

Reefer container unit med CO2

Gunnar Minds og Kim Christensen
Teknologisk Institut

Miljøstyrelsen vil, når lejligheden gives, offentliggøre rapporter og indlæg vedrørende forsknings- og udviklingsprojekter inden for miljøsektoren, finansieret af Miljøstyrelsens undersøgelsesbevilling.

Det skal bemærkes, at en sådan offentliggørelse ikke nødvendigvis betyder, at det pågældende indlæg giver udtryk for Miljøstyrelsens synspunkter.

Offentliggørelsen betyder imidlertid, at Miljøstyrelsen finder, at indholdet udgør et væsentligt indlæg i debatten omkring den danske miljøpolitik.

Forord

Denne delrapport er udarbejdet på grundlag af beregninger, forsøg m.v. gennemført på Teknologisk Institut i perioden fra december 1999 til udgangen af december 2000.

Forsøgene går ud på at undersøge mulighederne for at anvende CO₂ som kølemiddel i Reefer Container unit, ikke blot de energiøkonomiske muligheder, men også mulighederne for, om et sådant anlæg kan indbygges i en eksisterende unit opbygning beregnet for kølemidlet R134a, der tidligere er udviklet af Mærsk Container Industri AS.

Der blev til formålet indkøbt de nødvendige komponenter, og selve forsøgsperioden løb fra ca. 1. juli 2000 til ultimo december 2000.

Miljøstyrelsens projekt nr. M 126-0046 blev udført i samarbejde med flg. firmaer: Mærsk Container Industri, A.P. Møller, Danfoss A/S, kompressor-leverandører i Italien, Lodam A/S samt ECO, Italien.

Projektlederne ønsker at takke flg. projektdeltagere for bidrag med råd og vejledning: Niels Peter Raun, Henrik Jacobsen, Per Hother Rasmussen, Jørgen Stannow, Filippo Dorin, Jens Andersen og Alessandro Fumo.

Århus den 26. juni 2001
Teknologisk Institut, Energi

Kim G. Christensen
Civilingeniør

Gunnar Minds
Teknikumingeniør

Indhold

	Forord	
1	Resumé og konklusion	
1.1	Resumé	4
1.2	Konklusion	4
2	Systemvurderinger og forsøgsopstilling	
2.1	Principper for CO ₂ -anlæg til reefer container unit	8
2.2	System med lukket mellemkøler (economiser):	8
2.3	System med lavtryksreceiver	9
2.4	System med åben mellemkøler	11
2.5	System m. lukket mellemkøler m. receiver efter gaskøler	12
2.6	Systemløsninger med CO ₂	13
2.7	Problemstillinger	13
2.8	Kredsprocessen med CO ₂	15
2.9	Optimalt højtryk med overkritisk drift	16
2.10	Reguleringsfunktion for drøvleventilen	18
3	Beregninger og dimensioneringer	
3.1	Forsøgsopstilling	20
3.2	Testanlæg	20
3.3	Opbygning af testrig	21
4	Måledata og resultater	
4.1	Måling af isentropisk og volumetrisk virkningsgrad	25

1 Resumé og konklusion

1.1 Resumé

Projektet startede primo december 1999. Efter udarbejdelse af et oplæg til systemløsning, hvor vi valgte et princip med lavtryksreceiver, som er udarbejdet og patenteret af professor Gustav Lorenzen, NTH, blev alle nødvendige indkøb af komponenter foretaget.

Det viste sig imidlertid hurtigt, at danske virksomheder hverken teknisk eller økonomisk så sig i stand til at producere de nødvendige fordampere, gaskølere m.v., hvorfor projektledelsen så sig nødsaget til at finde en anden leverandør.

Valget af leverandør til varmevekslerne faldt på en italiensk virksomhed, som i forvejen er leverandør af varmevekslere til container reefer units. Der blev foretaget sprængningsforsøg med forskellige rørtyper, og valget faldt til sidst på et 3/8" rør med 0,7 mm godstykkelse, der havde et sprængningstryk på ca. 290 bar.

Den italienske virksomhed udviklede det nødvendige værktøj til fremstilling af emnerne, og varmeveksleren blev leveret ultimo maj 2000 mod oprindeligt planlagt ultimo februar 2000.

Anlægget blev nu sammenbygget og var klar til opstart ultimo juni 2000. Et ret hurtigt havari med kompressoren, muligvis på grund af væske (olieslag), førte til, at forsøgene først kunne genoptages ultimo juli 2000. Anlægget blev nu kørt med overkritisk tryk, og en komplet forsøgsrække blev gennemført. Olie tilbageføringen var under hele forsøgsrækken et problem, og det blev efterhånden klart, at systemet ikke var driftssikkert. Efter en ombygning af forsøgsanlægget, hvor lavtryksreceiveren blev forstørret, blev det muligt at køre anlægget underkritisk. Der var dog stadigvæk evigt tilbagevendende problemer med olie tilbageførslen og kølemiddelmængden på lavtrykssiden.

En knækket tap på krumtappen, der driver kompressorens oliepumpe, resulterede i et endeligt havari med kompressoren. Efter endnu en ombygning til et system med åben mellemkøler og en ny kompressor, blev der nu gennemført en måleserie med underkritisk tryk. Kort inde i den sidste forsøgskørsel fordobledes effektforbruget pludseligt, og kompressormotoren brændte af. Der undersøges i øjeblikket, hvad der kan være årsagen. Der foreligger på nuværende tidspunkt ingen oplysninger om årsagen. Teknologisk Institut havde indgået en aftale med kompressorleverandørerne om ikke at åbne kompressoren og kan derfor ikke udtale sig om årsagen.

1.2 Konklusion

Med udgangspunkt i ansøgningen til Miljøstyrelsen, som angiver flg.:

"Formålet er at udvikle en kølecontainer, der benytter et kølemiddel, som hverken nedbryder ozonlaget eller bidrager til drivhuseffekten. Der benyttes et naturligt kølemiddel: CO₂.

Der skal udvikles et koncept og fremstilles en prototype, som testes og indkøres i laboratorium. Herefter fremstilles en kølecontainer, som testes i felten.

Hovedmålsætningen er at vise, at det er muligt at producere en køleunit, som i sammenligning med de kølecontainer units, der i dag (1998 udgangspunkt) markedsføres:

- som benytter et naturligt kølemiddel (CO₂)
- som forbruger 30% mindre energi
- som er væsentligt billigere
- som vejer mindre
- som er lettere at servicere og vedligeholde

Disse mål er ikke opfyldt i fuldt omfang af flg. årsager:

- a. Det er sandsynliggjort, hvordan en kølekreds og instrumentering skal sammensættes ved et funktionsmuligt CO₂ aggregat.
- b. Man kan godt sammenligne energiforbruget i et anlæg med udgangspunkt i "state-of-the-art" i 1998. Hvis man gør det og som eksempel anvender et anlæg fra Thermoking, vil teoretiske beregninger vise, at målet er opfyldt, men en sådan sammenligning er ikke retfærdig. Udviklingen har i mellemtiden overhalet grundlaget. Hvis man sammenligner et optimeret R134a anlæg, som det i dag produceres, vil man med CO₂ som kølemiddel få et større energiforbrug. Se pkt. 5.
- c. Det forventes ikke, at anlægget bliver væsentligt billigere end et tilsvarende R134a anlæg. Alle komponenter, bortset fra kompressoren og drøvleventilen, er stort set de samme. Dog ventes selve kompressoren, der i slagvolumen er en faktor 8 til 10 gange mindre end en kompressor for R134a, at være billigere, men det opvejes til dels af en ekstra ventil og lidt dyrere rørføring. Der foreligger på nuværende tidspunkt ingen officiel pris på kompressoren, da den ikke er kommerciel tilgængelig. Vurderingen er baseret på overslag fra eventuelle leverandører.
- d. Alle komponenter, bortset fra kompressoren, er i princippet de samme for CO₂ som for R134a anlægget. Sammenholdt med den kompressor, der sidder på Thermoking anlægget (en COPELAND kompressor på ca. 150 kg), vejer CO₂ kompressoren ca. 45 kg. I dag anvendes imidlertid i stor udstrækning scroll kompressorer, som har den samme vægt (45 kg) som CO₂ kompressoren.
- e. Serviceringen vil i princippet ikke være forskellig fra det man kender for eksisterende R134a anlæg. Dog vil der måske være den lille forskel, at man ved reparation ikke vil forsøge at opsamle CO₂, der vil være så billig, at man blot vil påfylde nyt kølemiddel. Den CO₂ der anvendes som kølemiddel, er i forvejen et spildprodukt, der alligevel er produceret og derfor ikke vil påvirke miljøet. I tilfælde af havari på den elektroniske styring vil man ved anvendelse af en

håndreguleret drøvleventil altid kunne få anlægget til at køre manuelt uden overvågning. Man må i den sammenhæng være opmærksom på, at det vil kræve et meget stort oplæringsarbejde at uddanne det nødvendige servicepersonale verden over.

Ved projektets start blev der gjort visse overvejelser omkring volumetrisk og isentropisk virkningsgrad for kompressoren. Disse vurderinger, der var baseret på målinger hos Sintef i Norge, York i Århus, Danfoss, ASHRAE og vore egne, var alle gennemført på 1-trins kompressorer. Teknologisk Institut anvendte disse resultater til at danne grundlag for den første vurdering af processens egnethed.

Forsøgene viser nu, at ikke alle forudsætninger holder.

Den til forsøgene anvendte 2-trins kompressor har i en del af driftsområdet et ca. 10% større energiforbrug end der oprindeligt var forventet. Ved trykforhold lavere end 1,75 er den dog bedre. Se afsnit 5.

Kompressoren er efter projektgruppens opfattelse det svage led i kæden. Kompressoren er en prototype, som endnu ikke er færdigudviklet. Vi har haft to brækkede ventiler (undersøgelser viser et almindeligt træthedsbrud). Et ødelagt trykleje medførte, at rotoren og dermed krumtappen vandrede ind mod krumtaphuset og gav rivninger i et skjold ved motoren, som medførte et uacceptabelt højt effektforbrug. En tap på krumtappen, der trækker oliepumpen, er knækket, og kompressorens lejer er ødelagte. Vi har haft seks forskellige kompressorer til afprøvning. Ingen af de fem har kørt over 100 timer. Den sidste kompressor er brudt ned efter kun 50 timers drift.

Der mangler stadig enkelte komponenter, som ikke kan købes til rimelige priser. Dette gælder specielt mekaniske trykovervågningssystemer for olie-tryk, lav-/højtryk og stopventiler. Det er uvist, hvornår disse komponenter bliver almindeligt tilgængelige for køleindustrien. Mekaniske trykovervågningssystemer for olietryk, lav- og højtryk kan i containeruniten dog erstattes af computerens dataopsamling og overvågning, ligesom det også vil være hensigtsmæssigt at ude-lade stopventiler.

Projektgruppen mener derfor ikke, at de nødvendige teknologier og komponenter er færdigudviklet, og at kølecontainer branchen i sig selv er for lille til alene at bringe dette teknologiløft til rådighed. Det er derfor vigtigt, at andre grene indenfor kølebranchen må være med til at bringe de nødvendige driftsikre komponenter på markedet.

Projektgruppen anbefaler derfor at stoppe projektet ved denne milestone og lade udviklingen løbe nogle år med projektdeltagernes vågne øjne for udviklingen. Det kan ikke afvises, at parterne tager projektet op på et senere tidspunkt, når sandsynligheden taler for, at projektet vil lykkes.

Efterskrift Juni 2001.

Kompressorfabrikanter oplyser nu, at enkelte kompressorserier for CO₂ er kommercielt tilgængelige med normale fabriksgarantier.

2 Systemvurderinger og forsøgsopstilling

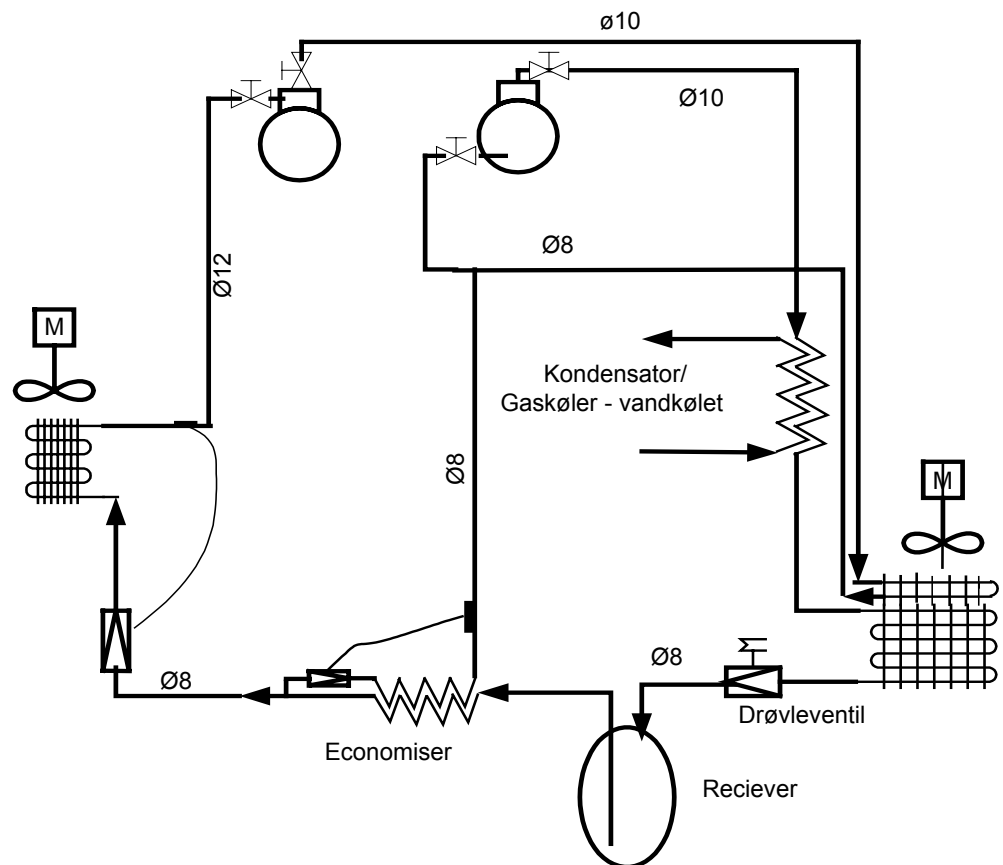
2.1 Principper for CO₂-anlæg til reefer container unit

En række forskellige systemløsninger har været testet og gennemdrøftet.

Resultatet af de foretagne tests og overvejelser er, at projektgruppen har fundet nedennævnte løsning den bedste og mest driftsikre. Efterfølgende vil der blive fremlagt andre overvejelser, som alle er forkastet.

Processen ligner i store træk det man kender fra CFC- og HFC anlæg, og vil derfor umiddelbart kunne indsættes i den eksisterende unit opbygning

2.2 System med lukket mellemkøler (economiser):



Princippet har følgende *fordele*:

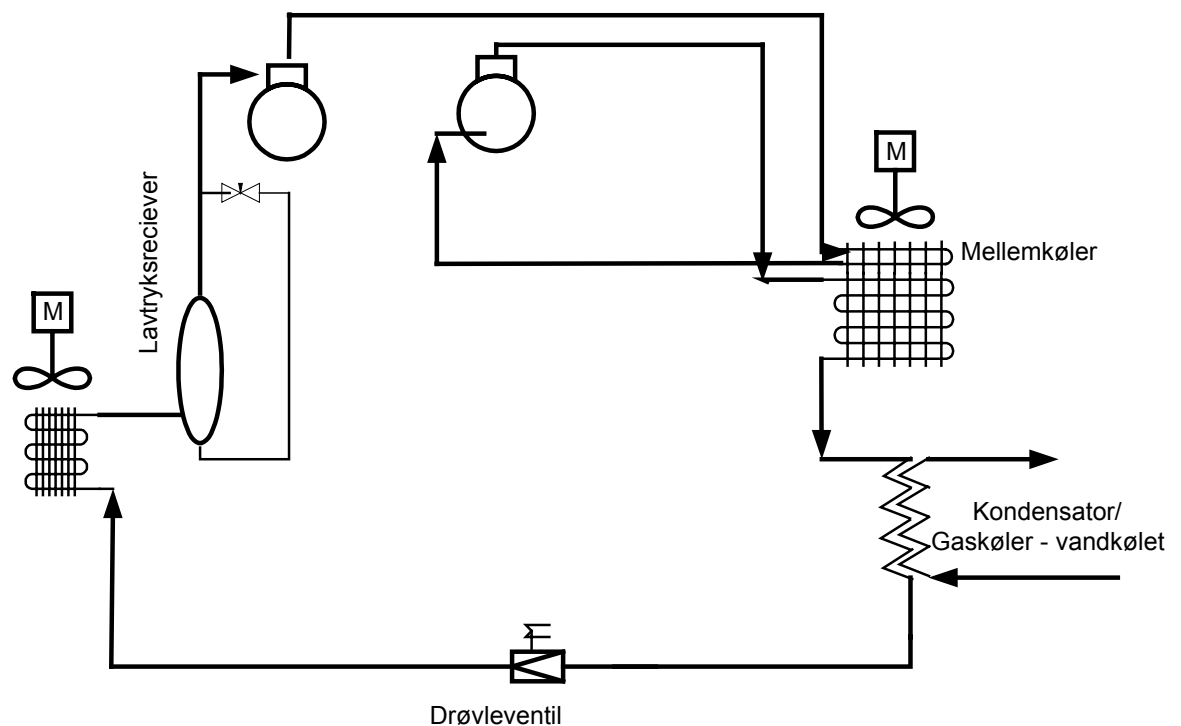
- Olietilbageføring er sikker
- COP-værdien er næsten på højde med anlægget med den åbne mellemkøler
- Trykket i receiveren (røret mellem de to ventiler) vil have en defineret størrelse, nemlig den, der svarer til det punkt, hvor kølemidlet skærer nedre mætningskurve under ekspansionen.
- Receiveren behøver ikke være så stor. Den kan være fyldt helt op
- Der er en kapacitetsudligning mellem de to ventiler i form af receiver-volumen.
- Der er kombineret economiser og olieretur.

Princippet har følgende *ulemper*:

- Receiverens placering er forskellig fra det princip, som anvendes i R134a-anlægget, men er nødvendig.
- Der er to ekspansionsventiler + en ekspansionsventil for economiseren
- Processen er patenteret af ”Sintef” og skal behandles som sådan.

Projektgruppen startede forsøgsrækken med undersøge og teste efterfølgende løsninger, som senere er forkastet.

2.3 System med lavtryksreceiver



Dette princip er udviklet af professor Gustav Lorentzen ved NTH og var det oprindelige oplæg til anlægsløsning.

Princippet har følgende *fordele*:

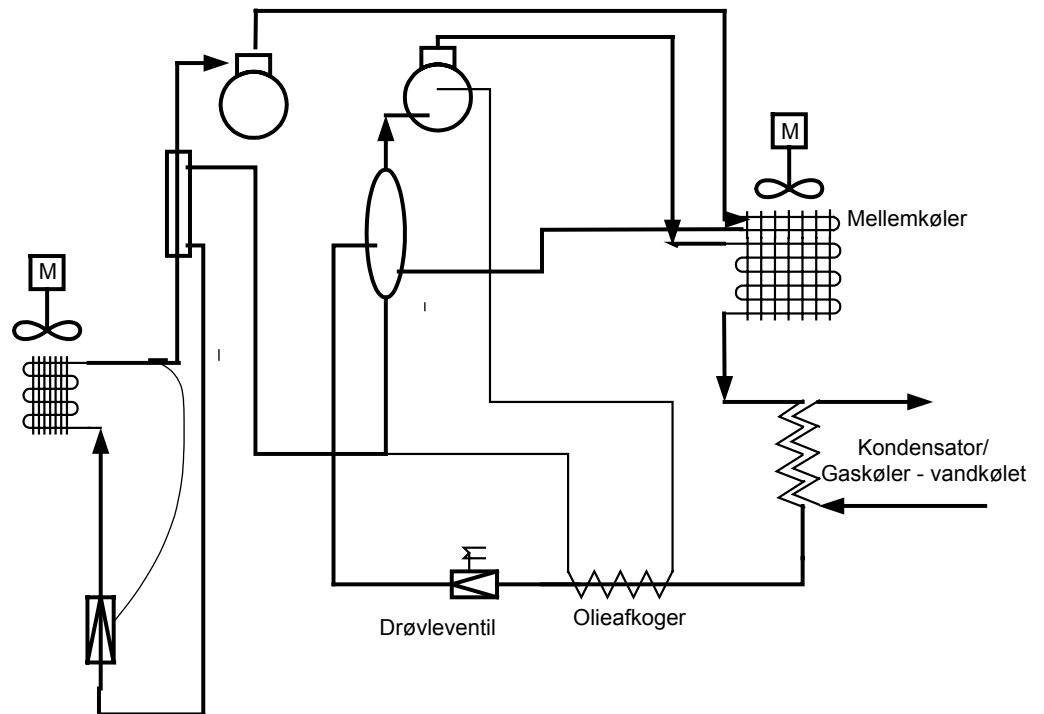
- Rørføringen er enkel
- Der er kun én drøvleventil

Princippet har følgende *ulemper*:

- Olietilbageføringen er ret problematisk. Specielt er der problemer ved underkritisk tryk
- Olietilbageføringen sker direkte ind i lavtrykscylindren, hvilket har givet problemer med fri olie direkte ovenpå stemplet, så kompressoren ikke kunne starte.
- Lavtryksreceiveren skal have et volumen på ikke mindre end 8 til 10 liter for at kunne optage svingningerne i kølemiddelmængden mellem høj- og lavtrykssiden, og den vil uvægerligt kunne forårsage væskeslag på kompressoren under de driftsvilkår, som en kølecontainerunit kommer ud for.
- *Under overkritisk drift kan der principielt være helt op til 7 kg kølemiddel i gaskøleren imod kun ca. 0,5 kg ved underkritisk drift.*
- Det er svært at styre, hvor kølemidlet fysisk befinder sig, specielt ved underkritisk drift, hvor der principielt kun er lidt kølemiddel i kondensatoren. Ved underkritisk tryk vil kølemidlet befinde sig på lavtrykssiden. Ved overkritisk tryk befinder kølemidlet sig på højtrykssiden. Dette er fysiske kendsgerninger, der ikke lader sig ændre.
- Processens samlede COP er ikke optimal
- Risiko for kondensering i mellemkøler ved underkritisk drift og temperaturer under 20°C.

For at imødegå ovennævnte problemer overvejede vi at ombygge anlægget til et traditionelt 2-trinssystem med åben mellemkøler.

2.4 System med åben mellemkøler



Princippet har følgende *fordele*:

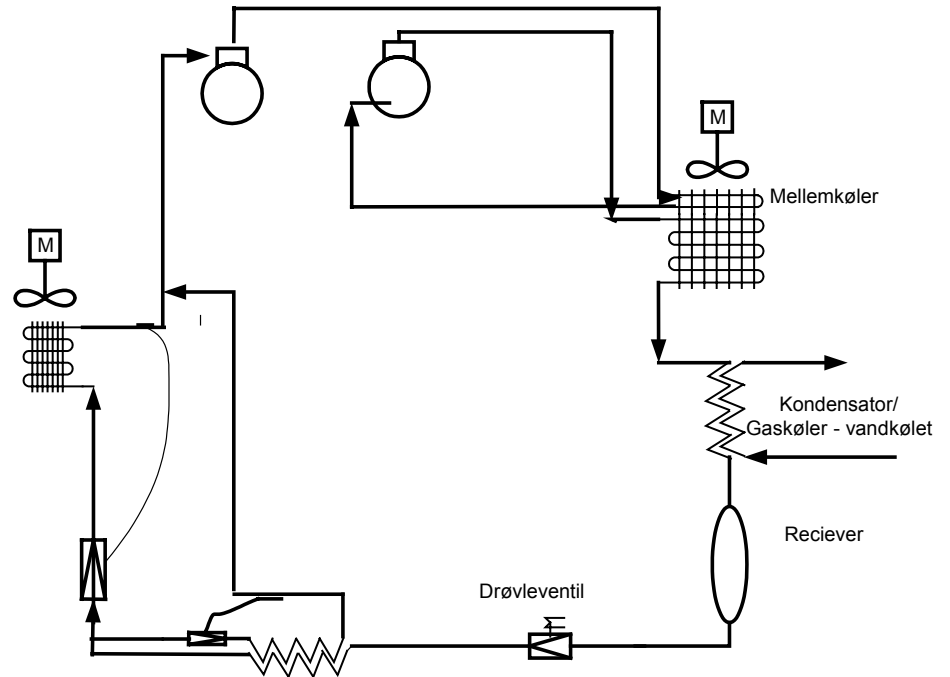
- Højest mulig COP-værdi

Princippet har følgende *ulemper*:

- Mellemtryksreceiveren skal have et volumen på 8 til 10 liter, og den vil uvægerligt kunne forårsage væskeoverløb til kompressoren under de fysiske vilkår, som en kølecontainerunit kommer ud for.
- Rørføringen er ret kompleks
- Der er to ventiler
- Det kan være svært at styre, hvor kølemidlet fysisk befinder sig, specielt ved underkritisk drift, hvor der principielt kun er lidt kølemiddel i kondensatoren.
- Olietilbageføringen er behæftet med en vis usikkerhed
- Ikke risiko for kondensering i mellemkøler.

På et møde med MCI fremlagde man et princip med en lukket mellemkøler.

2.5 System med lukket mellemkøler med receiver efter gaskøler



Princippet ligner et traditionelt system med lukket mellemkøling.

Princippet har følgende *fordele*:

- Rimelig simpel rørføring
- Ligner det system, som anvendes i R134a-anlægget
- Olietilbageføringen er sikker, men sker til lavtryks cylinder

Princippet har følgende *ulemper*:

- Der vil uvægerligt opstå ”kommunikationsproblemer” mellem drøvleventilen og ekspansionsventilen. Trykket mellem de to ventiler vil ikke have en præcis defineret størrelse. Der kan opstå kølemiddelmangel til ekspansionsventilen, hvis drøvleventilen lukker, og termo-ventilen åbner. De to ventilers ydelse vil uvægerligt ofte gå i modfase.
- COP-værdien vil være relativ dårlig, da væskeunderkølingen gennemføres med lavtryks gas
- Der er nu to ekspansionsventiler mod før én
- Der kan ske kondensering i mellemkøler
- Receiveren skal være uendelig stor, og anlægget vil ikke kunne fungere både ved over- og underkritisk drift.

2.6 Systemløsninger med CO₂

Med udgangspunkt i ovenstående omkring systemløsninger med CO₂ er en række problemstillinger blevet diskuteret. Dette oplæg opsummerer konklusionerne fra dette tidligere arbejde og danner retningslinierne for det videre arbejde.

2.7 Problemstillinger

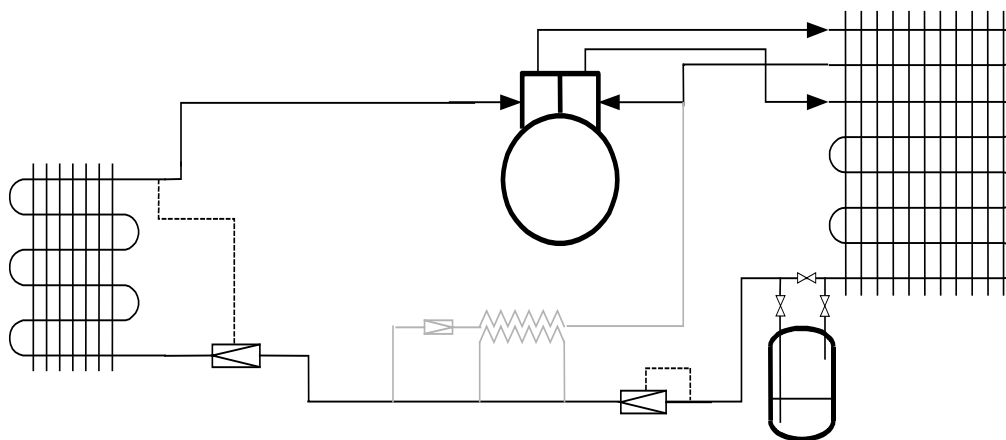
De væsentligste problemstillinger med de afprøvede systemer kan nu opføres:

Problematiske olieretur med forskellig opløselighed mellem CO₂ og olie
Risiko for væskeslag ved overløb fra beholdere
Bestemmelse af kølemiddelfyldning
Fyldningens placering i anlægget
Kondensering i mellemkøler

Med baggrund i disse erfaringer er et antal systemkoncepter blevet vurderet, hvor de mest interessante er simple systemer, hvor beholdere, der er til gene for olieretur, er undgået. Endvidere er et economiser-system vurderet som det mest relevante system i forbindelse med forøgelse af kapacitet og COP.

Som udgangspunkt anvendes et system, som er tæt på at ligne et R134a anlæg, hvor rørføringen er simpel og stort set bibeholdt fra R134a-containeren. Endvidere er oliereturen sikret, hvis fordamperen er designet således, at olien kan trækkes med hjem.

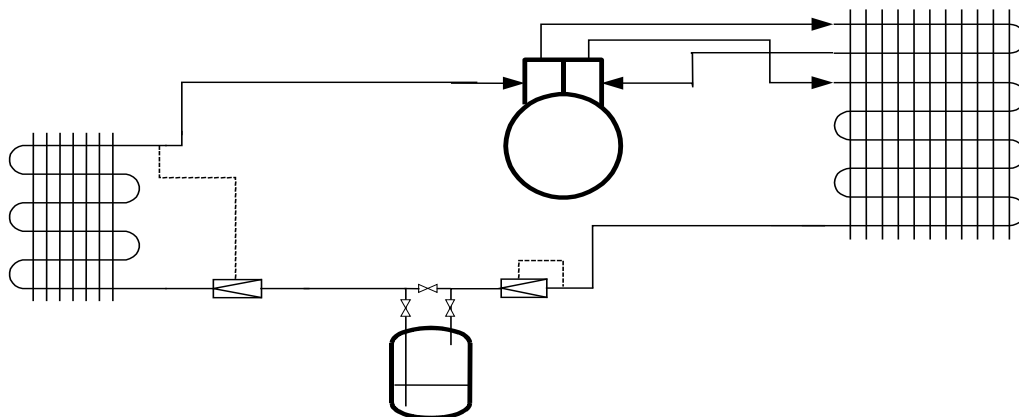
Det vurderes dog, at der kan opstå ”kommunikationsproblemer” mellem drøvleventilen og ekspansionsventilen. Der kan opstå kølemiddelmangel til ekspansionsventilen, hvis drøvleventilen lukker, og termoventilen åbner. De to ventilers ydelse vil sikkert ikke være identiske. Dette punkt skal undersøges gennem et antal forsøg.



Figur 2.7.1: Lukket mellemkøler med receiver efter gaskøler

Et andet problem med systemet skitseret i figur 2.7.1 er, at placeringen af receiveren på højtrykssiden vil forstærke kølemiddelsvingningerne i anlægget.

Ved overkritisk drift (100 bar/35 °C) vil der stå en stor kølemiddelmængde på højtrykssiden som overkritisk fluid. Ved skift til lavere temperaturer, hvor anlægget kører underkritisk, skal en stor mængde af fyldningen overgå til væskeform og opbevares. Uanset hvor stor receiveren er, vil den i princippet aldrig være tilstrækkelig.



Figur 2.7.2: Nyt forslag til system med lukket mellemkøler

Konceptet i figur 2.7.2 er blevet gennemdiskuteret. Det indeholder nogle fordele fremfor konceptet i figur 2.7.1.

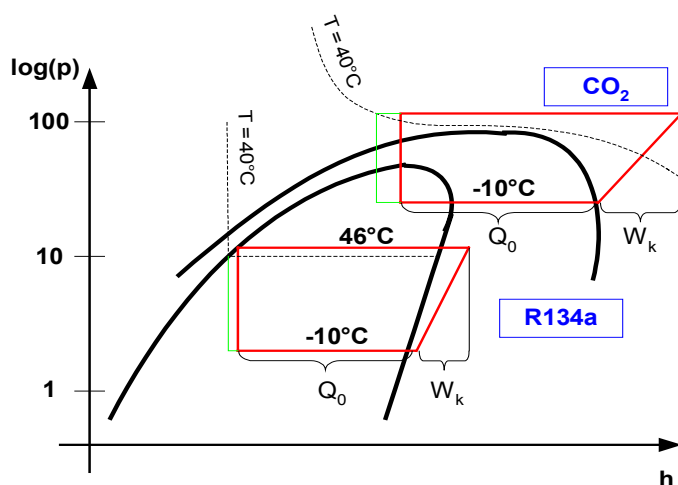
1. Receiveren sidder placeret ved et tryk, som ikke er det samme som kompressorens mellemtryk, men et tryk, der opstår mellem drøvleventilen og ekspansionsventilen, og som viser sig at være trykket ved grænsekurven.
2. Der tilføres en frihedsgrad (receiver), således at de to ventiler kan reguleres uafhængigt
3. Receiveren er nødvendig for at udligne kølemiddelmængden på højtrykssiden, der varierer voldsomt afhængigt af, om anlægget kører over- eller underkritisk.
4. Economiseren er placeret efter drøvleventilen.

Yderligere vil det være en fordel, at ekspansionsventilen til economiseren tager væske fra trykket i receiveren, da drivtrykket herved er større end efter termoventilen.

Denne løsning vil formentlig altid fungere. Der er dog et problem, hvis mellemtrykket er overkritisk (hvilket under ekstreme forhold kan forekomme, hvis slagvolumenforholdet mellem lav- og højtryk er mindre end 2). Mellemtrykket vil da være højere end trykket i receiver, og strengen hen til termoventilen og economiseren vil i så fald ikke vil have nogen ydelse. Dette vil blive testet.

2.8 Kredsprocessen med CO₂

Anvendes CO₂ som kølemiddel i køleanlæg eller varmepumper, vil processen være væsentligt forskellig afhængigt af temperaturen på kondensatorsiden. Ved lav temperatur af det medie, der skal køle kondensatoren, vil processen forløbe som for andre kølemidler (Carnot-proces). Imidlertid vil processen ved højere temperaturer forløbe lidt anderledes,



Figur 2.8.1: Kredsprocesser for R134a og CO₂

da CO₂ ikke kan kondensere ved temperaturer over 31°C. Dette betyder ikke, at processen ikke kan levere køling eller varme, men blot at systemet skal designes efter den anderledes kredsproces (Lorentz-proces). Kondensatoren anvendes nu ikke længere til at kondensere kølemidlet, men til at køle den transkritiske fluid og benævnes derfor ofte som ”gaskøleren”.

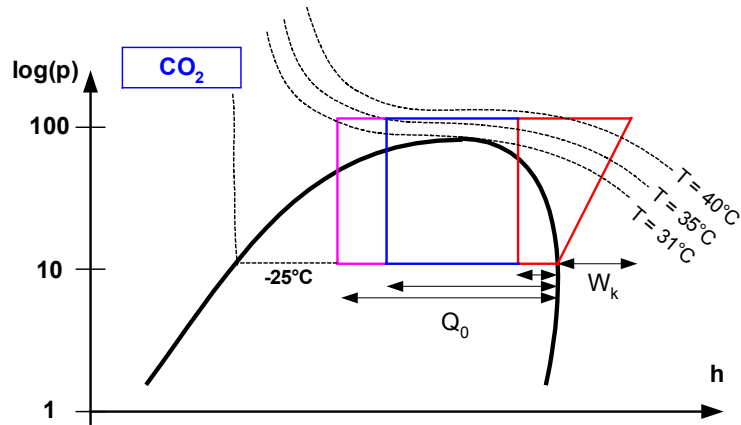
I figur 2.8.1 ses den transkritiske kredsproces sammenlignet med den konventionelle kredsproces med R134a indtegnet i et h,log(p)-diagram.

På figuren er indtegnet de to isotermer (40 °C) for hhv. R134a og CO₂. Begge processer arbejder således ved en fordampertemperatur på -10 °C og op mod en udetemperatur eller vandtemperatur på ca. 40 °C.

Som det ses, arbejder kredsprocessen med CO₂ ved langt højere tryk end R134a. Dette betyder, at rørsystemer, beholdere og komponenter skal designes til dette. Endvidere ses, at ekspansionsventilen har transkritisk fluid på tilgangen mod normalt væske (R134a). Dette betyder, at væskedannelsen for den transkritiske proces sker i ventilen under ekspansionen gennem dysen, hvilket normalt ikke er noget problem.

2.9 Optimalt højtryk med overkritisk drift

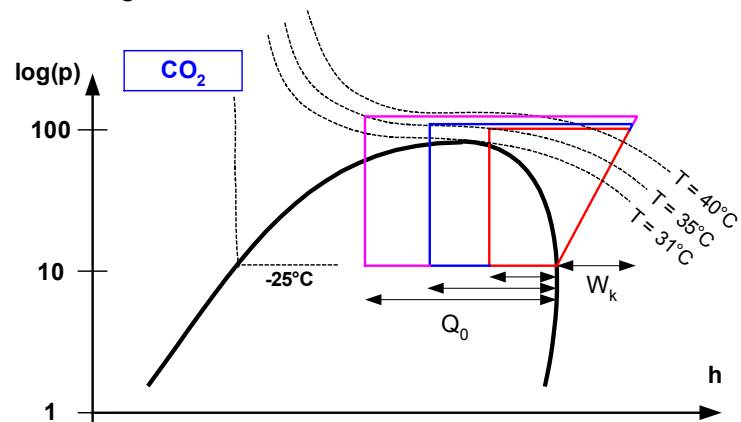
Ved overkritisk drift findes der ikke i kondensatoren sammenhæng (afhængighed) mellem tryk og temperatur. Dette betyder, at systemet nu er blevet tilføjet endnu en frihedsgrad, således at det er muligt at styre trykket i gaskøleren og temperaturen i gaskøleren uafhængigt.



Figur 2.9.1: Ydelsens (Q_0) afhængighed af gastemperaturen ud af gaskøleren for fastholdt tryk

Figur 2.9.1 viser, hvorledes kuldeydelsen (Q_0) drastisk forøges ved at ændre CO_2 -temperaturen ved afgang fra gaskøleren. Kompressorens arbejde (W_k) er det samme. Under normale forhold kan CO_2 -temperaturen ved afgang fra gaskøler ikke vælges vilkårligt, men vil afhænge af konditionerne, hvorunder anlægget kører. Dette kan være lufttemperaturen ved køling af gaskøleren med luft eller vandtemperaturen ved køling af gaskøleren med vand (vandkølet gaskøler). Da man ikke selv er herre over temperaturen ved afgang fra gaskøleren, betyder dette, at man i stedet kan vælge et tryk i gaskølerne, der er optimalt for en ønsket drift (høj/lav kapacitet) eller blot for givne konditioner at maksimere COP for anlægget.

Kapacitetsregulering for et transkritisk CO_2 -anlæg kan - ud over de normale metoder - opnås ved at styre trykket i gaskøleren. For en given CO_2 -temperatur ved afgang fra gaskøleren (bestemt af ydre konditioner) er det således muligt at kapacitetsregulere anlægget inden for meget vide grænser. Princippet er vist i figur 2.9.2.

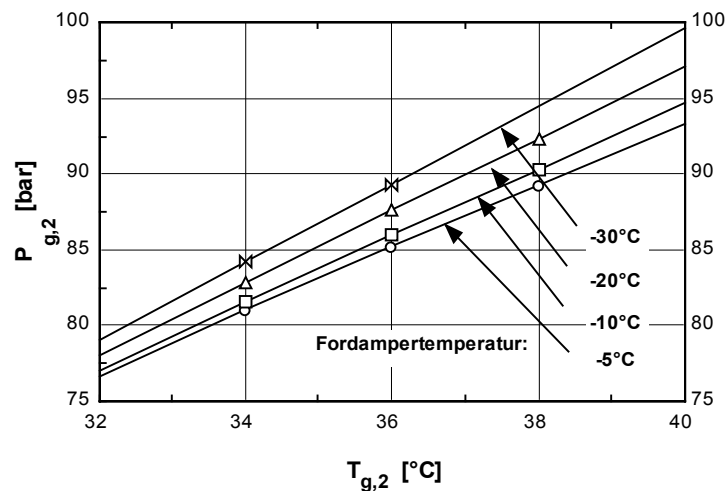


Figur 2.9.2: Ydelsens (Q_0) afhængighed af trykket i gaskøleren for fastholdt gastemperatur

Det antages, at CO_2 's temperatur ved afgang fra gaskøleren er bestemt af de ydre konditioner og ligger på 35°C . Som det ses, er det muligt at forøge anlæggets kapacitet væsentligt blot ved at hæve trykket i gaskøleren en smule. Omvendt er det også muligt at reducere kapaciteten, hvis dette er ønsket, hvor der samtidig opnås en energibesparelse på kompressoren. Dette aspekt er meget vigtigt i forståelsen af mulighederne i den transkritiske CO_2 -proces.

Ofte er der ikke behov for kapacitetsregulering, eller dette opnås på en anden måde, f.eks. ved kapacitetsregulering af kompressoren (cylinderudkobling eller omdrejningstalsregulering). I denne situation vil det være muligt at styre efter den maksimale COP af processen.

Figur 2.9.3 viser det beregnede optimale valg af gastrykket i gaskøleren afhængigt af gassens temperatur ved afgang fra gaskøleren.



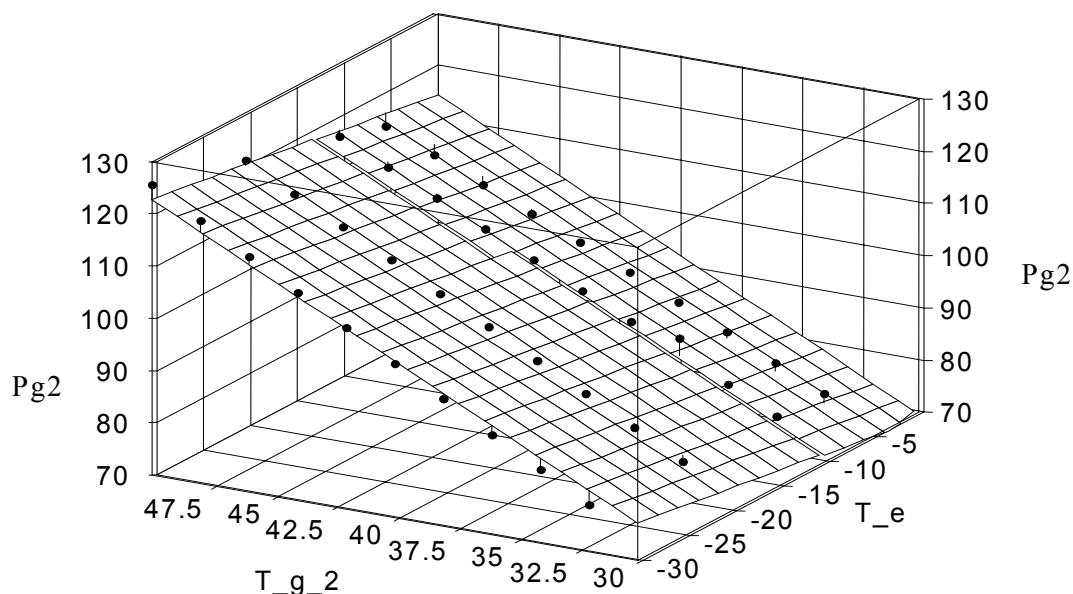
Figur 2.9.3: Beregnet tryk i gaskøleren for optimal COP afhængigt af fordampertemperaturen og gastemperaturen ud af gaskøleren ($T_{g,2}$).

Som det ses af figur 2.9.3, afhænger det optimale højtryk både af gastemperaturen ud af gaskøleren, men også af fordampertemperaturen. Endvidere vil det optimale tryk afhænge af følgende:

- Virkningsgrader for kompressor
- Tryktab i veksler og rør
- Effektivitet af intern varmeveksler
- Om der anvendes economiser eller ej

Betydningen af disse elementer er ikke undersøgt endnu, men det vurderes, at de ikke vil ændre billedet markant.

På baggrund af en analyse kan det optimale højtryk nu findes på baggrund af varierende fordampertemperaturer (T_e) og temperaturer ud af gaskøleren ($T_{g,2}$). Den isentropiske kompressorvirkningsgrad er holdt konstant på 0,6, mens effektiviteten for den interne varmeveksler er fastholdt på 0,5.

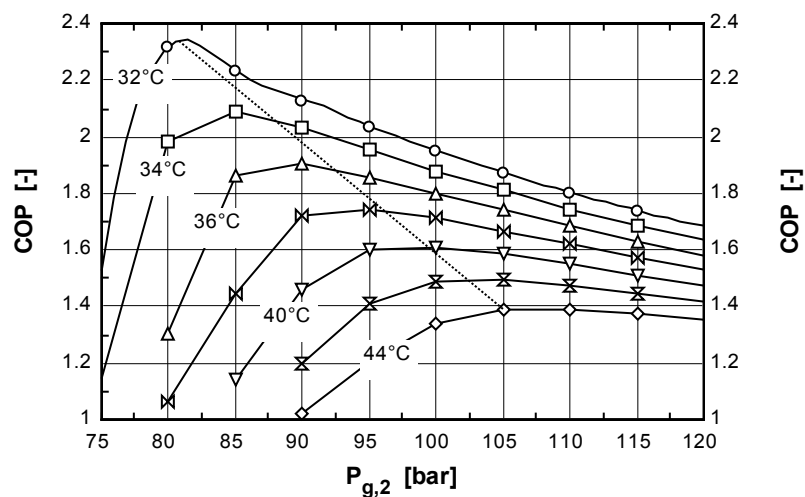


Figur 2.9.4: Beregnet tryk i gaskøleren Pg2 for optimal COP afhængigt af fordampertemperaturen T_e og af gastemperaturen $T_{g,2}$ ved afgang fra gaskøleren.

Det er således lykkedes at generere et meget simpelt udtryk, som angiver det optimale højtryk (for optimal COP) på baggrund af T_e og $T_{g,2}$.

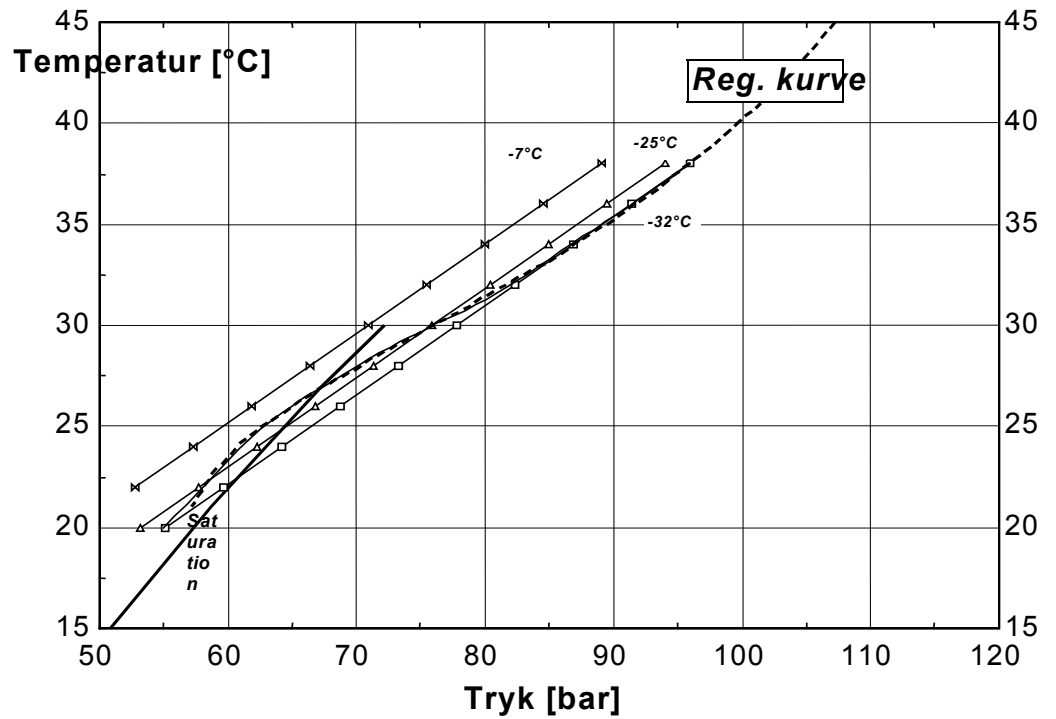
$$P_{g,2}(\text{optimal}) = 0,7244 - 0,275 * T_e + 2,275 * T_{g,2}$$

I figur 2.9.5 ses følsomheden for korrekt valgt højtryk. Som det ses, kan det være dyrt at "skyde under" det optimale tryk, da COP her falder kraftigt. Imidlertid er kurverne relativt flade for højere tryk.



Figur 2.9.5: Beregnet følsomhed for korrekt valgt tryk i gaskøleren for optimal COP ($T_e = -25\text{ °C}$)

2.10 Reguleringsfunktion for drøvleventilen



Figur 2.9.6: Beregnet sammenligning mellem gastemperatur ved afgang gaskøler og optimalt gastryk med indtegnet reguleringskurve, som bestemmes ved nedenstående ligning.

Reguleringsudtrykket ser nu således ud:

For $T_{g,2}$ mindre end 20 °C holdes ventilen helt åben.

For $T_{g,2} < 20$ °C så er $T_{g,2} = 20$

$$P_{reg} = a + b \cdot T_{g,2} + c \cdot \frac{\ln(T_{g,2})}{T_{g,2}^2} + \frac{d}{T_{g,2}^2} + e^{-T_{g,2}}$$

$$a = 282.05394$$

$$b = -1.5741522$$

$$c = -167064.7$$

$$d = 425285.17$$

$$e = -3.68426 \times 10^9$$

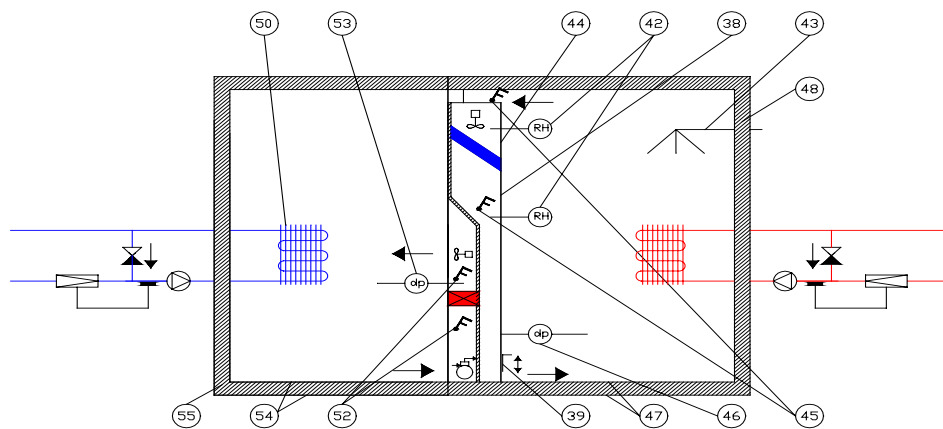
3 Beregninger og dimensioneringer

3.1 Forsøgsopstilling

Forsøgsopstillingen består af en færdigmonteret Reefer Container unit, der er placeret mellem 2 isolerede klimarum. I hver af de to kølebokse er der anbragt varmevekslere, som på kondensatorsiden henholdsvis fjerner og på fordampersiden tilfører energi, så man til enhver tid kan danne den ønskede lufttilstand. På fordampersiden kan en delmængde af energi tilføres i form af vanddamp.

3.2 Testanlæg

Testanlægget består dels af selve køleuniten, som beskrives senere, og 2 klimarum, hvor enhver aktuel lufttilstand kan dannes, se fig. 5.2.1.



Figur 3.2.1 Testanlæg

Stykliste: Kasse 1 (fordamperside)					
Projekt: Reefer container, Mærsk kølemiddel: R744, CO ₂					
Pos.	Nr.	Tekst	Teknisk specifikation	Lev.	Modt.
38	2	Plade til Reefer unit	Stålplade 2x1m	MCI/TI	
39	1	Spjæld	Specialfremstillet	MCI/TI	
40	1	Varmelegemer	El 10 kW	MCI/TI	
41	1	Effektmåler til varmelegeme		MCI/TI	
42	2	Fugtmåler/transmitter		MCI/TI	
43	1	Befugter	11 kg/h	MCI/TI	
44	1	Plexi-glasplade	2x1m	MCI/TI	
45	8	Termoelement		MCI/TI	
46	1	Differenstryktransmitter	Autotran	MCI/TI	
47	20	Vægplader	Masonit 1x2 m	MCI/TI	
48	30	Isoleringsplader	Flamingo (0,55x1,2m)	MCI/TI	
-	25	Lægter	55x35x2400	MCI/TI	

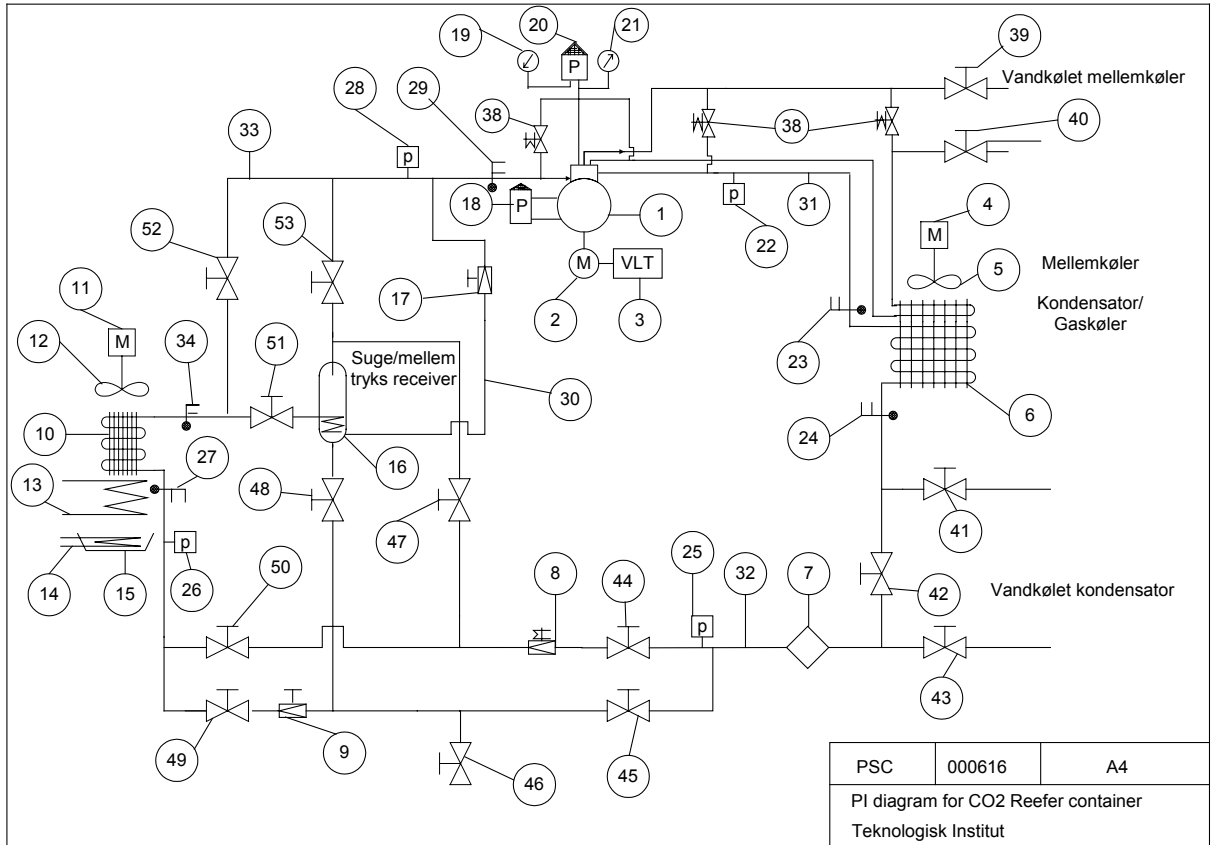
Stykliste : Kasse 2 (gaskølerside)					
Projekt : Reefer container, Mærsk kølemiddel: R744, CO ₂					
Pos.	Nr.	Tekst	Teknisk specifikation	Lev.	Modt.
50	1	Køleflade	15kW (700x700x300)	MCI/TI	
51	1	Reguleringskreds til køletårnsvand		MCI/TI	
52	8	Termoelement		MCI/TI	
53	1	Differenstryktransmitter	Autotran	MCI/TI	
54	20	Vægplader	Masonit 1x2 m	MCI/TI	
55	30	Isoleringsplader	Flamingo (0,55x1,2m)	MCI/TI	
-	25	Lægter	55x35x2100	MCI/TI	

3.3 Opbygning af testrig

Container-unitten er opbygget med udgangspunkt i en prototype standarddrumme fra MCI, så anlægget i videst mulig omfang ligner de eksisterende anlæg. Den oprindelige opbygning af komponenter og måleudstyr fremgår af fig. 3.2.1.

Anlægget er i slutfasen modificeret som beskrevet i afsnit 3.

Anlægget er i slutfasen modificeret som beskrevet i afsnit 3.



CO₂ kølecontainer unit
Stykliste for forsøgssopstilling

Dato	Rev. nr.	Udført af	Kontrolleret af	Frigivet af
13.01.2000	4	PSC/EBN		

Stykliste : Prototype 1 (kølesystem)					
Projekt : Reefer container, Mærsk. kølemiddel: R744, CO ₂					
Pos.	Nr.	Tekst	Teknisk specifikation	Lev.	Modt.
1	1	Kompressor	Min. 10 kW–10/50°C	Leverandør	✓
2	1	Motor	350/500 volt 50/60 Hz	Leverandør	✓
3	1	Frekvensomformer	Reguleringsområde 10–90 Hz	TI	✓
4	1	Elmotor	Min 0,5 kW-motoraksel rustfri	MCI	✓
5	1	Ventilatorvinge	4000 m ³ /h v. 1750 rpm p=150 Pa	MCI	✓
6	1	Lufkølet kondensator/gaskøler		Leverandør	
7	1	Masseflowmåler, “Magflo”		TI	✓
8	1	Højtryksreguleringsventil		Danfoss	
9	1	Nåleventil			
10	1	Fordamper		ECO	
11	1	Elmotor		MCI	✓
12	1	Ventilatorvinge		MCI	✓
13	2	Varmelegeme	1,5 kW	MCI	✓
14	1	Varmelegeme	0,75 kW	MCI	✓
15	1	Drypbakke		MCI	✓
16	1	Lavtryks-/mellemtryksreceiver		TI	(✓)
17	1	Nåleventil			
18	1	Oliedifferenspressostat		Danfoss	
19	1	Lavtryksmanometer		TI	
20	1	HP/LP pressostat		TI	
21	1	Højtryksmanometer		TI	
22	1	Tryktransducer, højtryk		TI	
23	1	Termoføler, gaskølerindgang		TI	✓
24	1	Termoføler, gaskølerafgang		TI	✓
25	1	Tryktransducer, før ekspansionsventil		TI	
26	1	Tryktransducer, fordampertilgang		TI	
27	1	Termoføler, fordampertilgang		TI	✓
28	1	Tryktransducer, kompressortilgang		TI	
29	1	Termoføler, kompressortilgang		TI	✓
30	1	Stålrør, olieretur	ø6x1 AISI316		
31	1	Stålrør, tryk	ø16x1 AISI316	TI	✓
32	1	Stålrør, væske	ø12x1 AISI316	TI	✓
33	1	Stålrør, sug	ø16x1 AISI316	TI	✓

34	1	Termoføler, fordamperafgang		TI	√
35	1	Kølemiddel, olie		TI	√
36	1	Kølemiddel, CO ₂		TI	√
37	1	Ramme		MCI	√
38	1	Magnetventil			
39	1	Kugleventil, vandkølet mellemkøler	ø16 Tilslutning		
40	1	Kugleventil, vandkølet mellemkøler	ø16 Tilslutning		
41	1	Kugleventil, vandkølet kondensator	ø12 Tilslutning		
42	1	Kugleventil, vandkølet kondensator	ø12 Tilslutning		
43	1	Kugleventil, vandkølet kondensator	ø12 Tilslutning		
44	1	Kugleventil, før CO ₂ ekspansionsventil	ø12 Tilslutning		
45	1	Kugleventil før man. ekspansionsventil	ø12 Tilslutning		
46	1	Kugleventil, påfyldning	ø 16 Tilslutning		
47	1	Kugleventil, by-pass til m. receiver	ø 16 Tilslutning		
48	1	Kugleventil, by-pass efter m. receiver	ø 16 Tilslutning		
49	1	Kugleventil, efter man. ekspansionsventil	ø 16 Tilslutning		
50	1	Kugleventil, efter CO ₂ ekspansionsventil	ø 16 Tilslutning		
51	1	Kugleventil, før lav. receiver	ø 16 Tilslutning		
52	1	Kugleventil, efter fordamper	ø 16 Tilslutning		
53	1	Kugleventil, efter lav. receiver	ø 16 Tilslutning		

Stykliste : Øvrigt udstyr					
Projekt : Reefer container, Mærsk. kølemiddel: R744, CO ₂					
Pos.	Nr.	Tekst	Teknisk specifikation	Lev.	Modt.
	1	Datalogger		TI	
	1	PC		TI	
		El-installation		MCI/TI	
		Div.		MCI/TI	

4 Måledata og resultater

4.1 Måling af isentropisk og volumetrisk virkningsgrad

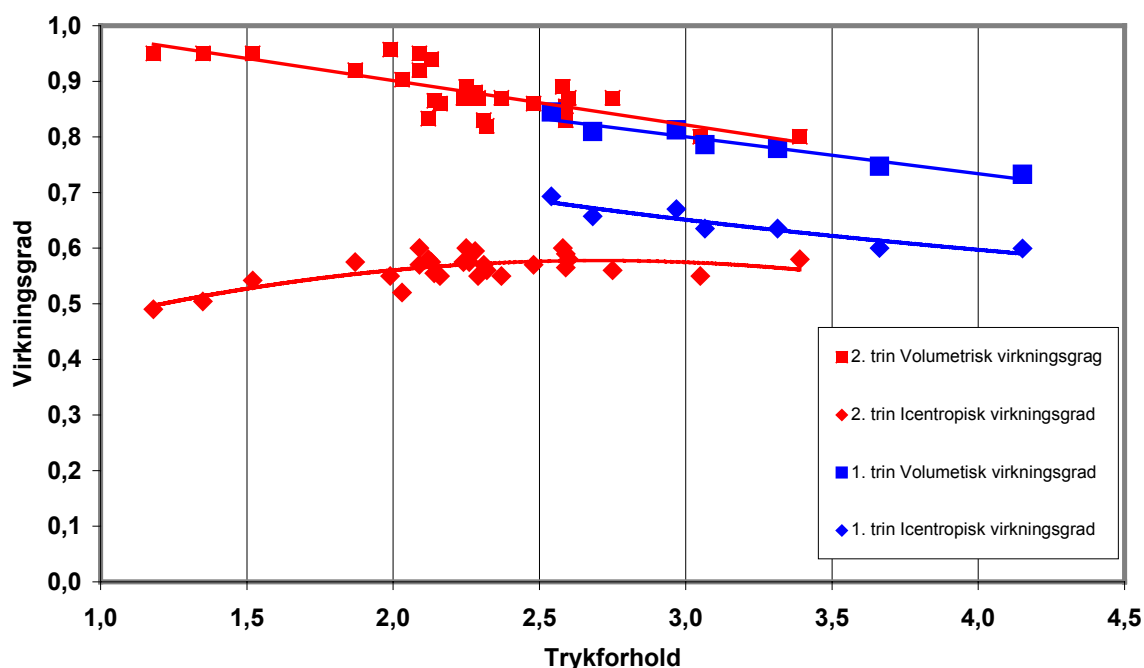
Der er foretaget ca. 50 sæt sammenhørende målinger, men kun de sidste 15 målinger, hvor anlægget som det forventes at komme til at køre i fremtiden, er medtaget. Måling af anlæggets kapacitet er alene sket ved måling af kølemiddelflowet i anlægget og tilstanden før, ved mellem-trykket og efter kompressoren. Bemærk: Ved måling med 2-trins kompressor giver hver måling 2 værdier for volumetrisk og isentropisk virkningsgrad.

På grundlag af målinger foretaget på en 1- og 2-trins kompressor ved 50 Hz er fremkommet følgende (se fig 4.1): Målingerne af 2-trins maskinen er foretaget på selve forsøgsopstillingen, hvorimod 1-trins maskinen er målt i en speciel forsøgsopstilling.

Målinger af volumetrisk virkningsgrad for henholdsvis 1- og 2-trins kompressor falder fint sammen. Derimod er der forskel på målinger af den isentropiske virkningsgrad for 1- og 2- trins kompressoren.

Kompressoren er en 2-trins kompressor med henholdsvis 3,6 og 1,8 m³/h i lav- og højtrin. 1- trins kompressoren har et slagvolumen på 5,4 m³/h. De målte ydelser er fremkommet ved 50 Hz og fremgår af diagram nr. 4.2. Det er tydeligt, at 2-trins kompressorens ydelse er væsentligt for stor - specielt ved de høje temperaturer, hvor man har behov for mindsket omdrejningstal for at tilpasse kapaciteten. De målte COP værdier fremgår af fig. 4.3.

Målt volumetrisk og isentropisk virkningsgrad for CO₂ kompressor.



Figur 4.1: Målt isentropisk og volumetrisk virkningsgrad for Dorin CO₂ 1- og 2- trins kompressor

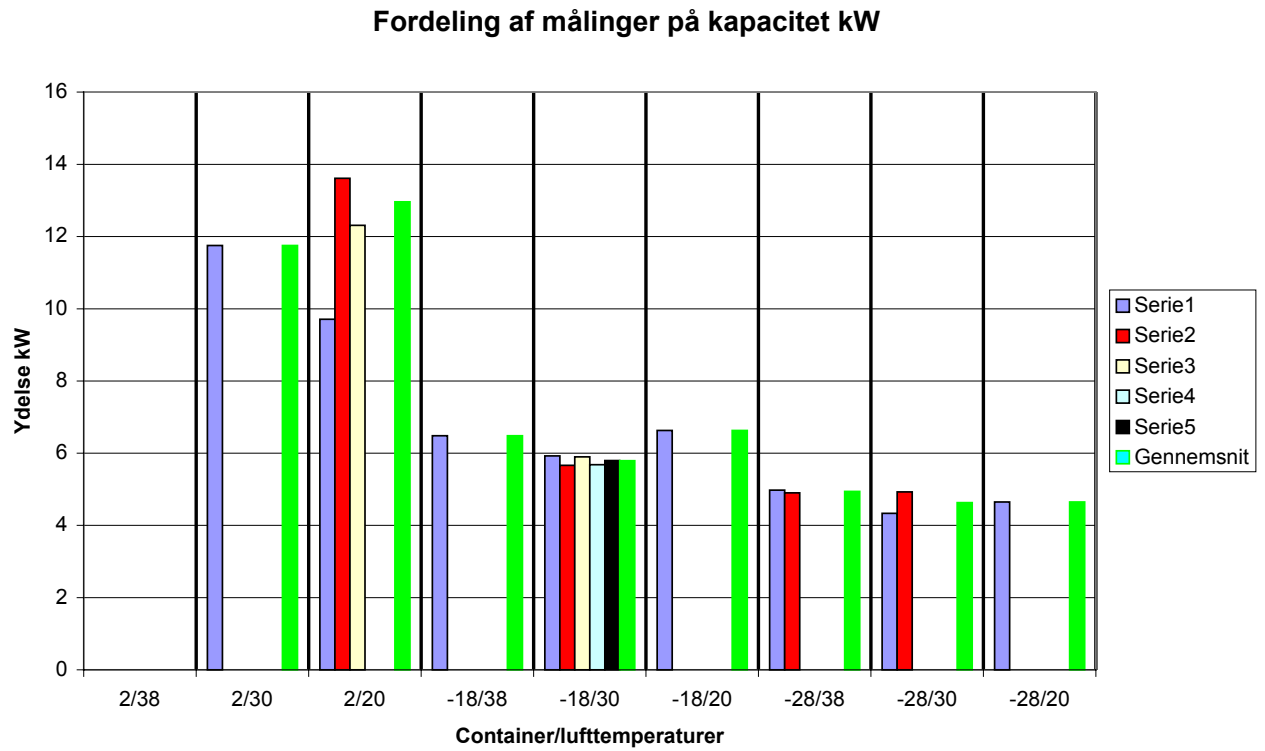


Fig. 4.2: Alle målinger af kapacitet

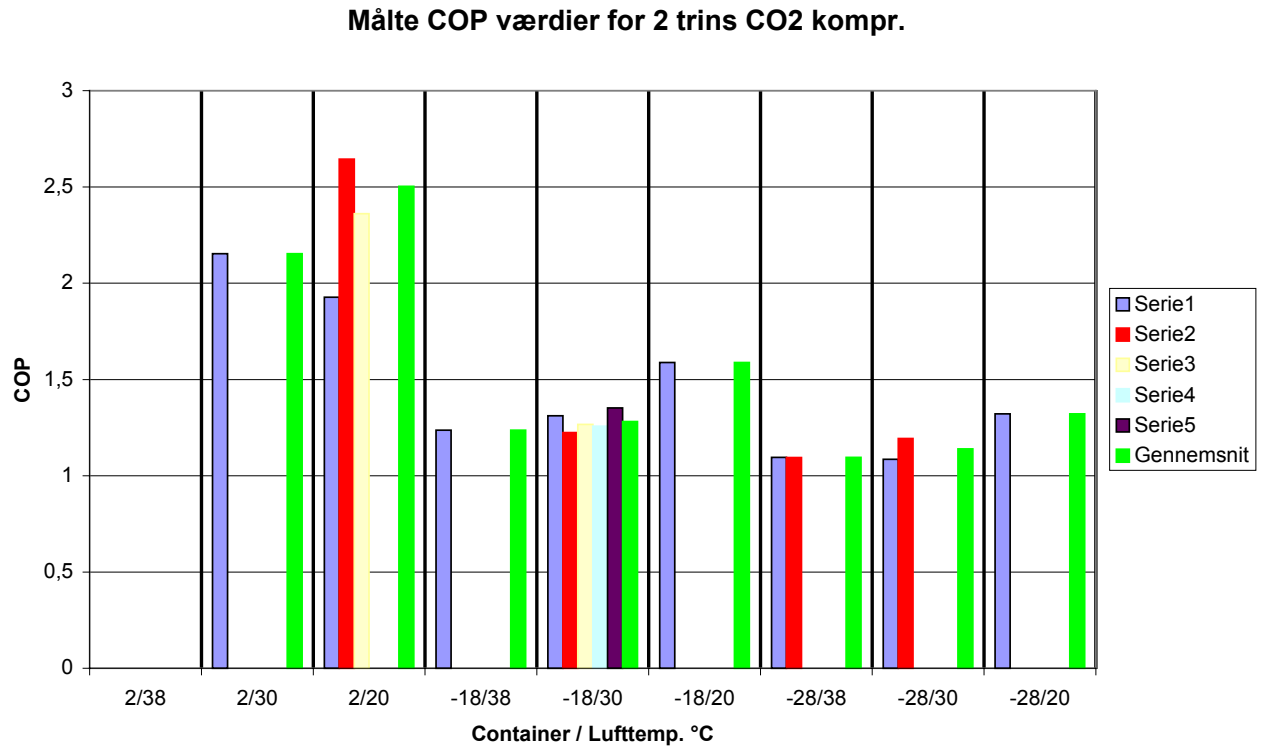


Fig. 4.3: Alle målinger af COP

Der er en enkelt måling i området 2/20°C, som typisk falder udenfor de øvrige målinger af COP og kapacitet. Efter nærmere granskning har det vist sig, at målingene er foretaget med et alt for højt gastryk (100 bar), som har medført, at anlægget unødvendigt er kørt med overkritisk tryk. Ved beregningen af gennemsnittet for de målte værdier er denne måling udeladt.

Målingerne er foretaget uden economiser. Med economiser vil ydelsen ligge mellem 5 og 20% højere, afhængig af temperaturforholdene.

De gennemførte målinger og vurderinger ligger på en CD og kan rekvireres til gennemsyn.

Sammenligning af COP for R134a og CO₂ anlæg

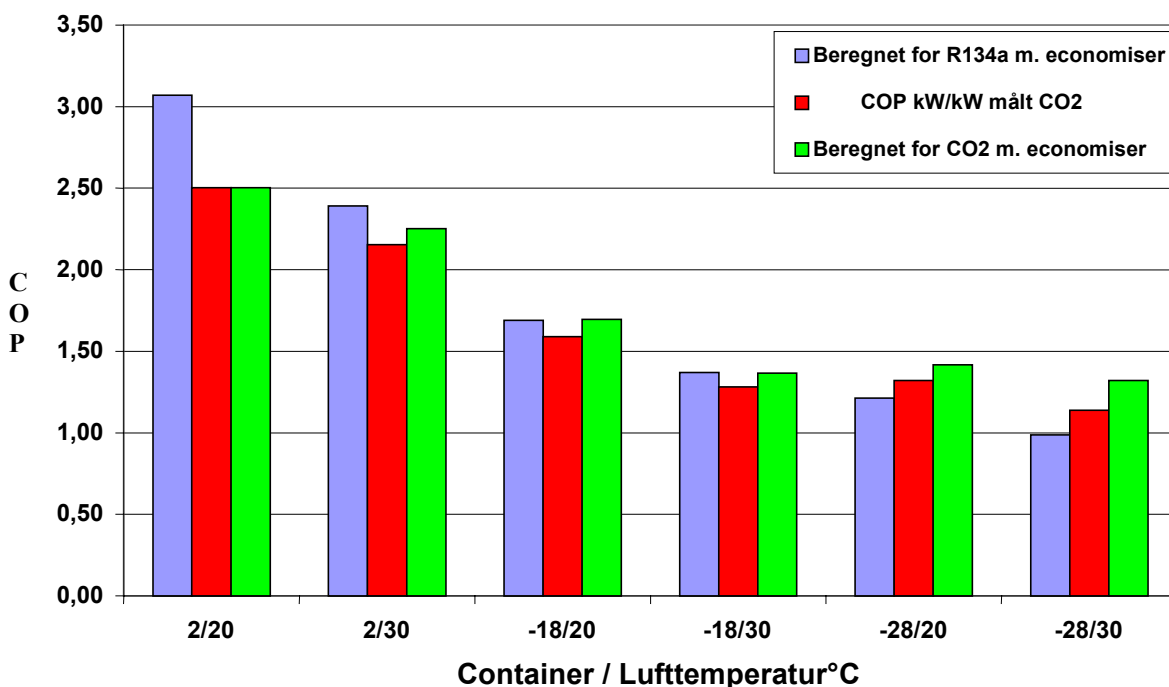


Fig. 4.4: Sammenlignende værdier for COP baseret dels på målinger for CO₂ anlægget, beregninger for R134a anlæg med economiser og beregninger for et CO₂ anlæg med economiser.

Beregningen af COP-værdien for anlæg med R134a er gennemført med en 2-trins kompressor med economiser. Der er regnet med en kondenseringstemperatur på 35°C ved 20°C luft. Ved 30°C luft er regnet med en kondenseringstemperatur på 45°C. Fordampningstemperaturen i °C for +2 er sat til -7, for -18 til -23 og for -28 til -33. For beregningen af CO₂ anlægget med economiser er der regnet med de samme data og temperaturer som ved forsøgene, og resultaterne er fremkommet som gennemsnitsværdier af alle målinger. Der er ingen energimæssig fordel ved at anvende economiser ved 2/20 °C. Economiserens ydelse går derfor mod 0.

På grundlag af data oplyst af MCI [1] er der udført en beregning af CO₂ belastningen for en container med henholdsvis CO₂ og R134a. Containerens levetid er sat til 15 år. Det forudsættes, at begge anlæg kapacitetsreguleres med frekvensomformere. Beregningsresultatet fremgår af tabel 4.1.

Tabel 4.1

TEWI beregning for sammenligning mellem et R134a anlæg og test anlægget med CO2								
Container/ Lufttemp. ° C	COP kW/kW						CO2 udl	EkstraCO2
	Beregnet	målt	kapasitet	Effektforbrug kW		Merforbrug	kg CO2	udl. 15år
	R134a	CO2	kW *	R134a	CO2	kW	pr. time**	180 dg./år
2/20	3,07	2,503	6,72	2,1889	2,6848	0,4959	0,055436	3592
2/30	2,39	2,153	7,72	3,2301	3,5857	0,3556	0,039753	2576
-18/20	1,69	1,589	2,32	1,3728	1,4600	0,0873	0,01089	706
-18/30	1,37	1,282	2,72	1,9854	2,1217	0,1363	0,017008	1102
-28/20	1,212	1,321	3,5	2,8878	2,6495	-0,2383	-0,00558	-361
-28/30	0,986	1,14	4	4,0568	3,5088	-0,5480	-0,01282	-831
** Drifttid ifølge MCI						I alt kg CO2 over 15 år		6784

Tilsvarende har R134a en drivhuseffekt, som svarer til udledning af 1340 kg CO₂/ kg 134a. Driftomkostninger (i form af CO₂ udledning) er som det fremgår af tabel 1 beregnet til ca. 6784 kg CO₂ over 15 år, hvilket svarer til udslip på knap 5 kg R134a pr. anlæg.

Indregner man en economiser i CO₂ anlægget, bliver forskellen lidt mindre mellem de 2 processer. Den ækvivalente CO₂ udledning bliver derved godt 2 kg R134a pr. anlæg. (Se tabel 4.2).

Tabel 4.2

TEWI beregning for sammenligning mellem et R134a anlæg og et tilsvarende CO2 anlæg med economiser								
Container/ Lufttemp. ° C	COP kW/kW						CO2 udl	EkstraCO2
	Beregnet	Beregnet	kapasitet	Effektforbrug kW		Merforbrug	kg CO2	udl. 15år
	R134a	CO2	kW *	R134a	CO2	kW	pr. time**	180 dg./år
2/20	3,07	2,503	6,72	2,1889	2,6848	0,4959	0,055436	3592
2/30	2,39	2,252	7,72	3,2301	3,4281	0,1979	0,02213	1434
-18/20	1,69	1,696	2,32	1,3728	1,3679	-0,0049	-0,00061	-39
-18/30	1,37	1,367	2,72	1,9854	1,9898	0,0044	0,000544	35
-28/20	1,212	1,416	3,5	2,8878	2,4718	-0,4160	-0,00974	-631
-28/30	0,986	1,322	4	4,0568	3,0257	-1,0311	-0,02413	-1563
** Drifttid ifølge MCI						I alt kg CO2 over 15 år		2828

Tabel 4.3 Drifttid*

2/20	2/30	-18/20	-18/30	-28/20	-28/30
21,5%	21,5%	24%	24%	4,5%	4,5%

Som CO₂ ækvivalent er anvendt 0,52 kg CO₂/kWh.

* kapacitet ifølge MCI

Teknologisk Institut, Energi
25. juni 2001

Gunnar Minds
Projektleder

h:\koel\90820_co2_reefer_cont_unit\rapport\reefer container unit med co2.final.bbh.doc