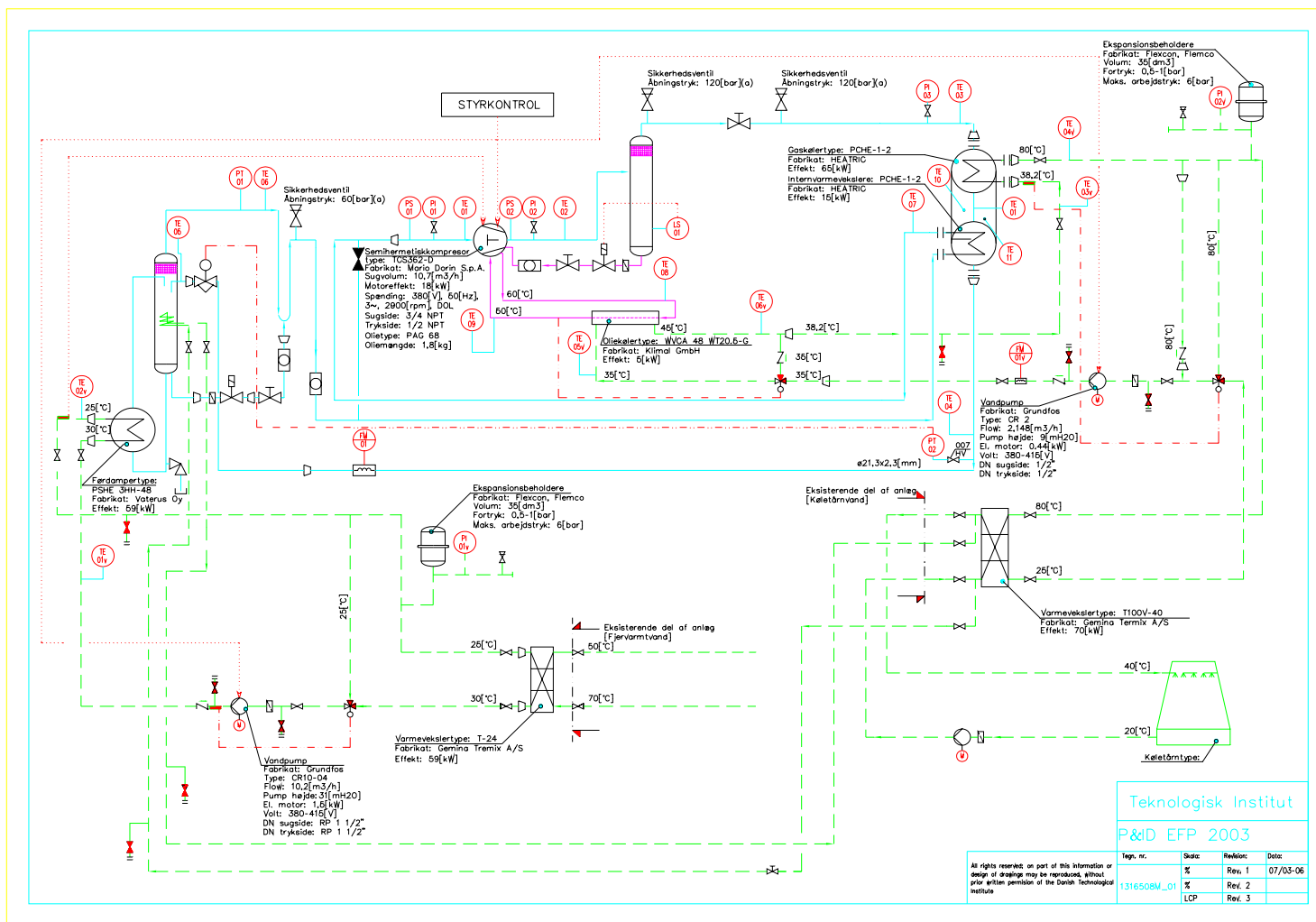
#### Refrigerant side:

Media: CO<sub>2</sub>  
Mass flow: 0.45 kg/s  
Working pressure: 57 bar  
Pressure loss, max.: 0.05 bar (small)  
Evaporation temperature: 20°C  
Operation: Flooded

#### Water side:

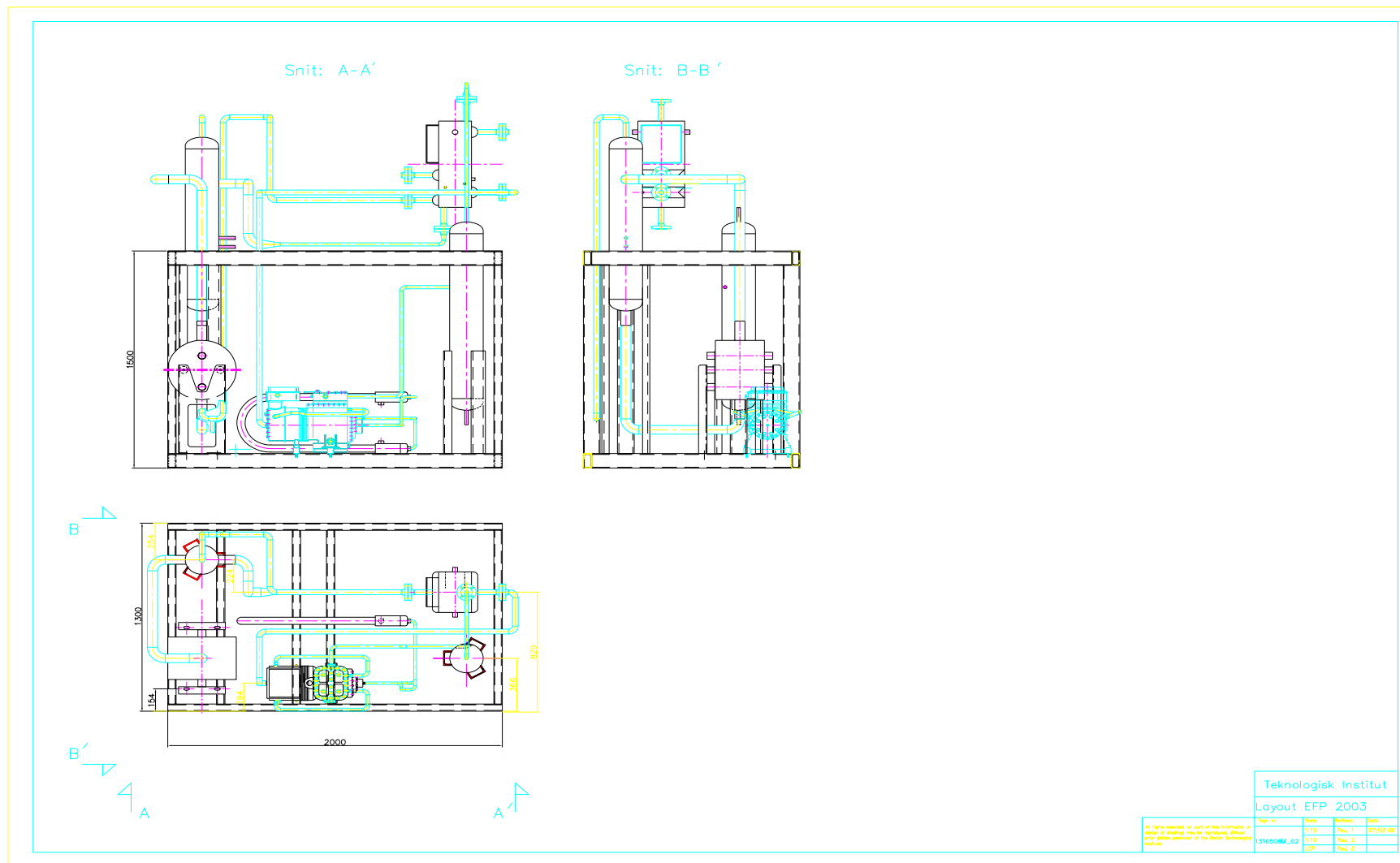
Media: Water  
Mass flow: 2.8 kg/s (ca. 10 m<sup>3</sup>/h)  
Pressure loss, max.: 1 bar, not critical  
Water inlet temperature: 30°C  
Water exit temperature: 25°C

# 14 Bilag 2 – Rørdiagram og arrangement af miniskala-anlægget ved Teknologisk Institut





# Rørdiagram for TC-HP miniskala-anlæg ved Teknologisk Institut.



## Arrangementstegning for TC-HP miniskala-anlæg ved Teknologisk Institut.

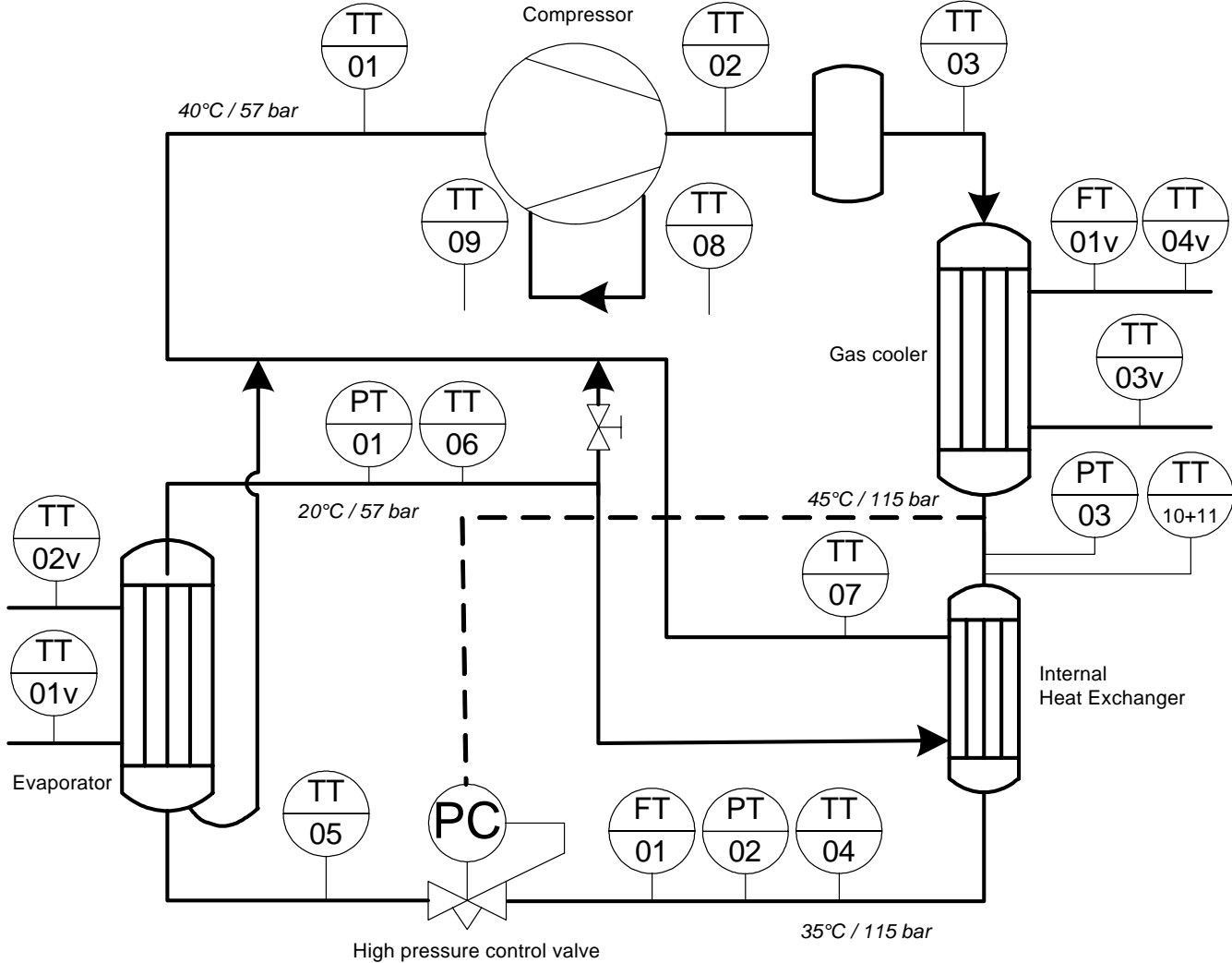
CSP/KGC/HAC/30.09.2006

## 15 Bilag 3: Forsøgsmatrix

1.16	1 $T_{evapi}$ [°C]	2 $T_{evapu}$ [°C]	3 $m_{vand,h,evap}$ [m <sup>3</sup> /h]	4 $T_{ford}$ [°C]	5 $\dot{Q}_{kølexp}$ [kW]	6 $T_{return}$ [°C]	7 $T_{supply}$ [°C]	8 $t_{gk,ind}$ [°C]	9 $m_{vand,h,gk}$ [m <sup>3</sup> /h]	10 $t_{gk,ud}$ [°C]	11 $p_{gk,ud}$ [bar]	12 $\dot{Q}_{gk}$ [kW]	13 $P_{komp}$ [kW]	14 $\dot{m}_{ref}$ [kg/s]	15 $COP_{exp,VP}$ [-]
Run 1	30	25	5,909	20	34,47	38	80	74,32	0,9191	40	90	45,04	10,57	0,3518	4,262
Run 2	30	25	7,781	20	45,39	38	80	84,72	1,196	40	100	58,61	13,22	0,3518	4,434
Run 3	30	25	8,417	20	49,1	38	80	94,31	1,322	40	110	64,78	15,69	0,3518	4,13
Run 4	30	25	8,782	20	51,23	38	80	100,2	1,413	40	120	69,25	18,02	0,3609	3,842
Run 5	30	25	7,781	20	45,39	38	60	84,72	2,283	40	100	58,61	13,22	0,3518	4,434
Run 6	30	25	8,417	20	49,1	38	70	94,31	1,735	40	110	64,78	15,69	0,3518	4,13
Run 7	30	25	8,616	20	50,26	38	80	97,41	1,37	40	115	67,13	16,87	0,3561	3,979
Run 8	30	25	8,782	20	51,23	38	90	100,2	1,142	40	120	69,25	18,02	0,3609	3,842
Run 9	30	25	9,26	20	54,02	35	80	92,6	1,351	37	115	70,91	16,9	0,3723	4,197
Run 10	30	25	8,183	20	47,73	40	80	101,3	1,384	42	115	64,59	16,85	0,3447	3,832
Run 11	30	25	5,669	20	33,07	60	80	114,1	1,425	52	115	49,88	16,81	0,3131	2,967
Run 12	30	25	3,591	20	20,95	60	80	127,3	1,617	62	115	37,72	16,78	0,2883	2,249
Run 13	20	15	6,756	10	39,41	38	80	121,2	1,176	40	115	57,63	18,22	0,255	3,163
Run 14	25	20	7,652	15	44,63	38	80	109,7	1,272	40	115	62,35	17,71	0,2988	3,52
Run 15	30	25	8,616	20	50,26	38	80	97,41	1,37	40	115	67,13	16,87	0,3561	3,979
Run 16	35	30	9,583	25	55,9	38	80	81,25	1,461	40	115	71,59	15,68	0,4543	4,564
	<b>TT01V</b>	<b>TT02v</b>	<b>FT02v</b>	<b>TT05</b>	-	<b>TT03v</b>	<b>TT04v</b>	<b>TT03</b>	<b>FT01v</b>	<b>TT10+11</b>	<b>PT03</b>	-	-	<b>FT01</b>	

# 16 Bilag 4: Måleudstyr på forsøgsanlægget

(P: tryk, T: temperatur, F: flow)



## 17 Bilag 5: Måleresultater

[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]	[-]	[bar]/ 03	[bar]/ 01	[°C]/ 05	[°C]/ 03v	[°C]/ 04v	[°C]/ 10+11	[°C]	[°C]/ 01	[°C]/ 02	[kg/h]	kg/s
P_komp	P_k_m	Q_dot_gk	Q_dot_gk_m	COP_exp	COP_m	p_gk_ud	P_fordamp	T_ford	T_return	T_supply	t_gk_ud	T_sug	T_sug_m	T_tryk	m_vand_gk	m_ref
11,56	13,82	38,72	41,67	3,35	3,02	89,75	54,45	18,16	37,86	69,41	41,93	38,82	40,11	89,20	1137	0,2996
14,84	16,67	54,43	53,13	3,67	3,19	104,00	55,89	19,19	38,77	78,51	44,14	42,26	41,51	100,20	1151	0,301
16,41	17,71	59,83	57,00	3,65	3,22	110,40	55,38	18,85	39,04	81,61	43,39	41,05	40,53	105,10	1153	0,3007
16,41	17,71	59,83	56,98	3,65	3,22	110,40	55,38	18,85	39,04	81,61	43,39	41,06	40,53	105,00	1152	0,3007
16,41	17,71	59,83	56,98	3,65	3,22	110,40	55,38	18,85	39,04	81,61	43,39	41,06	40,53	105,00	1152	0,3007
16,41	17,71	59,83	57,00	3,65	3,22	110,40	55,38	18,85	39,04	81,61	43,39	41,05	40,53	105,10	1153	0,3007
17,06	17,89	62,36	59,54	3,66	3,33	112,60	54,32	18,02	37,90	82,19	41,69	38,45	38,89	106,80	1157	0,2991
17,33	18,27	68,65	67,25	3,96	3,68	113,70	54,29	18,03	32,69	80,74	36,50	32,02	33,34	101,50	1205	0,3203
16,41	17,71	59,83	57,00	3,65	3,22	110,40	55,38	18,85	39,04	81,61	43,39	41,05	40,53	105,10	1153	0,3007
17,06	18,08	52,97	46,64	3,11	2,58	114,40	56,84	19,94	50,12	87,66	50,82	52,22	48,25	114,70	1068	0,2839
17,39	18,01	43,52	35,70	2,50	1,98	115,30	55,77	19,11	61,43	89,46	59,27	63,65	56,14	125,90	1094	0,2554
17,79	17,62	56,24	51,14	3,16	2,90	111,00	44,08	9,58	39,74	79,25	39,55	31,69	37,67	126,10	1114	0,2346
16,41	17,02	55,65	53,33	3,39	3,13	107,60	51,03	15,47	40,08	81,24	43,29	38,66	41,02	112,80	1115	0,2724
16,41	17,71	59,83	57,00	3,65	3,22	110,40	55,38	18,85	39,04	81,61	43,39	41,05	40,53	105,10	1153	0,3007
16,41	17,71	59,83	56,98	3,65	3,22	110,40	55,38	18,85	39,04	81,61	43,39	41,06	40,53	105,00	1152	0,3007

“m” i variabel navn betyder, at værdien er målt - ellers er alle øvrige værdier målt.