

Renere produkter

J. nr. M 126-0548

Køle- og frostrumsanlæg til køkkener og restauranter – konvertering fra HFC til de naturlige kølemidler propan og CO₂

Forfatter(e):

Jørgen Nielsen, Findan Køle- og Elteknik

Kenneth B. Madsen, Teknologisk Institut

Svend Vinter Pedersen, Teknologisk Institut

Indhold

FORORD	5
SAMMENFATNING OG KONKLUSIONER	7
SUMMARY AND CONCLUSIONS	9
1 VALG AF KONCEPT	11
1.1 KONCEPT 1	11
1.2 KONCEPT 2	13
1.3 ENDELIG VALG AF KONCEPT	14
1.3.1 <i>Komponenter</i>	15
1.4 STYRING	15
1.4.1 <i>Kaskadeveksler</i>	15
2 SIMULERING AF ENERGIFORBRUG	19
2.1 SIMULERINGSBETINGELSER	19
2.2 RESULTATER AF SIMULERING	20
2.3 TEWI	21
3 SYSTEMGODKENDELSER	23
3.1 MASKINDIREKTIVET	23
3.2 LAVSPÆNDINGSDIREKTIVET	23
3.3 TRYKUDSTYRSDIREKTIVET	23
3.3.1 <i>Klassificering af enheden</i>	23
3.3.2 <i>Komponenter</i>	24
4 ERFARINGER OG ÆNDRINGSFORSLAG	25
4.1 SYSTEMVALG	25
4.2 KOMPONENTER	26
4.3 STYRING	26
5 ØKONOMI	29

Forord

I forbindelse med McDonald's vision om at bygge verdens første HFC-frie restaurant blev alle leverandører af køleudstyr bedt om at udvikle udstyr, der ikke anvender HFC som kølemiddel. Projektet "Køle- og frostrumsanlæg til køkkener og restaurationer - konvertering fra HFC til de naturlige kølemidler propan og CO₂" er en udspringer heraf.

Projektet bygger på de erfaringer, der er gjort inden for supermarkedetsbranchen, hvor 2 demonstrationsanlæg er blevet bygget.

Formålet med projektet var at udvikle en unit med samme funktion og driftssikkerhed som en konventionel HFC-unit, som er energineutral og som på sigt kan bygges til en pris, der er konkurrencedygtig med konventionelle HFC-units.

Et sådant projekt kan kun gennemføres med succes, når alle deltagere og leverandører – som det har været tilfældet her - udviser stor velvilje.

Projektdeltagere:

Projektgruppen bestod af Findan Køle- og Elteknik A/S og Teknologisk Institut, Center for Køle- og Varmepumpeteknik.

Findan Køle- og Elteknik A/S
(Ansøger)
Tøjstrupvej 35
8961 Allingåbro

Kontaktperson: Jørgen Nielsen
Tlf.: 8648 0022

Teknologisk Institut
Center for Køle- og Varmepumpeteknik
Kongsvang Allé 29
8000 Århus C
Kontaktperson: Kenneth B. Madsen
Tlf.: 7220 1287

Danfoss A/S
Kontaktperson: Preben Bertelsen

Tempcold
Kontaktperson: Christian Heerup

Sammenfatning og konklusioner

I forbindelse med projektet er det lykkedes at lave et lille kompakt anlæg, der på sigt kan blive et konkurrencedygtigt alternativ til anlæg med HFC. Kravet til anlægget har været, at det skal fungere på samme tilfredsstillende måde som et konventionelt anlæg. Anlægget lever op til alle krav stillet i forbindelse med PED- og ATEX-direktiverne.

Der er i projektet bygget en prototype, der er installeret, og som har været i drift siden 16. januar 2003. Det skønnes, at lignende anlæg med konventionel styring på nuværende tidspunkt er ca. 10% dyrere end konventionelle HFC-anlæg. Det skal dog nævnes, at omkostningerne til prototypen har været væsentlig højere, da der er monteret en del ekstraudstyr til styring og overvågning.

I projektperioden er energiforbruget blevet overvåget og sammenlignet med en referencerestaurant. Resultatet af denne overvågning er, at energiforbruget ca. 15 højere for det nye anlæg end for et konventionelt anlæg. Dette energiforbrug kan dog reduceres til samme niveau som referenceanlægget ved at ændre styringen. Disse ændringer er beskrevet andet sted i rapporten.

Anlægget har på nuværende tidspunkt været i drift i 7 måneder. I den periode har det ikke på noget tidspunkt været nødvendigt at tilkalde en tekniker, og i øvrigt har der ikke været nogen form for fejl på anlægget. Temperaturen i rummene har været holdt på de ønskede niveauer i hele perioden.

En samlet vurdering af anlægget er fuldt på højde med et konventionelt anlæg, hvis der ses på funktionalitet og driftssikkerhed. Økonomisk set er anlægget dyrere i anskaffelse, men merprisen forventes at blive reduceret i de kommende år, efterhånden som markedet for komponenter til naturlige kølemidler vokser.

Summary and conclusions

In connection with the project we succeeded in making a small, compact system that in the long term can become a competitive alternative to HFC systems. A requirement was that the system should function just as satisfactorily as a traditional system. The system lives up to all the requirements made in connection with the PED and ATEX directives.

In the course of the project, a prototype was constructed and it has been installed and been in operation since 16 January 2003. It is estimated that a similar system with traditional operation currently is app. 10% more expensive than a traditional HFC system. However, it should be stated that the costs relating to the prototype have been substantially higher as quite a lot of auxiliary equipment for operation and monitoring has been mounted.

During the project period the energy consumption was monitored and compared with a reference restaurant. The result is that the energy consumption is the same for the two units within a margin of 2%.

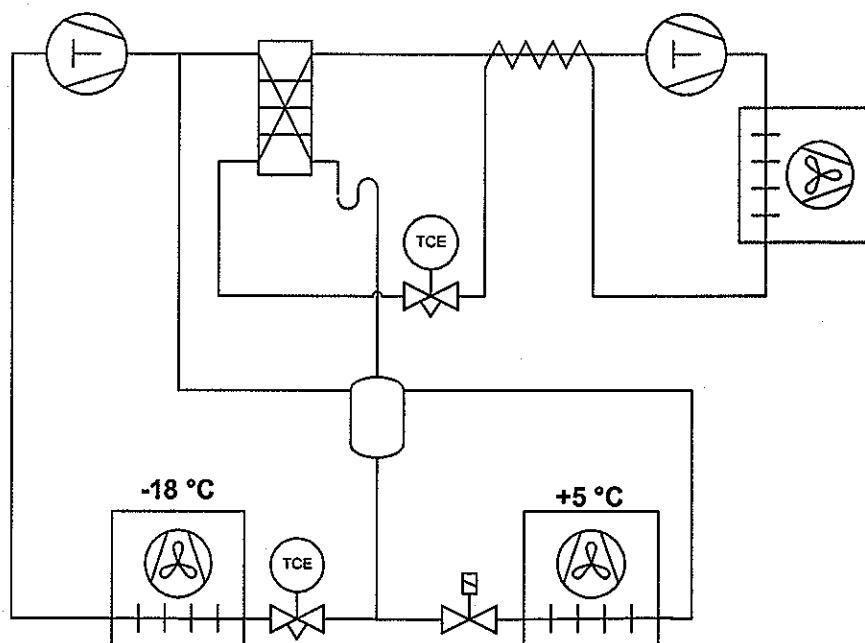
At present, the system has been in operation for 7 months. During that period it has not been necessary to call in a technician and no errors whatsoever have arisen on the system. The temperature in the refrigeration and freezing system has been kept at the desired levels during the entire period.

A total evaluation of the system is up to the standard of a traditional system when system design and reliability are taken into consideration. From an economic point of view the purchase price of the system is higher, but the additional price is expected to be reduced in the next few years as the component market for natural refrigerants increases.

1 Valg af koncept

I projektet er 2 forskellige anlægs løsninger blevet undersøgt, og de er blevet sammenlignet med et referencesystem, som svarer til det anlæg, der anvendes i dag på tilsvarende McDonald's restauranter. Begge koncepter er valgt ud fra et ønske om det lavest mulige energiforbrug, samt et simpelt og prisbilligt anlæg.

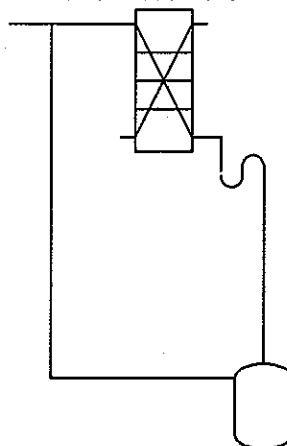
1.1 KONCEPT 1



FIGUR 1: ANLÆGSDIAGRAM, KONCEPT 1.

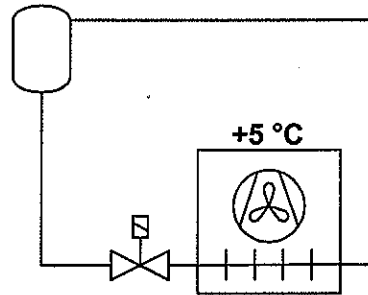
Anlægskoncept 1 består af en propankreds med intern varmeveksler og luftkølet kondensator, der køler en kaskadeveksler, der virker som kondensator for CO₂- kredsen.

CO₂-kredsen kan deles i tre kredse. Den første kreds er en selvcirkulationskreds mellem receiveren og kaskadeveksleren, hvor gas fra receiver og kompressor kondenserer og returneres til receiveren.



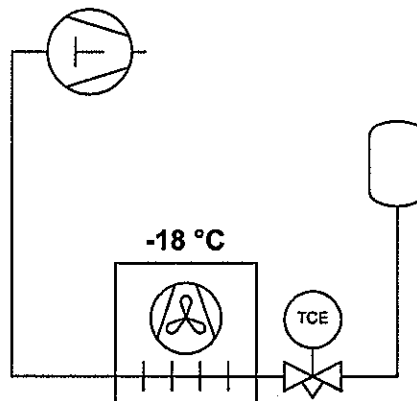
FIGUR 2: SELVCIRKULATIONSKREDS NR. 1. RECEIVER/KASKADEVEKSLER.

Væskelåsen på udgangen af kaskadeveksleren sikrer, at gassen fødes til veksleren i toppen. Kaskadeveksleren kondenserer trykgassen fra kompressoren samt gassen fra den kombinerede væskeseperator/receiver.



FIGUR 3: SELVCIRKULATIONSKREDS NR. 2. KØLERUM/RECEIVER.

Kreds nr. 2 er en selvcirkulationskreds til kølerummet. Dette princip er ikke prøvet før med CO₂ på anlæg af denne størrelse. Væsken fra receiveren, der er placeret ca. 1,5 meter over kølerummet, fødes til fordamperen, hvor den delvis fordamper og returneres til receiveren vha. selvcirkulationsprincippet. Denne type kølekredse skal dimensioneres korrekt for at sikre et cirkulationstal større end én og dermed en våd retur. Den våde retur er vigtig for at sikre olieretur til receiveren og dermed til kompressoren.



FIGUR 4: FROSTRUMSKREDS.

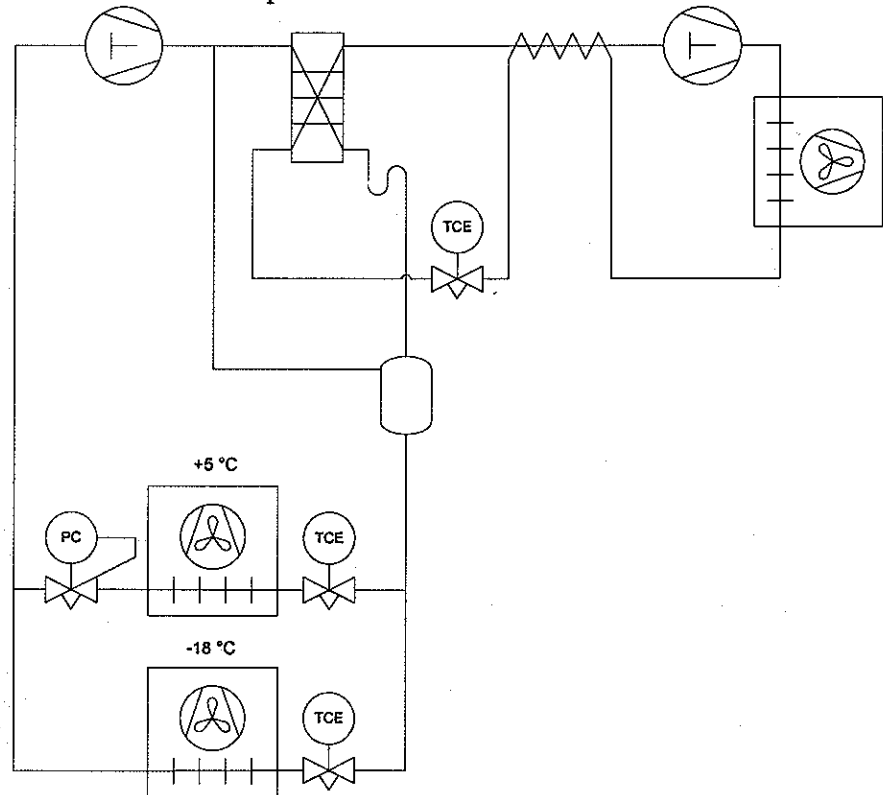
Frostrumskredsen er opbygget som en konventionel kølekreds, hvor væsken fra receiveren ekspanderes og fordampes og returneres til kondensatoren/kaskadeveksleren via kompressoren.

Konceptet lever op til de krav, der er defineret i kravspecifikationen, men dertil kommer kravet om tilløbshøjde til kølerumsfordamperen for at give drivhøjde til selvcirkulationskredsen. Dette krav gør konceptet velegnet i de tilfælde, hvor der er mulighed for at placere køleanlægget direkte oven på kølerummet, men i tilfælde, hvor dette ikke er muligt, kan denne anlægsløsning ikke anvendes. En stor del af McDonald restauranterne bygges som "out store" restauranter, hvor denne mulighed eksisterer.

Restauranten, som dette projekt er en del af, er netop af denne type, hvor køleanlægget kan placeres på taget direkte oven på kølerummet. Derfor er det oplagt at anvende dette koncept, men da dette anlægskoncept ikke kan dække alle behov, er der valgt at se på en alternativ løsning.

1.2 KONCEPT 2

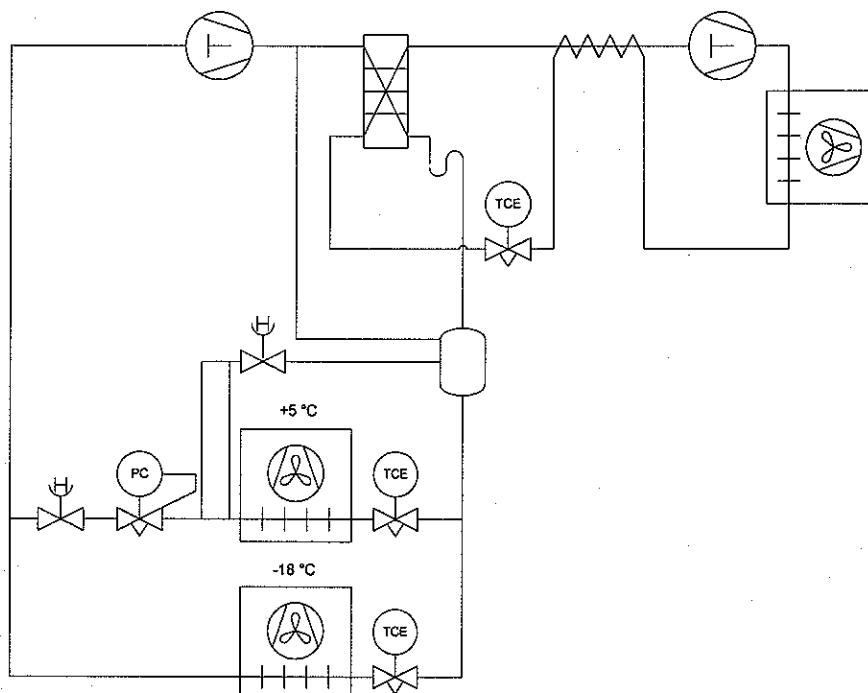
For at holde antallet af komponenter på et niveau, hvor det ikke vil påvirke prisen i negativ retning, er løsninger med indirekte glykolkredse og CO₂-pumpeløsninger ikke fundet anvendelige. Den valgte anlægskoncept minder i sin opbygning meget om koncept 1, dog er selvcirkulationen på kølerummet skiftet ud med direkte ekspansion.



FIGUR 5: ANLÆGSDIAGRAM, KONCEPT 2.

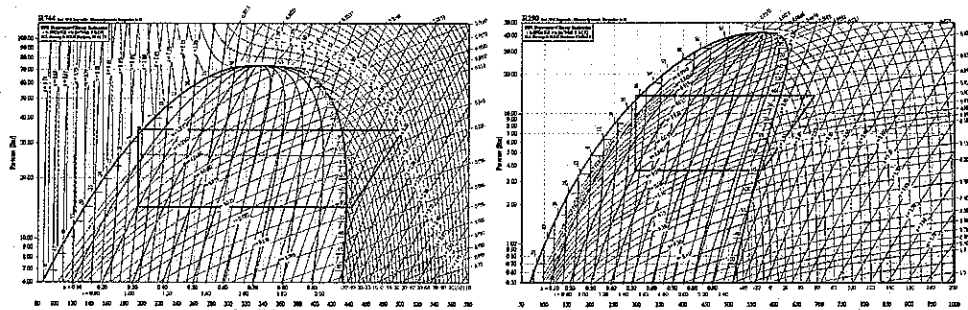
Der er valgt en løsning med sugetryksregulator på kølerummet. Fra et energiøkonomisk synspunkt er denne løsning ikke så god som koncept 1, men den eliminerer problemerne med selvcirkulation. Da køleydelsen på kølerummet kun udgør under 25% af den samlede køleydelse, vil mereenergiforbruget ikke give anledning til et væsentligt øget energiforbrug.

1.3 ENDELIGT VALG AF KONCEPT



FIGUR 6: ENDELIG KONCEPT. HYBRID AF KONCEPT 1 OG 2.

Den endelige koncept er valgt som en hybrid af de to koncepter for at kunne teste begge anlægskoncepter. Hvis der er mulighed for at give den nødvendige tilløbshøjde til kølerummet, vil valget falde på koncept nr. 1, med koncept nr. 2 som et brugbart alternativ i situationer, hvor det ikke er muligt at anvende selvcirkulation.



FIGUR 7: LOG P H DIAGRAM FOR DE VALGTE KONCEPTER.

Kredsprocessen for CO_2 for de to koncepter er indtegnet til venstre i figur 7. Kredsprocessen for frostkredsen er indtegnet med sort, og kredsprocessen for kølekredsen for koncept 2 er indtegnet med gråt. Fordampningstemperaturen for kølekredsen er sat til -10°C for at sikre muligheden for at lave overhedning ud af fordampere, hvor den ved selvcirkulation er 0°C . Gassen ekspanderes ned til fordampningstemperaturen i frostrummet og komprimeres herefter op til trykket i kaskadeveksleren.

Kredsprocessen for propankredsen adskiller sig ikke i de to koncepter.

1.3.1 Komponenter

Komponenterne til denne løsning er valgt ud fra et ønske om, at anlægget skal være driftssikker. Derfor er det valgt ikke at gå på kompromis, hvilket har betydet, at prisen for anlægget har været betragteligt højere end for et konventionelt anlæg.

Komponent	Type
Kompressor CO ₂	Bitzer
Kompressor propan	Bitzer 2 stk.
Fordamper frost	ECO
Fordamper køl	ECO
Kaskadeveksler	SWEP
Kondensator	ECO
Ekspansionsventiler	Danfoss AKV (R744)/TQ (R290)
Styring	Danfoss AKC25 H5

TABEL 1: LISTE MED HOVEDKOMPONENTER.

1.4 STYRING

I forbindelse med projektet er styringen prioriteret højt, da der er mulighed for en energibesparelse på dette område. Desuden giver dette også mulighed for at opsamle data fra anlægget og derved optimere systemet gennem en periode, hvor anlægget er i drift. Styringen til dette anlæg har udgjort en uforholdsmæssig stor del af budgettet til opbygningen af prototypen, men har også været en stor hjælp undervejs.

Det har desuden været nødvendigt at anvende frekvensomformere, da det ikke har været muligt at få de rette kompressorer.

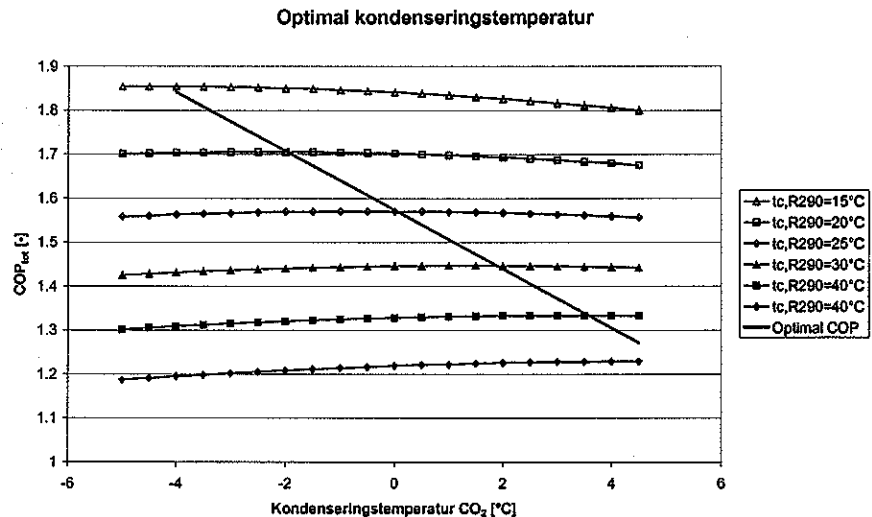
Specielt forholdene omkring kaskadeveksleren har været undersøgt i forbindelse med projektet. Muligheden for at køre med variabel temperatur i kaskadeveksleren har været undersøgt, da styringen giver mulighed for det. I det følgende afsnit vil overvejelserne omkring temperaturen i kaskadeveksleren blive beskrevet, og der vil blive konkluderet på valget af styrestrategi.

1.4.1 Kaskadeveksler

Kaskadevekslere er en af de nye komponenter, der er kommet ind i køleanlæggene i dette segment pga. kravene omkring mindre fyldninger og brug af CO₂ som kølemiddel. For at sikre den optimale styring af denne komponent, er det i projektet blevet undersøgt, hvordan styringen kan optimeres.

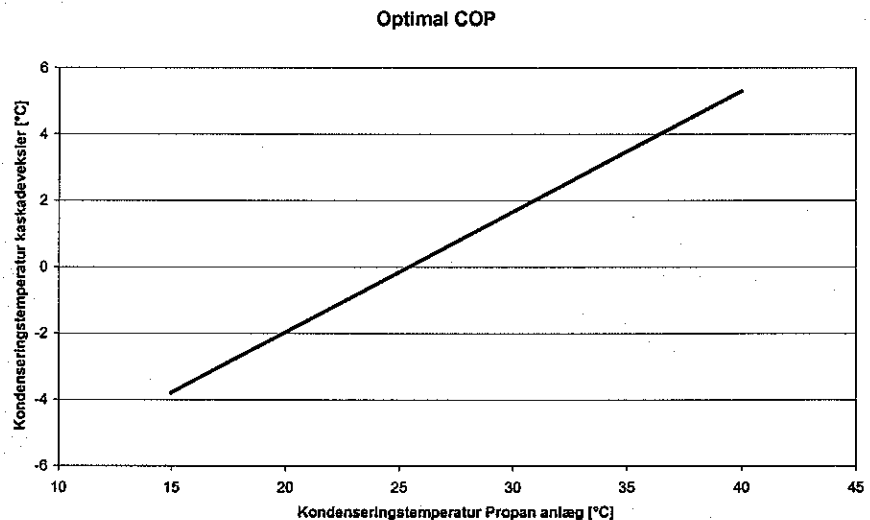
For at finde frem til den optimale styrestrategi for kaskadeveksleren, er der lavet en simuleringsmodel, der ved forskellige kondenseringstemperaturer finder den optimale temperatur i kaskadeveksleren.

Simuleringsmodellen tager udgangspunkt i koncept 1 og beregner energiforbruget som funktion af forskellige kondenseringstemperaturer i kaskadeveksleren. Simuleringen er udført ved fuldlast på begge rum samt ved forskellige kondenseringstemperaturer for propananlægget. Resultatet vil ændre sig, hvis belastningsfordelingen mellem rummene ændres men ikke ved svingende belastning generelt.



FIGUR 8: COP SOM FUNKTION AF KONDENSERINGSTEMPERATUREN I KASKADEVEXSLEREN SAMT KONDENSERINGSTEMPERATUREN FOR PROPANANLÆGGET.

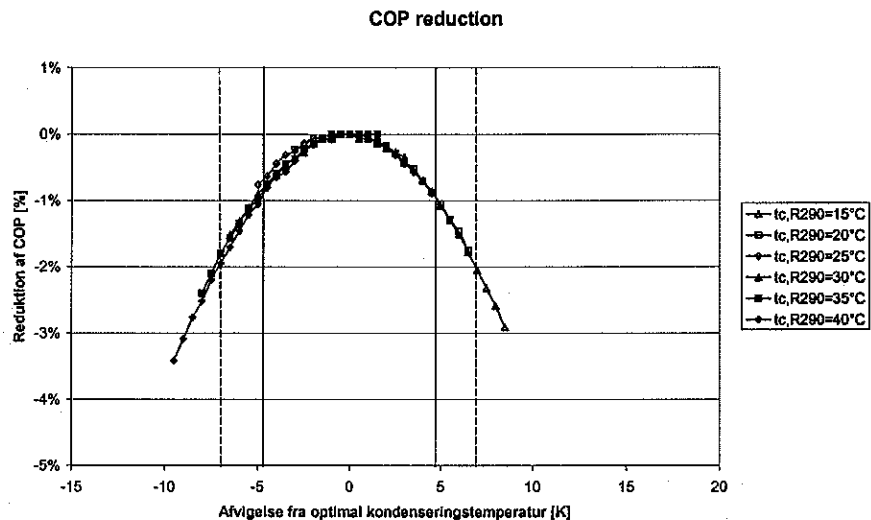
Resultaterne af simuleringen ses i figur 8. Der er indtegnet COP-kurver for forskellige kondenseringstemperaturer for propananlægget med varierende kondenseringstemperatur i kaskadeveksleren. Den optimale COP som funktion af propananlæggets kondenseringstemperatur er også indtegnet. Af figuren ses, at det er optimalt at køre kaskadeveksleren med en variabel kondenseringstemperatur, som er en funktion af kondenseringstemperaturen for propananlægget.



FIGUR 9: OPTIMAL KONDENSERINGSTEMPERATUR I KASKADEVEXSLEREN SOM FUNKTION AF KONDENSERINGSTEMPERATUREN FOR PROPANANLÆGGET.

Figur 9 viser, at ved højere kondenseringstemperatur for propananlægget er det optimalt at hæve kondenseringstemperaturen i kaskadeveksleren. Der er dog grænser for, hvor meget den kan hæves, da kondenseringstemperaturen i kaskadeveksleren også er fordampningstemperaturen i kølerummet.

Da det er forbundet med større omkostninger til styring at køre med variabel kondenseringstemperatur i kaskadeveksleren, beregnes besparelsen ved denne styringsform sammenlignet med en styring med fast setpunkt.



FIGUR 10: COP-REDUKTION SOM FUNKTION AF AFVIGELSEN FRA DEN OPTIMALE TEMPERATUR.

Af figur 10 ses reduktionen i COP ved at afvige fra den optimale temperatur. Ved en afvigelse på ca. 5K reduceres COP med ca. 1%, og en afvigelse på ca. 7K giver en reduktion på ca. 2%.

Undersøgelsen viser, at besparelsen ved at køre med et optimalt variabelt setpunkt begrænser sig til ca. 1-2%, hvis setpunktet vælges korrekt. Sammenholdes resultatet med temperaturvariationer for et dansk normal år, er besparelsespotentialt ca. 0,5% ved at køre med variabel setpunkt. Denne besparelse kan ikke betale for den omkostningstunge styring på dette anlæg.

Der er ud fra ovenstående valgt at køre med fast setpunkt for kondenseringstemperaturen i kaskadeveksleren på 0°C, da det er tæt op ad den gennemsnitlige, optimale temperatur, og derved undgås problemer med tilrimning af fordamperen i kølerummet. Energibesparelsen ved at fjerne afrimningen vurderes at være væsentlig større end 0,5%.

2 Simulering af energiforbrug

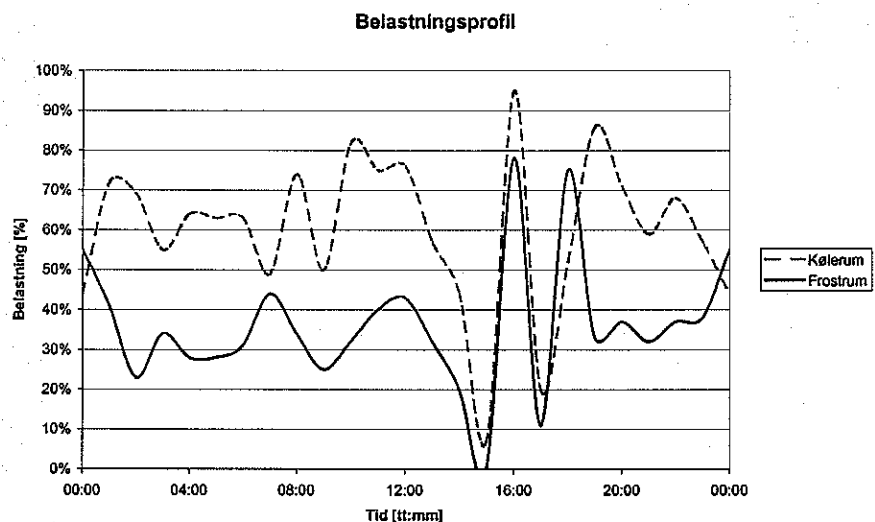
Energiforbruget for koncept 1 og for et referencesystem er blevet simuleret med varierende døgnprofil og udetemperatur. Simuleringsmodellerne har timeværdier for udetemperatur og belastningsprofil for et standard år. Simuleringen gentages hver time i et helt år, og energiforbruget summeres. Denne beregningsmetode giver et resultat, der kan sammenlignes med energiforbruget fra andre restauranter.

2.1 SIMULERINGSBETINGELSER

Til simuleringen er anvendt følgende betingelser:

	Koncept 1	Reference-system
Kompressortype	Semihermetisk	Hermetisk
Overhedning - generel	5K	12K
Underkøling - generel	2K	2K
Temperaturdifferens - kondensator	10K	10K
Fordampningstemperatur - frost	-24°C	-26°C
Fordampningstemperatur - køl	0°C	-2°C
Temperaturreffektivitet - intern varmeveksler	50% propan 0% CO ₂ (ikke monteret)	0% (ikke monteret)
Temperaturdifference kaskadeveksler	5K	(ikke monteret)
Minimum kondenseringstemperatur	10°C	15°C

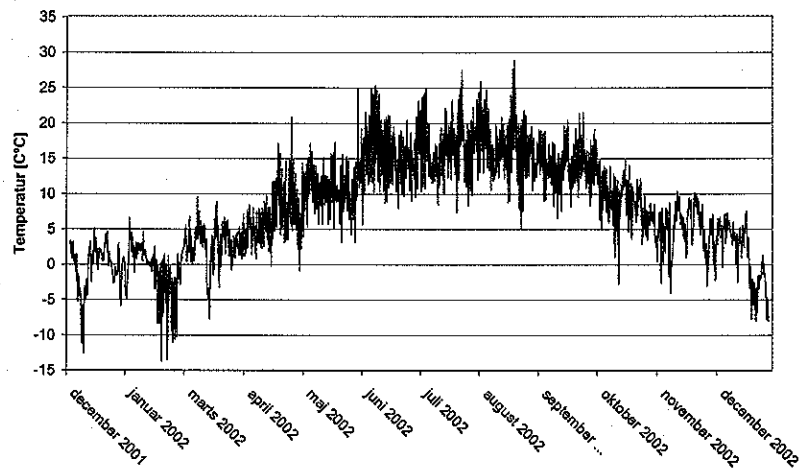
TABEL 2: INPUTDATA TIL SIMULERINGSMODELLERNE.



FIGUR 11: BELASTNINGSPROFIL FOR ET DØGN.

Belastningsprofilen for køle- og frostrummene er baseret på data, hentet fra restaurant 3 i Vejle. Belastningsprofilen vurderes at være tilnærmelsesvis uafhængig af udetemperaturen, da rummene er placeret i rum med aircondition. Derfor anvendes samme belastningsprofil for hele året.

Temperatur variation for et Dansk standard år

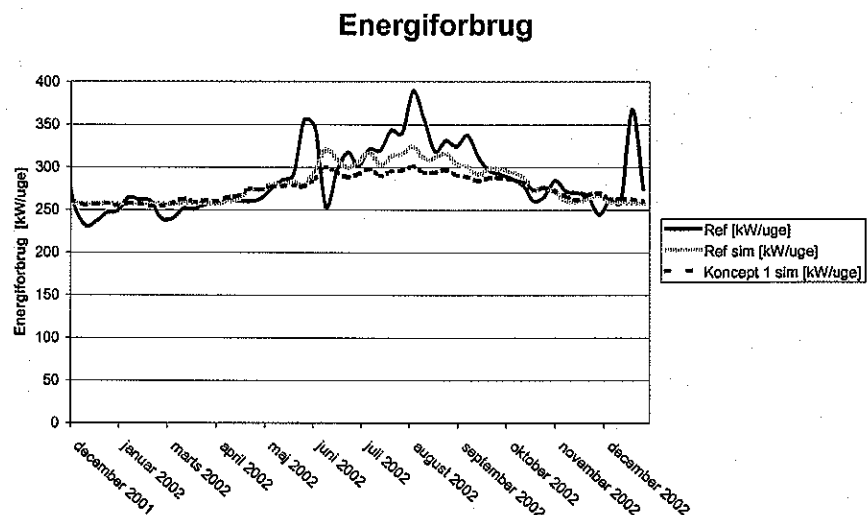


FIGUR 12: TEMPERATUR FOR ET DANSK STANDARD ÅR.

Da der kondenseres op mod udetemperaturen, er det en vigtig faktor for energiforbruget. For at sikre tilstrækkelig drivtryk for ventiler og for at sikre kompressoren mod for lavt trykforhold er der indført et minimum for kondenseringstemperaturen for de to anlægstyper. Hvis temperaturen er over minimumtemperaturen, anvendes en fast temperaturdifference.

2.2 RESULTATER AF SIMULERING

Resultaterne af simuleringen sammenlignes med et målt energiforbrug fra en McDonald's restaurant i Grenå. For at opnå et resultat, der umiddelbart kan sammenlignes med de målte data, er der lavet et tillæg på 120kWh pr. uge til hjælpemateriel.



FIGUR 13: RESULTAT AF SIMULERING AF ENERGIFORBRUG FOR REFERENCESYSTEMET KONCEPT-1-ANLÆGGET SAMMENHOLDT MED ET MÅLT ENERGIFORBRUG FOR EN RESTAURANT.

Energiforbruget til koncept 1 er ifølge simuleringen ca. 1-2% lavere end energiforbruget til referencesystemet og ca. 4% lavere end det målte energiforbrug.

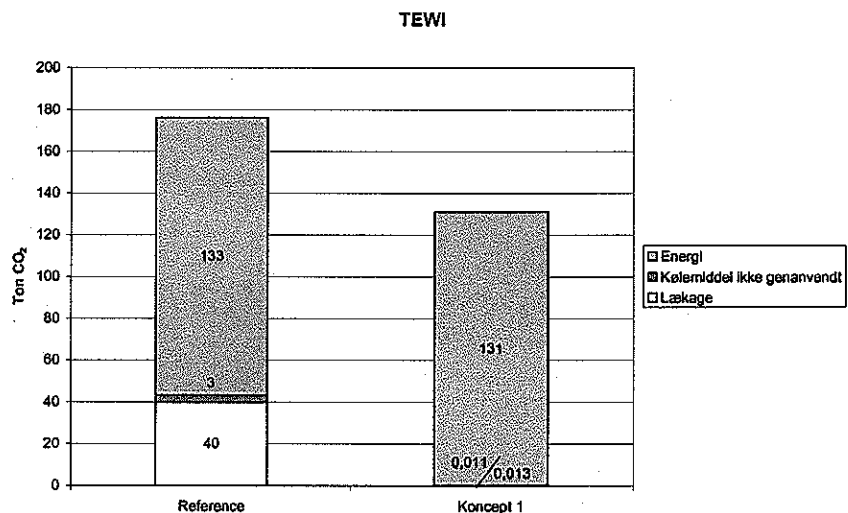
2.3 TEWI

TEWI er et udtryk for den ækvivalente mængde CO₂, som anlægget giver til atmosfæren i løbet af levetiden.

Beregningen er baseret på følgende data:

		R404a	R744	R290	Enheder
GWP	Global warming potential	3800	1	3	Kg CO ₂ /kg
L	Leak rate	0.1 x m	0.1 x m	0.1 x m	Kg/År
N	Life span	12			År
M	Charge refrigerant	14	5	2	Kg
α	Recovery	90	0	0	%
E	Energy consumption	14,200	14,000		kWh/år
β	Emission of CO ₂ due to production of electricity	0.78			kg CO ₂ /kWh

TABEL 3: INPUTDATA FOR TEWI-BEREGNING.



TABEL 4: TEWI SOM BEREGNET FOR REFERENCESYSTEMET OG FOR KONCEPT-1-SYSTEMET.

Af ovenstående figur fremgår det, at den ækvivalente CO₂-emission fra det nye HFC-frie system er ca. 25% lavere end for referencesystemet. Det ses også, at hele besparelsen stammer fra det lave GWP for de naturlige kølemidler. Kølemiddelandelen af TEWI udgør ca. 25% af den samlede CO₂-emission fra anlægget, hvilket betyder, at elforbruget stadig er den dominerende faktor.

I det efterfølgende afsnit vil der blive lavet en kort gennemgang af systemet og de anvendte komponenter i henhold til PED- og ATEX-direktiverne for at sikre, at det færdige system opfylder alle krav for at kunne CE-mærkes.

3 Systemgodkendelser

Lovgivningsmæssigt skal enheden opfylde kravene, som er beskrevet i de europæiske produktdirektiver, og det er fabrikantens ansvar at sikre sig, at alle relevante direktiver er opfyldt. Dette medfører, at Maskindirektivet, Lavspændingsdirektivet og Trykudstyrsdirektivet angiver de væsentlige sikkerhedskrav til denne køleenhed. Opfyldes disse krav kan fabrikanten påføre CE-mærket på produktet.

3.1 MASKINDIREKTIVET

I henhold til Maskindirektivet skal der foretages en risikovurdering af maskinen, som sikrer, at de væsentlige sikkerhedskrav i direktivet er opfyldt.

3.2 LAVSPÆNDINGSDIREKTIVET

Der er foretaget en gennemgang af enheden af Elektricitetsrådet, og ved denne gennemgang blev det konstateret, at produktet opfylder kravene.

3.3 TRYKUDSTYRSDIREKTIVET

Da køleanlægget er et trykbærende anlæg, skal det opfylde kravene i Trykudstyrsdirektivet 97/23/EF indført ved Arbejdstilsynets bekendtgørelse nr. 743. Dette direktiv beskriver, hvilke væsentlige sikkerhedskrav, der skal overholdes, samt omfanget af kontrol og inspektion for det færdige produkt.

3.3.1 Klassificering af enheden

For at kunne specificere kravene til materialecertifikater, overensstemmelseserklæringer og godkendelsesprocedurer er det nødvendigt, efter at dimensioneringen er foretaget, at lave en klassifikation af enheden. Dette gøres på baggrund af kravene i Trykudstyrsdirektivet. Denne klassifikation foretages på baggrund af produktet.

Kategoriseringen er foretaget efter direktiv 97/23/EF, artikel 3.

Kategoriseringen af beholdere er foretaget efter direktiv 97/23/EF, artikel 3, stk. 1.1 a og bilag II, diagram 1 og 2.

Kategoriseringen af rør er foretaget efter direktiv 97/23/EF, artikel 3, stk. 1.3 a og bilag II, diagram 6 og 7.

Indpasninger (sammenføjninger) er kategoriseret efter artikel 10, stk. 2.

Køleanlægget er klassificeret i kategori I, hvilket betyder, at konstruktionen skal CE-mærkes, og fabrikanten skal udstede en overensstemmelseserklæring. Der skal ikke foretages en godkendelse af enheden af et bemyndiget organ.

Årsagen til denne klassifikation er, at anlægget indeholder to beholdere, som er i kategori I, og overensstemmelsesvurderingen vil ske efter modul A. Rørsystemet er kategoriseret efter artikel 3, stk. 3, hvilket indebærer, at det skal udføres efter Sound Engineering Practice (SEP). For enheden gælder det, at den afsluttende verifikation med trykprøvning skal foretages af fabrikanten, og dokumentationen skal findes hos producenten 10 år fra produktionsdatoen med henblik på inspektion fra myndighederne.

Rørsystem og beholdere samt den samlede enhed kan konstrueres og fremstilles efter en harmoniseret standard. Følgende standarder er aktuelle:

- EN 378: Kølesystemer og varmepumper – Sikkerheds- og miljøkrav
- EN 13480: Metallic industrial piping
- EN 13445: Unfired pressure vessels

3.3.2 Komponenter

Pos	Beskrivelse	Max. tryk	Nom. dimension	Produkttal	Sikkerheds-kategori
		Bar	mm/ltr		
	Propan				
1	Kompressor	18,1	-	-	-
2	Trykrør 1/2"	18,1	11	199,1	Art. 3.3
3	Kompressor	18,1	-	-	-
4	Trykrør 1/2"	18,1	11	199,1	Art. 3.3
5	Fælles trykrør 1/2"	18,1	11	199,1	Art. 3.3
6	Kondensator	18,1	26	470,6	Kat I
7	Væskerør 1/2"	18,1	11	199,1	Art. 3.3
8	Sugegasveksler	18,1	28	506,8	Kat I
9	Fordamper	18,1	0,75	13,575	Art. 3.3
10	Sugerør 5/8"	18,1	14	253,4	Art. 3.3
	CO2				
11	Kompressor	40	-	-	-
12	Trykrør 1/2"	40	11	440	Art. 3.3
13	Kaskadeveksler	40	0,75	30	Kat I
14	Stigerørsreceiver 1/2"	40	11	440	Art. 3.3
15	Væskerør 5/8"	40	14	560	Art. 3.3
16	Afgangssikkerhedsventil 5/8"	40	14	560	Art. 3.3
17	Tilslutningsrum 5/8"	40	14	560	Art. 3.3
18	Fordamper kølerum	40	11	440	Art. 3.3
19	Fordamper frostrum	25	11	275	Art. 3.3
20	Receiver	40	4,9	196	Kat I
21	Receiver	40	4,9	196	Kat I

TABEL 5: TRYKNIVEAU, VOLUMEN ELLER NOMINEL DIAMETER SAMT PRODUKTAL FOR DE ANVENDTE KOMPONENTER.

4 Erfaringer og ændringsforslag

Anlægget har været i drift siden 16. januar 2003 og har kørt uden problemer af nogen art og uden besøg af tekniker. Systemet har været overvåget via AdapKool, hvor det har været muligt at se temperaturerne i de to rum samt at se køretider for kompressorer m.m.

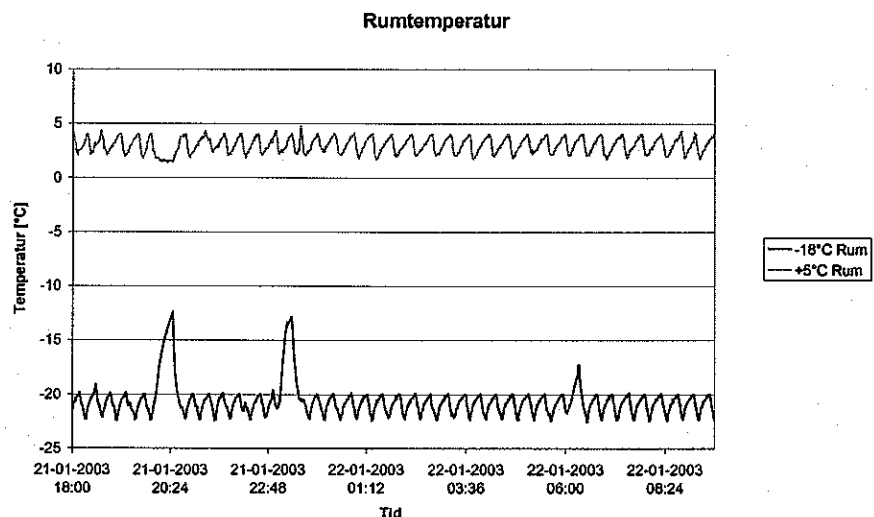
4.1 SYSTEMVALG

Anlægget har været i drift med begge koncepter. Det er valgt at køre med selvcirkulation på kølekredsen, da det er den bedste løsning set fra et energiteknisk synspunkt. Der var på forhånd skepsis omkring selvcirkulationsprincippet. Dette har dog vist sig at fungere bedre end forventet. Der har på intet tidspunkt været tegn på, at selvcirkulationen ikke har kunnet klare den specificerede køleydelse, og der har ikke været registreret problemer med oliereturen fra fordampere, hvilket har været en af de store bekymringer.

Siden 2000 har frostkredsen været kendt og brugt i denne udformning på andre anlæg uden problemer. Der har heller ikke på dette anlæg været problemer af nogen art.

Propankredsen har heller ikke givet anledning til problemer. Det har været usikkert, om der har været overhedning nok før kompressoren, men det forsøges løst ved at lave ændringer i styringen og derved at opretholde længere køretid på kompressorerne.

Begge rum har kunnet klare belastningen uden problemer.



FIGUR 14: RUMTEMPERATUR FOR ET DØGN.

På grafen oven for ses rumtemperaturen for den 21. og 22. januar 2003. Der har i driftsperioden ikke været problemer af nogen art med at opretholde temperaturen i rummene. De tre spidser på grafen for frostrummet er afrimning af fordampere.

4.2 KOMPONENTER

Da systemet er bygget som en prototype, er der flere steder, hvor der kan optimeres. Bl.a. er antallet af komponenter, der er tilgængelige, vokset betragteligt siden starten af projektet. F.eks. er den anvendte CO₂-kompressor en prototype fra Bitzer. Denne kompressor vil med stor sandsynlighed være kommercielt tilgængelig til det næste anlæg. Et andet eksempel er receiveren, som nu også er kommercielt tilgængelig til 40bar med de fornødne godkendelser.

På køleanlægget er der flere muligheder for at optimere. F.eks. er den anvendte CO₂-kompressor ca. 30% for stor til anlægget, hvilket har bevirket, at anlægget er udstyret med en frekvensomformer. Denne frekvensomformer kan evt. udelades, hvis der kan findes en kompressor med den rette størrelse.

På prototypeanlægget anvendes elektroniske ekspansionsventiler. Disse kunne for at nedbringe prisen på anlægget udskiftes med mekaniske ventiler, uden at det ville få væsentlige følger for energiforbruget.

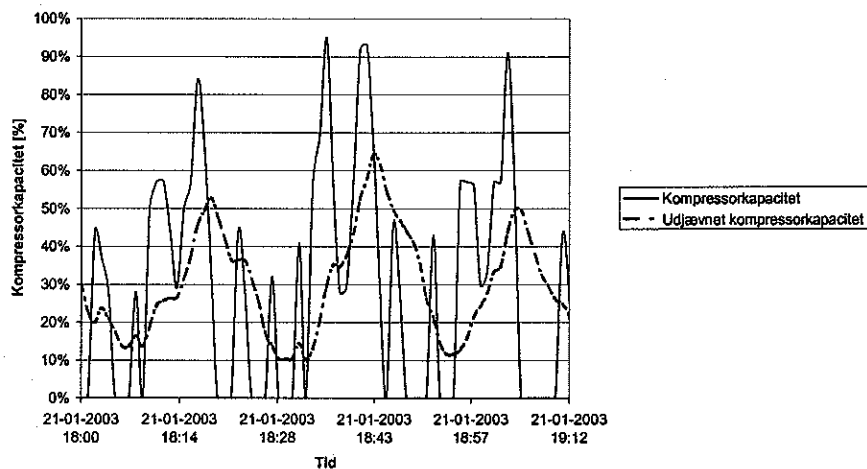
Propananlægget er udstyret med 2 Bitzer semihermetiske kompressorer. For at styre trykket i CO₂-receiveren er den ene af kompressorerne udstyret med frekvensomformer. I projektet er muligheden for at benytte flere små hermetiske kompressorer også undersøgt. Denne løsning ville være væsentligt billigere, da prisen på kompressorerne er mindre, og frekvensomformeren kunne spares ved at anvende f.eks. 5 stk. hermetiske kompressorer. Denne løsning blev valgt fra af hensyn til leveringstiden, da producenterne af denne type kompressorer ikke kunne levere kompressorer, der er godkendt til propan og samtidig kunne kobles sammen. Anvendelsen af hermetiske kompressorer vurderes at give et øget energiforbrug sammenlignet med semihermetiske kompressorer.

På styringssiden er der anvendt mange komponenter, der vil være overflødige på næste anlæg. Ud over at skifte fra elektroniske ekspansionsventiler til mekaniske kan kompressor- og kondensatorstyringen erstattes af billigere løsninger. F.eks. kunne kompressorstyringen erstattes af en frekvensomformer, der kan styre to kompressorer, eller af en simpel anordning til trinkobling af kompressorer. På samme måde kan frostkompressoren styres af rumstyringen og dermed spare en separat styring. Alternativt kunne en frekvensomformer anvendes.

4.3 STYRING

Der har i driftsperioden været evalueret lidt på styrestrategien specielt for propankompressorerne, der i dag styres efter trykket i CO₂-receiveren (35 bar). Problemet med kompressorerne har været, at der har været for mange start/stop og for korte køretider. Til gengæld har trykket i receiveren været meget konstant på de 35 bar. Problemet opstår, da der kun er to kølesteder, der begge kører on/off. Hvis der havde været flere kølesteder, ville belastningen have været bedre fordelt, og dermed ville det være muligt at holde kompressorerne i kontinuerlig drift.

Kompressorkapacitet Propan



FIGUR 15: KOMPRESSORKAPACITET PÅ PROPANKOMPRESSORERNE.

Ved at udjævne kapaciteten på propankompressorerne vil driftstiden blive længere, og antallet af start/stop vil reduceres betragteligt. Dette vil medføre mindre slitage på kompressorerne og en bedre driftsøkonomi. Det vil desværre også medføre, at trykket i CO₂-receiveren ikke vil være så konstant, som det er tilfældet i dag, og at det vil komme tættere på det maksimale tryk for anlægget. Ændringen er relativ let at gennemføre, da det udelukkende er et spørgsmål om at ændre indstillingen af regulatoren (længere integrationstid). Dette skal gøres over en periode, hvor integrationstiden forøges trinvis for at sikre, at driften ikke påvirkes.

Samme virkning ville sandsynligvis kunne opnås ved at give kølestederne et større neutralbånd og dermed længere køretider.

5 Økonomi

Økonomien i projektet har i høj grad båret præg af, at der har været tale om et kombineret demonstrationsprojekt og en prototype. Som nævnt i ovenstående afsnit har enkelte komponenter ikke været kommercielt tilgængelige, hvilket har betydet, at det har været nødvendigt at fremstille disse specielt til formålet. Dette har betydet en betydelig merpris for dette anlæg.

På styringssiden er der også valgt en løsning med overvågning og elektronisk styring af alle komponenter. Dette har været et godt værktøj i udviklingsforløbet, men har også bidraget til omkostningerne. Løsningen blev valgt for at kunne fjernstyre anlægget og for at kunne dokumentere driftsomkostninger og driftssikkerhed.

Derudover er markedet for komponenter til propan og CO₂ stadig en lille niche med meget begrænset konkurrence, hvilket bevirker, at priserne generelt er høje på denne type komponenter.

Ovenstående parametre har bevirket, at prisen på dette anlæg har været betydelig højere, end hvad det ville kunne indbringe ved salg til kunden. I denne forbindelse skal det fremhæves, at Danfoss, Bitzer og andre leverandører har været meget velvillige til at fremskaffe komponenter til disse kølemidler til en favorabel pris.

Ved at gennemføre ændringerne fra foregående afsnit anslås det, at det i fremtiden vil være muligt at fremstille et lignende anlæg til en pris, der er ca. 5-10% højere end for et tilsvarende anlæg med HFC-kølemidler. Merprisen fremkommer på baggrund af, at der anvendes flere komponenter, og at systemet ikke kan købes som en færdig enhed, som det f.eks. kendes fra kondenseringsunits m.m. Prisen på kølemidlerne trækker prisen i den anden retning. Prisen på de naturlige kølemidler er endnu ikke fastlagt fra leverandørens side. Det anslås, at prisen for de naturlige kølemidler vil være ca. 20-30% af prisen for HFC-kølemidler. Denne besparelse er dog ikke stor nok til at finansiere hele merudgiften for anlægget.

På længere sigt vil markedet for komponenter til naturlige kølemidler sandsynligvis vokse, efterhånden som flere lande kommer med udfasningsplaner. Det vil bevirke, at meromkostningerne reduceres yderligere, og at anlægget måske kan blive udgiftsneutralt.