



Optimering af condensing units i henhold til EU's Ecodesign- forordning (ECOCU)

Slutrapport

Titel:

Optimering af condensing units i henhold til EU's Ecodesign-forordning (ECOCDU) – Slutrapport
Elforsk Projektnr.: 348-051

Udarbejdet af:

Teknologisk Institut
Køle- og Varmepumpeteknik
Gregersensvej 2
2630 Taastrup

I samarbejde med:

Advansor A/S
Bautavej 1A
8210 Århus V



Danfoss A/S
Nordborgvej 81
6430 Nordborg



Marts 2019

Forfatter:

Christian Heerup, Teknologisk Institut

Indholdsfortegnelse

1. Projektresumé og konklusion	3
2. Indledning	5
3. Projektets formål.....	5
4. Projektets gennemførelse og resultater	6
4.1. Prioritering og fordeling af opgaver	6
4.2. Metoder.....	7
4.3. Miljø og perspektivering af effekter	9
4.4. Test af ejektor og perspektivering af resultater	10
5. Udnyttelse af resultater.....	12
6. Bilag	13

1. Projektresumé og konklusion

Dansk

Projektet skal øge tilgængeligheden af kompressoraggregater med lav drivhuseffekt. Med udgangspunkt i Advansors produktserie med CO₂ og Danfoss-automatik er målet at øge årvirkningsgraden (SEPR) med 15 %.

Projektets hovedresultater samler sig om to produkter med en forbedring i årvirkningsgraden (SEPR) målt i henhold til Ecodesign-kriterierne:

- MT9-forbedring i SEPR fra 2,65 til 3,50 svarende til 32 %.
- LT4-forbedring i SEPR fra 1,28 til 1,52 svarende til 19 %.

Disse forbedringer, som består i anvendelsen af en ny serie rotationskompressorer med tilhørende omdrejningsregulering integreret i styringen og en optimeret gaskøler, kan anvendes direkte på hele produktserien og giver dermed en langt højere effektivitetsforbedring end de 15 %, som var målsætningen. Dermed er det muligt at hæve effektiviteten for denne produktserie med CO₂ som kølemiddel til højde med de bedste af de konkurrerende produkter, som anvender HFC-kølemidler.

Projektets sekundære resultater er metodeudvikling:

- En tommelfingerregel er udviklet til bestemmelse af tilladeligt trykfald i gaskøleren som funktion af afgangstemperaturen.
- Dimensionering af gaskølere med udgangspunkt i Ecodesign-kriterierne.

Hermed bliver det væsentligt nemmere at opstille udvælgelseskriterier ved sammenligning af forskellige gaskølere og optimering af deres geometri – noget, som har væsentlig betydning for pris og ydeevne. Analyserne viser, at det i det konkrete tilfælde vil være muligt med simple ændringer på den originale gaskøler at opnå en samlet effektivitetsforbedring på SEPR på 9 % uden merpris.

Herudover er der i projektet også kigget på muligheden for at anvende ejektorer som et middel til at hæve effektiviteten på kompressoraggregater med CO₂. De gennemførte test med en Danfoss-ejektor giver fine effektivitetsforbedringer på mellem 5 og 25 %, men der er også høstet erfaringer, der viser, at det ikke er simpelt at anvende ejektorer i praksis på dette segment, og der er derfor behov for yderligere forskning på området.

English

The objective of the project is to provide an increased availability of condensing units with low greenhouse effect. Based on the Advansor product line with CO₂ and on Danfoss controls, the aim of the project is to improve the seasonal efficiency performance ratio, SEPR, with 15 %.

The project's main results are based on two products that show an improvement of the seasonal efficiency performance ratio (SEPR) measured according to the Ecodesign criteria:

- MT9: An improvement of the SEPR from 2.65 to 3.50 corresponding to 32 %.
- LT4: An improvement of the SEPR from 1.28 to 1.52 corresponding to 19 %.

These improvements, which are based on the use of a new product line of rotary compressors with variable speed drive and an optimized gas cooler, can be used directly across the entire product line. Therefore, they provide a much higher efficiency improvement than the 15 %, which was the aim of the project. This makes it possible to increase the efficiency of this product line with CO₂ as refrigerant to a level corresponding to the best of the competing products that use HFC refrigerants.

The secondary result of the project is method development:

- A rule of thumb has been developed to determine the permissible pressure drop in the gas cooler as a function of the outlet temperature.
- Dimensioning of gas coolers based on the Ecodesign criteria.

By comparing different gas coolers and optimizing their geometry, something that has a significant impact on price and performance, it becomes significantly easier to determine the selection criteria. The analyzes show that in the particular case it would be possible with simple changes to the original gas cooler to achieve a total efficiency improvement of SEPR of 9 % with no additional cost.

Furthermore, the project has also looked at the possibility of using ejectors as a means of increasing the efficiency of compressor aggregates with CO₂. The tests performed with a Danfoss ejector provide good efficiency improvements between 5 and 25 %. But experience also demonstrates that in practice it is not easy to use ejectors in this segment, and therefore there is a need for further research in the field.

2. Indledning

Advansor har i perioden 2013 til 2018 produceret en serie af kompressoraggregater, som dækker et kapacitetsbehov på 2-15 kW. Serien er rettet imod en lang række applikationer i den kommercielle sektor – herunder slagtere, bagere og andre, som har behov for mindre køle- og frostrum samt for større kølemøbler. Hertil kommer små industrielle køle- og frostrum – blandt andet i medikosektoren. I dette kapacitetsområde har HFC-baserede anlæg hidtil været dominerende.

Produktet var første generation af et kompressoraggregat eller en såkaldt CDU (fra engelsk "condensing unit") beregnet for kølemidlet CO₂. Som en del af et tidligere F&U-projekt er det dokumenteret, at første generation lever op til de gældende Ecodesign-krav, og beregninger har vist, at der er mulighed for yderligere forbedringer. Resultater fra dette projekt blev præsenteret ved ATMOSphere Europe 2015 og kan findes på dette arrangements hjemmeside.

På grund af den skærpede europæiske kølemiddellovgivning er der en øget interesse for anlæg som disse med naturlige kølemidler. Særligt som følge af den kvoteordning, der er indført med den seneste revision af F-gas-direktivet, og som giver stigende kølemiddelpriser og desuden indeholder begrænsninger for anvendelsen af kølemidler med høje GWP-værdier.

Før projektets start i 2016 skete der kun en relativt langsom fortrængning af traditionelle HFC-baserede produkter på trods af den stigende interesse fra markedet for kompressoraggregater, der anvender kølemidlet CO₂. Dette skyldes en kombination af forholdsvis lave produktionstal, samt at der hidtil har været få udbydere af kritiske komponenter til at dække kapacitetsbehovet, hvilket resulterer i en relativt højere slutpris for produktet. Teknologien var ny for denne størrelse anlæg, og der er ved en målrettet indsats mulighed for både at forbedre pris og ydeevne for produktet. Advansor igangsatte derfor en proces med at afdække mulige leverandører af komponenter, og det er blandt andet på baggrund af dette, at projektets resultater skal ses.

3. Projektets formål

Formålet med projektet er at øge udbuddet af kompressoraggregater med høj effektivitet og lav påvirkning af drivhuseffekten. Ved at optimere en eksisterende produktserie i markedet adresseres både den direkte og indirekte klimabelastning:

- Ved at reducere prisen øges produktets udbredelse på grund af en forbedret konkurrenceevne.
- Ved at øge effektiviteten reduceres den indirekte klimabelastning, og værdien øges yderligere for kunden.
- Projektets resultater får en større udbredelse, fordi der sigtes mod en stor målgruppe.
- Projektgruppen med både Advansor og Danfoss giver mulighed for at sammenligne to produktserier med henholdsvis HFC og CO₂ på et veldefineret grundlag på baggrund af Ecodesign-kriterier.

Ved at opstille beregninger over drivhuseffekten over levetiden (TEWI + LCCP) kan de to produktserier sammenlignes og projektets resultater vurderes med hensyn til investeringsomkostninger og miljøforhold.

4. Projektets gennemførelse og resultater

4.1. Prioritering og fordeling af opgaver

På projektets første møder blev de overordnede muligheder gennemgået for at optimere pris og ydelse:

- 1) **Simplere automatik.** Styring af aggregaterne foregår i dag i princippet på samme måde som for et supermarkedskøleanlæg, men i en nedskaleret udgave. Automatikken udgør en væsentlig del af komponentprisen sammen med montagetid for el og mekanik. I et tidligere projekt udført af Teknologisk Institut er der arbejdet med forsimplet højtryksstyring med trinstyring af kapillarrør via kode i frekvensomformer, og en lignende løsning kunne måske bruges her.
 - Fordele: Lavere pris for komponenter og montagetid.
 - Ulemper: Effektiviteten vil måske kunne falde med op til 5 %. Den lavere effektivitet skal opvejes af andre komponenter, som skal være tilsvarende bedre (dyrere). Dette vil opveje noget af fordelene. Endvidere er Advansor glad for samarbejdet med den eksisterende leverandør og ser det som et usikkerhedsmoment at skulle stå for support af et nyt styresystem, selvom det er simplere.
- 2) **Bedre kompressor.** Kompressoren er en af de dyreste enkeltkomponenter og er desuden bestemmende for den samlede energieffektivitet. Advansor har gennem længere tid været på udkig efter en ny leverandør og vil gerne afprøve en ny kompressor, som er en hermetisk rullestempelkompressor i modsætning til de hidtil anvendte, som er semihermetiske stempelkompressorer. Kompressoren er tilgængelig via samarbejdet med den eksisterende automatikleverandør.
 - Fordele: Mulighed for lavere pris samt højere effektivitet. Bedre reguleringskarakteristik via integreret løsning med omdrejningsregulering via elektronisk drev og motor med permanente magneter. Dette vil også bedre kunne opfylde kravene i Ecodesign-kriterierne, hvor ydelserne ved delast har stor indflydelse på den samlede årseffektivitet. Endvidere virker kompressoren lovende med færre vibrationer, lavere lydniveau samt mindre vægt og pladskrav.
 - Ulemper: Kompressoren har en væsentlig mindre oliefyldning, hvilket muligvis stiller større krav til fordampers og sugeledningens evne til at returnere olie til kompressoren. Disse forhold er domineret af anvendelse og installationsforhold og er derfor svære at kontrollere fra producentens side.
- 3) **Optimeret gaskøler.** Tidligere test har afsløret uoverensstemmelser mellem oplyste ydelser fra leverandøren og de målte ydelser. Forskellige løsninger er bragt i spil, men yderligere analyser er velkomne for at afdække, om der er alternative løsninger.
 - Fordele: Optimeret ydelse kan måske opnås uden væsentlig merpris.
 - Ulemper: Kræver tættere samarbejde med leverandør med hensyn til kravspecifikation og kræver måske en afvigelse fra hidtidig praksis i produktionen hos leverandøren eller muligvis et skift af leverandør.
- 4) **Optimering af kabinet.** Kabinettet leveres typisk i samarbejde med leverandøren af gaskøleren. Optimeringen af kabinettet vil kun have ringe betydning for energieffektiviteten, men er vigtig for optimering af andre parametre.
 - Fordele: Mulighed for lavere pris og lavere montageomkostninger samt bedre design og markedsføringsmuligheder.
 - Ulemper: Større indsats nødvendig af hensyn til både design, konstruktion, produktion og logistik.
- 5) **Anvendelse af ejektor:** Der opnås gode resultater i supermarkedssektoren med anvendelse af ejektorer, og spørgsmålet er, hvordan anvendelsen ser ud for dette

produkt. Advansor har i samarbejde med Danfoss udført indledende test, og vurderingen fra Advansor er, at løsningen ikke er moden til markedsføring. Danfoss er interesseret i at afsøge mulighederne for fremtidige applikationer.

- Fordele: Ejektoren har potentialet til at reducere energiforbruget, øge kompressorens indsatsområde, hæve effektiviteten på fordampere samt erstatte andre reguleringskomponenter.
- Ulemper: Uvante (og dermed potentielt vanskelige at håndtere for installatører) krav til dimensionering af fordampere og ekspansionsventil. Uafklarede spørgsmål vedrørende pris og ydelsesforhold samt for tekniske løsninger – særligt vedrørende tilpasning af kapaciteten.

På baggrund af ovennævnte blev det besluttet at arbejde videre med alle punkter – undtagen 1).

Fordelingen af opgaver er i hovedtræk:

Advansor: Opbygning af aggregater til test og indledende funktionsafprøvning samt afsluttende funktionsafprøvning. Udvalgelse af komponenter og beregninger i eget software.

Teknologisk Institut: Opbygning af målestand og gennemførelse af målinger i testforløb. Analyser baseret på tilretning af eksisterende software samt tredjeparts-software. Herudover projektleddelse og rapportskrivning.

Danfoss: Levering af data for aggregater og komponenter – herunder ejektor – samt løbende sparring vedrørende test, analyser og anvendelse af resultater.

Der er i projektet udført test af følgende aggregater: LT4, MT9, MT15 samt test af en kompressor for simulering af oliefejl.

4.2. Metoder

I dette afsnit beskrives nogle anbefalinger, som bygger på de metoder, som er anvendt til at analysere design og til at udvælge gaskølere. Anbefalingerne tænkes at have bred interesse, da de kan anvendes generelt – også for andre CO₂-anlæg. Anbefalingerne bygger på analysen af gaskølere i projektet, som også har resulteret i en artikel, som blev præsenteret på den internationale konference GL2018 i Valencia i juni måned i 2018, se den engelsksprogede artikel (Gas cooler with reduced pipe to pipe heat conduction) i bilag.

Ligesom for varmepumper bygger Ecodesign-kriterierne for CDU'er på fire driftspunkter, som er repræsentative for typiske belastnings- og temperaturforhold, og som kan repræsenteres ved en værdi, her SEPR, som kan bruges, når effektiviteten af forskellige aggregater skal sammenlignes. For eksempel på beregning i henhold til Ecodesign-kriterierne for CDU'er henvises der til skema i bilag med værdierne for MT9.

Driftspunkterne kan dog også bruges som en guideline for vurdering af belastningen af komponenter, og hvor det giver mening at optimere. I alle tilfælde skal komponenterne jo udvælgelse ved designtilstanden ved 100 % last for at sikre, at der er tilstrækkelig kapacitet til rådighed.

I tabellen ses sammenhængen mellem belastningen og udetemperaturen, som den fremgår af Ecodesign-kriterierne, som bygger på klimaprofilen for Stuttgart. For hvert driftspunkt er der et antal driftstimer, som afhænger af profilen for opstillingsstedet, og som for Danmark ikke afviger nævneværdigt fra Stuttgart. Det viste eksempel er beregnet ud fra den testede MT9, og det fremgår, at næsten halvdelen af energiforbruget over året er

repræsenteret ved punkt C, og at det for dette punkt derfor vil være relevant at undersøge ydelsen af gaskøleren.

Ecodesign-driftspunkter		Omgivel- ses- tempera- tur	MT Ecodesign-belastning	
			Køle- behov	Årligt energifor- brug per drifts- punkt
Driftspunkt		°C	%	%
Fuld last (deklareret kapacitet)	A	32	100	4
Dellast	B	25	90	24
Dellast	C	15	75	47
Dellast	D	5	60	25
I alt				100

Tabel 1

Belastningen for punkt D på 75 % svarer også godt til den værdi på ca. 80 %, som er fundet for forholdet mellem belastningen i dagtimer om sommeren og om vinteren, og som er fundet i et tidligere projekt for et mindre supermarked (EUDP 2008 ESO2). Det skal dog bemærkes, at dette forhold kan variere ganske meget. Specielt når en del af kølebelastningen udgøres af rumkøling som eksempelvis et kølet salgsområde for grøntsager eller kølede arbejdslokaler for slagter eller delikatesse. For disse anvendelser vil kølebehovet om vinteren være nul eller tæt på nul, og derfor vil belastningen være væsentligt lavere om vinteren i forhold til sommerdriften end nævnt her.

Der findes mange software-programmer til at beregne varmevekslere, der består af kobberør med aluminiumsfinner, som eksempelvis gaskølere, og mange af dem tager ikke højde for de karakteristika, som CO₂ har. Det er i hvert fald, hvad vores analyser viser, da det er svært at finde andre forklaringer på, at ydelsen i praksis ikke lever op til beregningerne, selvom de er foretaget på producentens software. Det ser ud til, at det går galt, når der ikke tages hensyn til varmeledningen fra rør til rør gennem finnerne på røret. Da en væsentligt større del af energien for CO₂ afleveres ved en højere temperatur end for andre kølemidler, fremkommer der et tab, som ikke fremgår af beregningerne, og ydelsen bliver 5-10 % lavere end forventet.

For at minimere tabet, optimere designet og samtidig få en mere retvisende beregning kan følgende metode anbefales:

- 1) Anvend så få kølmediekredse som muligt. Mange design af gaskølere ligner design af kondensatorer, men det er ikke nødvendigvis optimalt.
- 2) Saml de varme rør i den ene side af varmeveksleren. På den måde undgås varmeledning fra varme rør i indløb til koldere rør i udløb. Dette er nemmere, hvis der er få kredse.
- 3) Tjek ydelsen for dellast.
- 4) Tjek for tryktab. Brug tommelfingerreglen, som er beskrevet herunder.

Generelt gælder det, at jo højere hastigheden er i rørene, des bedre varmeovergangstal opnås. I praksis skal man dog ikke ændre ret meget på antallet af kredse, rørrækker eller andre dele af varmevekslerens geometri, før tryktabet ændrer sig ganske meget og måske bliver for stort. Det kan derfor være nyttigt at have et mål for, hvad der er acceptabelt. Simuleringer af den samlede effektivitet på hele kølekredsen giver følgende sammenhæng

for en gaskøler (gælder faktisk også for subkritisk eller kondenserende drift, eksempelvis ved dellast):

Vi har som tommelfingerregel fundet, at for hver gang der opnås en grads sænkning af CO₂-afgangstemperaturen ved et bedre design af gaskøleren, skal stigningen i tryktab være mindre end en tyvendedel af udløbstemperaturen for at opnå en effektivitetsforbedring på 2-3 %. Det vil sige, at med en ændring af gaskøleren, der medfører en sænkning af udløbstemperaturen af CO₂ med to grader fra 35 °C til 33 °C, vil effektiviteten stige med ca. 5 %, hvis stigningen i tryktab er på 1,75 bar (35/20) fra 0,5 bar til 2,25 bar. Hvis tryktabet er højere end en tiendedel af den oprindelige udløbstemperatur, vil der ikke være nogen effektivitetsforbedring, selvom udløbstemperaturen falder med en grad.

4.3. Miljø og perspektivering af effekter

I dette afsnit eksemplificeres det med udgangspunkt i den forbedrede MT9, hvilken betydning forbedringen i effektivitet har for miljøet – nærmere bestemt ved påvirkningen af drivhuseffekten over levetiden.

Der sammenlignes med et aggregat, der anvender HFC. Til sammenligningen bruges værdien fra producentens Ecodesign-deklarationer og ydelserne publiceret for aggregatet med kølemidlet R448A. Dette kølemiddel har den laveste GWP-værdi af de HFC-kølemidler, som kan anvendes i kommercielt tilgængelige aggregater. Brugen af R448A vurderes til at være en overgangsløsning, men de syntetiske kølemidler, som vil være påkrævede på lang sigt for at sikre overensstemmelse med EU's kølemiddellovgivning, er svagt brændbare og har en lav volumetrisk virkningsgrad. Eksempler på disse kølemidler er R1234yf og R1234ze. Dette betyder, at sikkerhedsforholdene for anvendelse af disse kølemidler i de eksisterende aggregater på markedet er uafklarede. Det betyder endvidere, at prisen ville blive væsentligt højere, fordi kompressorerne ikke er udviklede til disse kølemidler, og at aggregaterne derfor ville skulle vælges ca. dobbelt så store for at opnå den samme kuldeydelse. Derfor er det vurderet, at R448A er det bedst egnede kølemiddel til sammenligningen.

Sammenligningen er baseret på beregning af LCCP (Life Cycle Climate Performance) under danske forhold. Bedre kendt er TEWI (Total Equivalent Warming Impact), som er drivhuseffekten over levetiden for kølemiddel og elproduktion. LCCP indeholder ud over TEWI også drivhuseffekten fra materialer (produktion og bortskaffelse). LCCP-analyserne bygger på tal fra en arbejdsgruppe "LCCP Evaluation Working Group" nedsat af IIR (International Institute of Refrigeration).

Resultatet af sammenligningen ses i tabel 2. Sammenligningen er meget følsom for værdien af det årlige tab af kølemiddel. Det er her sat til 10 % for HFC-kølemidlet. Ved 5 % vil der stort set ikke være forskel på aggregaterne. Det kan imidlertid ikke dokumenteres, at der for en given population af aggregater med pladsbygget rørtræk kan opnås et gennemsnit, der er så lavt, når alle hændelser, der medfører tab af kølemiddel, medregnes. Der er publiceret tal fra blandt andet Tyskland, hvor lækageraten er lavere, men disse tal indeholder ikke hændelser med pludselige tab af kølemiddel. Det vil sige knækkede rør, svigt af sikkerhedsventil, påkørsel eller fejl ved servicering, men kun tab som følge af lækager ved servicebare og permanente samlinger. På denne baggrund ses det af tabellen, at reduktionen i drivhuseffekt er øget fra 11 % til 32 % med den nye konstruktion af MT9 i forhold til aggregatet med R448A.

LCCP-analyse		MT9 (gl)	MT9 (ny)	Optima	Note
Kølemiddel		CO ₂	CO ₂	R448A	
GWP ₁₀₀ -værdi	kgCO _{2e} /kg	1	1	1273	
Fyldning	kg	11	11	11	
Aggregat vægt	kg	311	247	150	
Merforbrug stål	kg	161	97		
SEPR	-	2,65	3,5	3,8	
Deklareret årskølebehov (reference)	kWh	48258	48258	(48258)	
Kølemiddel efterfyldt	% per år	20	20	10	1
Kølemiddeltab ved demontering	%	100	100	15	
Levetid	år	15	15	15	
Indirekte emission for el	kgCO _{2e} /kWh	0,194	0,194	0,194	2
Materiale emission gennemsnit	kgCO _{2e} /kg	3,61	3,61	3,61	3, 4
Materiale emission stål (merforbrug)	kgCO _{2e} /kg	1,87	1,87		4
Direkte emissioner	kgCO _{2e}	44	44	23105	
Indirekte emissioner	kgCO _{2e}	53835	40846	37497	
LCCP-emissioner over levetiden i alt	kgCO _{2e}	53879	40890	60602	
Reduktion i CO ₂ -udledning	kgCO _{2e}	6723	19712	-	
Reduktion i CO ₂ -udledning	%	11	33	-	

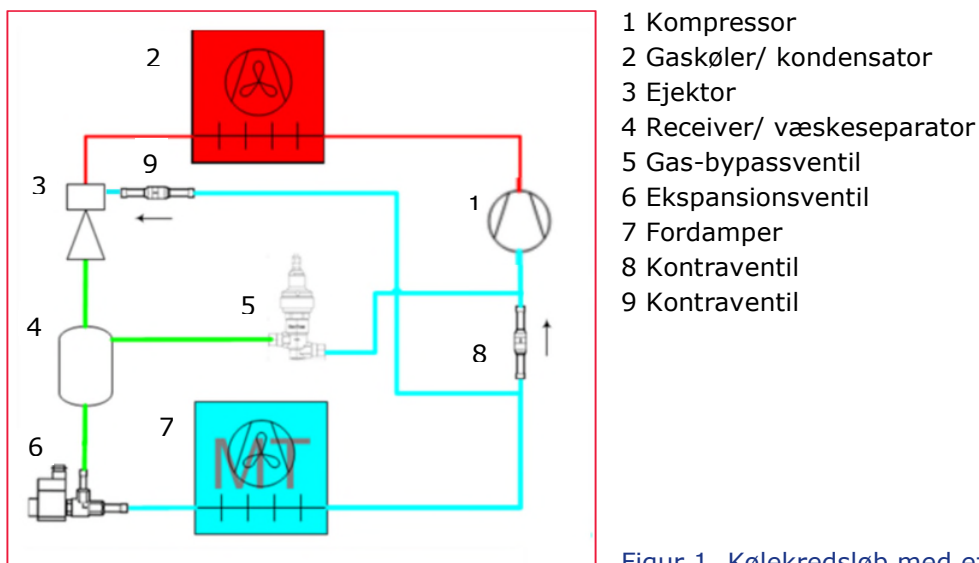
Tabel 2

Noter:

- 1 Dette er en statistisk middelværdi gældende for en population af aggregater inklusive alle hændelser, der medfører efterfyldning af kølemiddel.
- 2 Kilde: Energinet Miljødeklaration 2017, 125 %-metoden korrigeret for et distributionstab på 5 %.
- 3 Materialesammensætningen svarer til en husholdningsvarmepumpe, hvor mervægten af CO₂-aggregatet antages at udgøres af stål. Kilde: IIR LCCP-analyse.
- 4 Inklusive genanvendelse.

4.4. Test af ejektor og perspektivering af resultater

I det følgende beskrives resultaterne af drift af en MT15 monteret med en Danfoss-ejektor. For at gøre det mere overskueligt har vi valgt at præsentere resultaterne som nøgletal sammenlignet med resultaterne for testen af MT9.



Figur 1. Kølekredsløb med ejektor.

På figur 1 er vist et simpelt diagram for et køleanlæg med ejektor. Trykfaldet i det primære flow mellem gaskøler og receiver udnyttes i ejektoren til at drive et sekundært flow fra fordamperen til receiveren. Herved udnyttes energien ved trykfaldet til at hæve sugetrykket for kompressoren til receivertrykket, hvorved der spares energi, og kapaciteten øges. Ved denne funktion skal gas-bypassventilen være helt åben og i bedste fald have et meget lille tryktab for at få optimal funktion. Hvis trykforholdet mellem gaskøler og receiver ikke er stort nok til at hæve sugetrykket, virker ejektoren som højtryksventil, og gas-bypassventilen regulerer nu trykket i receiveren som på et anlæg uden ejektor. Dette vil være aktuelt, når udetemperaturen er lav, og trykket derfor tilsvarende vil være lavt. Kontraventilerne forhindrer kortslutning og uønskede flow og tillader skift mellem de to driftsformer.

Data fra testen giver sammenhængen mellem et givet driftspunkt og den trykforskel (løft), som ejektoren kan yde. Trykforskellen er et udtryk for ejektorens effektivitet i driftspunktet og kan derfor bruges til at beskrive den relative forbedring. I nedenstående Tabel 3 er testens resultater vist relativt i forhold til resultaterne opnået for MT9.

Kolonne I viser forbedringen i COP ved ejektordrift for de forskellige driftspunkter. At forbedringen er højest ved driftspunkt B er måske lidt overraskende, men det kan skyldes, at der ved dette punkt er det bedste match mellem ejektorens og kompressorens kapacitet. Jævnfør Tabel 1 er det faktisk en fordel, da en større del af det årlige energiforbrug her er repræsenteret ved B (24 %) mod A (4 %).

I kolonne II er kapaciteten for MT9 vist i % som reference og nederst værdien for SEPR. Da kompressoren i MT er regulerbar ved omdrejningsregulering i et stort område, er procenterne for kapaciteten de samme som for Ecodesign-kriterierne. Kolonne III viser den resulterende ydelse med ejektor relativt i forhold til driftspunkt A uden ejektor. Stigningen i kapacitet er omregnet forholdsmæssigt til MT9 for at kunne sammenligne med dette aggregat. For driftspunkt A er stigningen 23 %, hvilket betyder, at der kan benyttes en mindre kompressor for at opnå en given ydelse for et aggregat med ejektor. Bemærk, at COP-forbedringen er i samme størrelsesorden, og at belastningen på gaskøleren derfor kun er lidt større. Dette betyder, at optimering af ydelsen med ejektor kan gøres med udgangspunkt i de eksisterende komponenter.

Evaluering via Ecodesign			I	II	III	IV
			Ejektor	MT9	Ejektor	Ejektor
Ejektortest		Omgivelsesstemperatur	COP-forbedring	Reference	Test Ydelse	Potentiale
Driftspunkt		°C	%	%	%	%
Fuld last (deklareret kapacitet)	A	32	17,8	100	123	100
Dellast	B	25	26,1	90	118	90
Dellast	C	15	9,1	75	152	75
Dellast	D	5	4,5	60	217	60
SEPR	-		-	3,5	3,71	3,96
SEPR-forbedring	%		-	-	6	13

Tabel 3

For driftspunkt B er der også en fin sammenhæng mellem stigningen i ydelse og COP, men for C og D går det helt galt, og kapaciteten bliver alt for stor i forhold til behovet. Dette skyldes, at den anvendte ejektor ikke kan kapacitetsreguleres, og kompressorens kapacitet derfor er reguleret for at opnå den højeste virkningsgrad af ejektoren. Dette bliver straffet ved udregningen af SEPR, hvor der vægtes efter, om der kan opnås en drift tilpasset kølebehovet. Og det er ikke tilfældet her, hvor der for C og D også optræder de fleste driftstimer, da de tilsammen repræsenterer 72 % af energiforbruget over året. Derfor bliver den samlede forbedring i SEPR kun på 6 %.

I kolonne IV vises resultatet, hvis ejektoren (og kompressoren) kan kapacitetsreguleres til at opfylde behovet med de samme COP-forbedringer, som er vist i kolonne I. SEPR bliver her forbedret med 13 % – det vil sige dobbelt så godt som uden kapacitetsregulering.

Selvom Ecodesign-beregningsmetoden kun er en metode til sammenligning af aggregat til aggregat, er det forventningen, at de valgte kriterier også i væsentligt omfang er repræsentative for virkelige driftsforhold. Derfor vurderes det, at den anvendte metode her giver et realistisk billede af, hvor stort potentialet er ved introduktion af aggregater med ejektor.

5. Udnyttelse af resultater

Som en del af formidlingen af projektets resultater havde vi set frem til, at Advansor havde lanceret deres nye forbedrede serie af CDU'er, men desværre har Advansor i 2018 valgt helt at stoppe produktionen af CDU'er. Denne beslutning skyldes, at Advansors primære fokus er at levere større aggregater til supermarkeder og industri. Det blev derfor vurderet, at den investering, der skal til for at øge antallet af producerede enheder til et niveau, som kan matche den internationale udvikling, var bedre anvendt på den primære produktion, hvor Advansor i forvejen er førende.

Dette betyder, at det positive resultat med forbedring af kapacitet og effektivitet ved anvendelsen af ejektorer, bliver videreført i et nyt projekt – EcoPack – som er støttet af EUDP. Projektet går ud på at opdatere produktserien ValuePack med modulopbygning og mulighed for levering med ejektor. Det nye produkt skal dokumenteres ved test i laboratorie og efterfølgende test i et supermarked. Projektet er sat i gang den 1. januar 2019 og slutter med udgangen af 2020.

Danfoss har en stor produktion af CDU'er til anvendelse med syntetiske kølemidler og ønsker på sigt at supplere med CDU'er til det voksende marked med CO₂. Danfoss overvejer derfor, hvordan projektets resultater kan løftes ind i dette segment.

6. Bilag

Gas cooler with reduced pipe to pipe heat conduction

Report test of CO₂ condensing unit MT9-DY100.

GAS COOLER WITH REDUCED PIPE TO PIPE HEAT CONDUCTION

C. Heerup^(a), R. Borup^(b)

Danish Technological Institute, Gregersensvej 2,
2630 Taastrup, Denmark

^(a) chp@dti.dk

^(b) rab@dti.dk

^(a) Corresponding author; phone +45 7220 2528

ABSTRACT

It is suggested how to optimise the coil design for a CO₂ gas cooler in a 9kW condensing unit (CDU) for medium temperature (MT) applications by avoiding heat transfer from pipe to pipe. Air cooled gas coolers for CO₂ with coils of copper tubes and aluminium fins are often designed as condensers for traditional refrigerants. The heat transferred via the fins from pipe to pipe is often neglected. This constitutes a loss which is bigger for trans critical CO₂ applications than for other refrigerants. A method is described which uses a simple guideline for the layout of the circuitry and checks the performance by means of calculations consistent with the ecodesign requirements for CDUs. The calculations of the coils are carried out by a freeware calculation program. It is expected that the new design can improve the seasonal energy performance ratio (SEPR) by up to 8%. Tests are pending to verify the design.

Keywords: CO₂ Refrigeration, Gas Cooler, SEPR, Energy Efficiency

1. INTRODUCTION

CDUs using CO₂ as refrigerant are introduced by an increasing number of manufacturers. For most applications, there is an additional choice of CDUs available, which uses synthetic refrigerants, and the competition on price and efficiency is high. From the 1st of July 2016, the efficiency of CDUs must be published according to the Ecodesign Directive when placed on the European market. This adds transparency to the market and increases the pressure of introducing new products with improved efficiency at a lower cost. The Eco-design criteria is used to benchmark the improvements in the performance via the SEPR value. The improvement of key components such as compressors and gas coolers is essential in this process. However, the experiences from the supermarket sector are that there is a discrepancy between the coil manufacturers' predicted performance for the air-cooled heat exchangers and the performance in service (Heerup and Bramsen, 2016). According to a test performed at DTI in Århus, Denmark, it seems that this may also be the case for the heat exchangers in CDUs. The discrepancy between the calculated and the measured performances might be caused by heat transfer in the longitude direction of the fins, the recirculation of warm air to the air inlet or simply a too optimistic design software. The transmission of heat from pipe to pipe through the fins is not considered in most coil performance calculation programs. This is also true for the free downloadable software EVAP-COND from NIST which is used in the following for calculating the performance of the coils. The unaccounted-for heat conduction in the fins is not a serious problem when calculating condensers for traditional refrigerants or for evaporators. However, for CO₂ - especially in trans critical operation - the energy content in the refrigerant gas results in high temperatures for a significant larger part of the coil geometry. The thesis is that this leads to reduced performance when heat from warmer pipes at the inlet is transmitted through the fins to the colder pipes closer to the outlet. As the calculations provided by the software do not provide any feedback about this degradation in performance, the variations in the layout of the coil cannot be directly evaluated and the risk is that the coils will have a lower performance than predicted.

A way to mitigate this problem is to use a split fin design, see e.g. Santosa, *et al.* (2017). By dividing the coil planes in two sections with separate fins the transmission of heat from one plane of the coil to the other is eliminated. The improvement in efficiency is of the same level of the approach described in the following sections, but the split fin design has the drawback that the cost of the coil is higher and the structural strength of the coil is lower. Due to this the split fin design is not often seen in the field.

2. COIL GEOMETRY

In figure 1, the designations of the coils are presented. The piping is typical for an evaporator, and there is a clear division between the cold inlet and the warmer superheated outlet. For an evaporator, this temperature difference is less than 10°C, whereas for the trans critical coil, it is often more than 30°C between adjacent pipes.

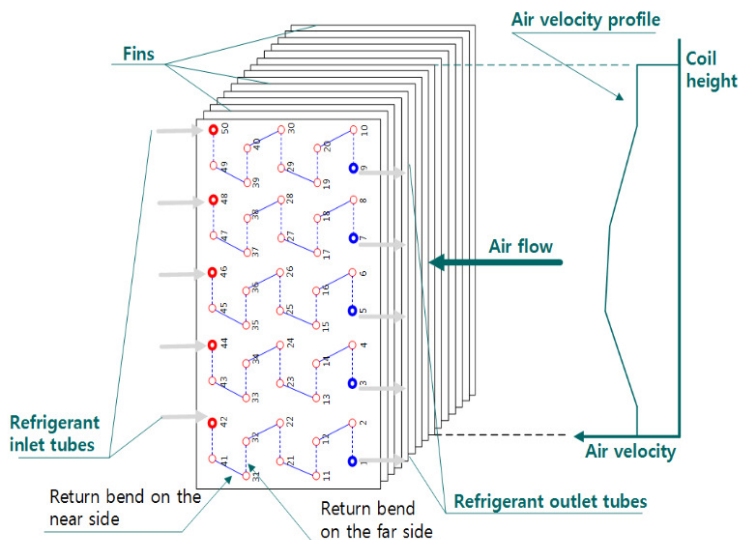


Figure 1. Heat exchanger (evaporator) representation from the calculation program EVAP-COND.

In Figure 2, a coil with a traditional design for a condenser is represented. This corresponds to “Original” in Table 3 (see section 6). The configuration is not laid out for production, but it is a good thermodynamic representation. Here, it is obvious that there is no clear division between warmer and colder pipes. For instance, when looking at the hot inlet pipe 109, it is close to the pipes 108, 65, and 66 which all are part of a colder section of the coil. Similarly, for other parts of the coil, it is clear that the separation between cold and warm pipes is not a characteristic of this coil layout, e.g. the outlet pipe 22 is close to the warmer pipes 64, 65, 66, and 23.

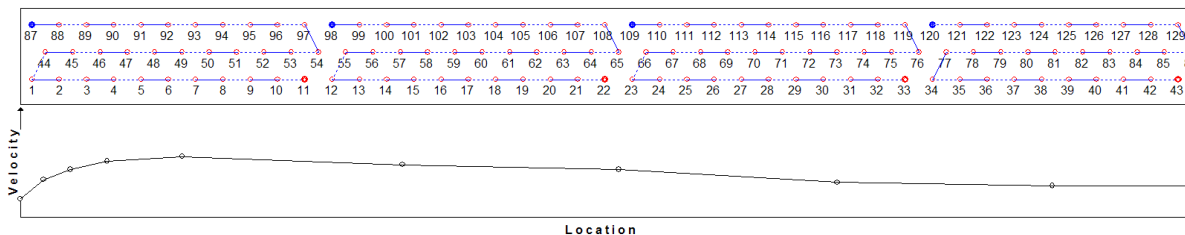


Figure 2. Representation of a traditional coil design with four circuits.

Please note that the hot inlet is blue and the cold outlet is red according to the conventions of the software.

The air velocity is indicated in the lower part of the figure. The profile represents the air flow for the actual fan and housing assembly on the 9kW CDU.

It is the authors' postulate that the degradation in performance by heat conduction through the fins can be mitigated by changing the layout of the circuits in the coil - thus reducing the temperature difference between adjacent pipes.

In Figure 3, an optimised coil is represented. It consists of three parallel circuits distributed in order to give a uniform performance. In theory, this cross-flow configuration is less efficient than the original semi-counter

flow, but the geometry ensures a better separation between inlet and outlet connections as well as between warm and cold pipes. This corresponds to “New” in Table 3 (see section 6).

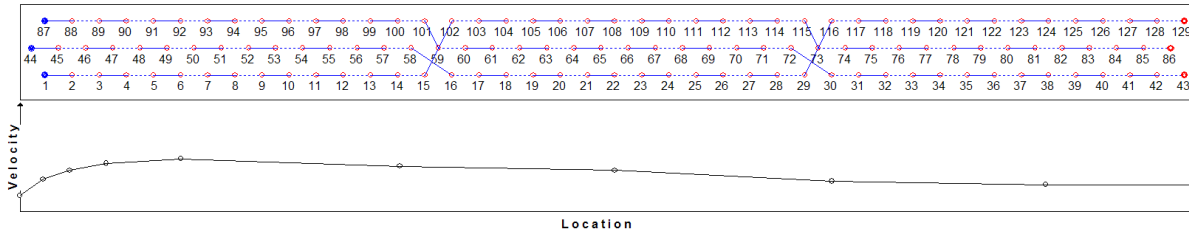


Figure 3. Coil with optimised design .
Inlet at pipe 1, 44, and 87 (blue), outlet at pipe 43, 86, and 129 (red).

All the considered coils have louvered fins and inner grooved copper pipes. The other common properties are shown in Table 1.

Table 1. Common properties for coil calculations.

	Unit	Value
Air volume	m ³ /h	5500
Tube rows	-	3
Tube length	mm	585
Diameter inner	mm	5.6
Diameter outer	mm	7.2
Tube pitch	mm	25
Row pitch	mm	21
Fin thickness	mm	0.1
Fin spacing	mm	2.1

3. SYSTEM AND CYCLE DESCRIPTION

A PI diagram of the CDU with evaporator and expansion valve is shown in Figure 4A. The CDU is working as a traditional CO₂ cycle with a gas bypass valve (GBV) and a high-pressure valve (HPV). The two-phase refrigerant coming from the HPV is received in the liquid separator (LS) from where the liquid is flowing to the expansion valve. The pressure in the LS is controlled by the GBV by discharging gas to the suction line. The cycle is shown in a log(P)-enthalpy diagram in Figure 4B for trans critical operation.

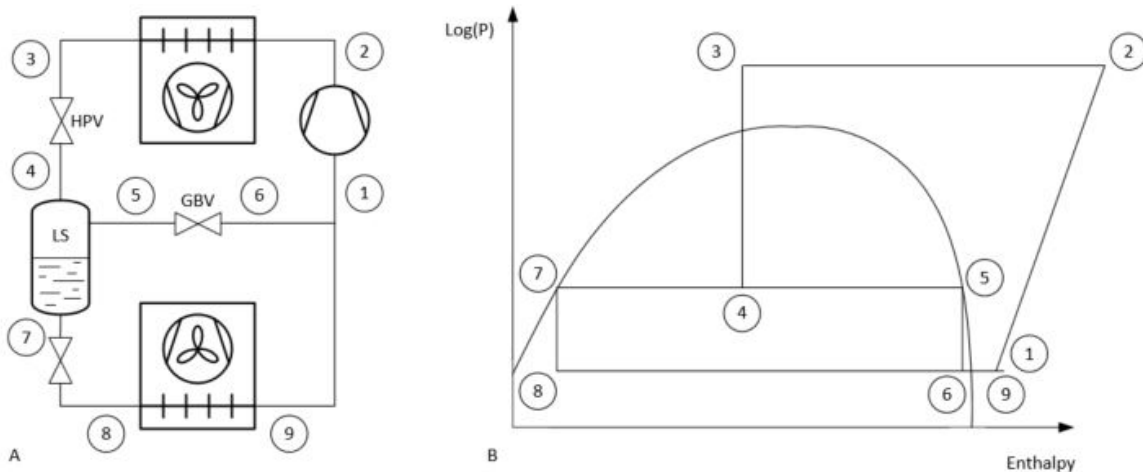


Figure 4A: PI-diagram of the system marked with state points. Figure 4B: The trans critical refrigerant cycle drawn in Log(P), enthalpy diagram indicated with the state points from figure 4A.

The efficiency of this cycle is very sensitive to the CO₂ outlet temperature of the gas cooler. If the CO₂ gas outlet temperature can be decreased by 1K, the corresponding efficiency improvement for the cycle can be up to 4%.

For the setup in the DTI climate chamber for testing according to the ecodesign requirements, the air cooler with direct expansion evaporator is exchanged for a plate heat exchanger with a glycol loop including an energy meter for controlling and measuring the load. The performance of the original coil was measured for trans critical operation, and the result is stated in the first column in Table 3.

4. ECODESIGN CRITERIA

The cooling load according to the ecodesign criteria is shown in Table 2. For MT applications, the capacities must be specified at -10°C evaporating temperature and 10K superheat. The approximate share of the yearly energy consumption is shown for each operating point. These shares are based on the testing of two different CDUs; one with a semi hermetic compressor and one with a smaller rotary compressor. The shares differ very little between these two units despite a difference in SEPR values; 2.65 and 3.5, respectively. Please note that the distribution of the real consumption in the field most likely will differ from the tabled values. Almost half of the energy used over the year is represented by the operating point C as it has the highest density with respect to the combination of load, number of hours, and ambient temperature in the dataset used for the calculation of the SEPR. Therefore, operating point C is used to check the coil performance in the part load condition.

Table 2. Ecodesign operating points.

Ecodesign operating points		Ambient Temperature	MT ecodesign load factors	
			Capacity cooling load	Energy consumption/year
Operating point		°C	%	%
Full load (rated capacity)	A	32	100	4
Part load	B	25	90	24
Part load	C	15	75	47
Part load	D	5	60	25

5. METHOD

The approach is based on an improvement of an existing coil. In this case, the face area, the airflow, and the pipe size are fixed. However, in other cases, changes in the airflow can result from changes in the coil configuration, and it might be necessary to use other pipe diameters. Moreover, the influence from these factors must also be evaluated for the final design.

Based on the geometry of the existing coil, the performance is calculated with EVAP-COND and compared with the calculation carried out by the manufacturers. For the actual case, there is very good correspondence between the calculations from the programs of both the design condition and the tested operating point. The calculations for the optimised coil are evaluated against this to estimate the improvement. In the results, only calculations made in EVAP-COND are considered. It is important to keep in mind, as the calculation does not include pipe to pipe conduction through the fins, that both calculations will be too optimistic, but due to the new coil geometry the optimised coil will perform better. In fact, it is the authors' postulate that even if the calculated performance of the new design is lower, then the optimised design will perform better due to the reduction of the fin transmitted heat. In other words, if the temperature approach of the outlet CO₂ gas to the inlet air is used as a measure for efficiency, there will be room for a potential improvement if the difference in the calculated performance of the original and the revised coil design is less than the difference between the calculated and the actual performance of the original coil.

The improved design is initially based on full load at design conditions, and the following steps are considered:

1. Reduce the number of circuits if possible.
2. Bundle the hot pipes in one section of the coil.
3. Check for pressure drop.
4. Check performance at part load conditions.

Point 1 will reduce the number of warm pipes adjacent to cold pipes and increase the heat transfer due to the higher velocity in the pipes. It will also make it easier to perform point 2. If the number of circuits is reduced too much, the pressure drop will be too high and degrade the performance. Thus, it must be checked in point 3. Last, as the load conditions during a larger part of year will be in condensing mode, the performance should be checked for this operation condition in point 4. The load conditions for operating point C in Table 2 are used for this as mentioned in the previous section. In the following section, the load on the heat rejection side for the part load results is based on manufacturer performance data for a speed controlled compressor.

6. RESULTS AND DISCUSSION

The results from applying the described method are presented in Table 3, and they are based on the gas cooler in a 9kW MT CDU using CO₂ as refrigerant. In the last row of the table, the deviation from the calculation of the original coil in trans critical and sub critical operation is listed. The measured performance of the new coil was not available at the time of this publication. The nearly 5K higher leaving temperature of the measured performance on the original coil is detrimental to the system efficiency. It is expected that the measured performance of the new coil will be 4K better in trans critical operation and 2K better in sub critical operation based on the following assumptions:

1. That the discrepancy between the calculated and the measured outlet temperature is mainly due to heat conduction from pipe to pipe through the fins.
2. That this loss is proportional to the temperature difference between the inlet and the outlet; 100K and 50K, respectively.

Table 3. Comparison of coil performance.

	unit	Trans Critical			Sub Critical	
		Original measured	Original calculated	New calculated	Original calculated	New calculated
No. of circuits	-	4	4	3	4	3
Air on	°C	32.8	32.8	32.8	15	15
CO ₂ pressure in	bar	97.3	97.3	97.3	59.6	59.6
CO ₂ mass flow	kg/h	251	251	251	128	128
CO ₂ temperature in	°C	140	140	140	70	70
CO ₂ temperature out ($t_{gc,out}$)	°C	39.4	34.6	35.6	18.9	18.8
CO ₂ pressure loss	bar	-	0.5	1.2	0.3	0.6
Capacity	kW	17.5	18.9	18.5	8.8	8.8
Temperature approach	K	6.6	1.8	2.8	3.3	3.2
Deviation from original calculated	K	4.8	0	1.0	0	-0.1

The optimal pressure related to the CO₂ temperature both at the outlet of the gas cooler can be expressed by (Sawalha, 2008):

$$P_{optimal} [Bar] = P_{gc,out} [Bar] = 2.7 \cdot t_{gc,out} [°C] - 6 \quad [1]$$

According to the formula, the optimal pressure should be 100.4 bar and not 97.3 bar (pressure drop not considered) as measured during the test. However, this formula does not consider the influence of the decrease of the compressor isentropic efficiency when the pressure increases. For semi-hermetic piston compressors, a rough estimate can be made based on publicly available compressor data. At -10°C evaporating temperature, the isentropic efficiency will drop approx. 0.2% per bar increase when in trans critical operation. Due to this and the relatively “flat” relationship between the pressure and the optimum efficiency, it can be better to aim at the lower pressure in the optimum range as in this case.

As the system efficiency is very dependent on the outlet pressure relative to the outlet temperature, it is clear that the chosen design must be evaluated for this as well. The higher pressure drop in the new coil is not impairing the performance as it is clear from the results in Table 3, and even a higher pressure drop can be accepted if it is accompanied by a lower exit temperature.

However, there is a limit to this approach as can be seen from Figure 5. Here, the performance of the coils is shown in the table as well as some alternative coils in the LogP-h diagram where the influence of the individual pressure drops and the exit temperature on the enthalpy are clearly seen. Coil 4 is equivalent to the new coil, but at 32°C air on temperature. Air on temperature 32.8°C is used for the comparison in Table 3 as this was the actual measured value during trans critical operation despite the deviation from ambient temperature according to operating condition A in Table 2. Coil 2 is a cheaper alternative, not included in the Table 3, with two rows of pipes instead of three (and two circuits) and a higher pressure drop. However, this is not detrimental to the performance as it is for coil 3 with two rows and one circuit, where the pressure drop compromises the benefit of the otherwise favourable exit temperature.

As a rule of thumb, we have found that for a given gas cooler a change in the coil design that results in one degree lower outlet temperature, the corresponding increase in pressure drop should be less than a tenth of the outlet temperature measured in °C to have a positive effect on the overall efficiency.

$$\Delta P_{gc,out} [Bar] < 0,1 \cdot t_{gc,out1} \cdot (t_{gc,out1} - t_{gc,out2}) [^{\circ}C] \quad [2]$$

In other words, if the gas cooler outlet temperature is changed from 35 °C to 34 °C due to a change in the coil geometry the corresponding increase in pressure drop should be less than 3,5 Bar. At this pressure drop there is only a marginal improvement of the system efficiency as the effect of the pressure drop is close to balancing out the positive effect of the lower outlet temperature. If the pressure drop is the half of this value (in this case 1.75 Bar) the system efficiency is improved by 2 - 3% depending on the range of the outlet temperature.

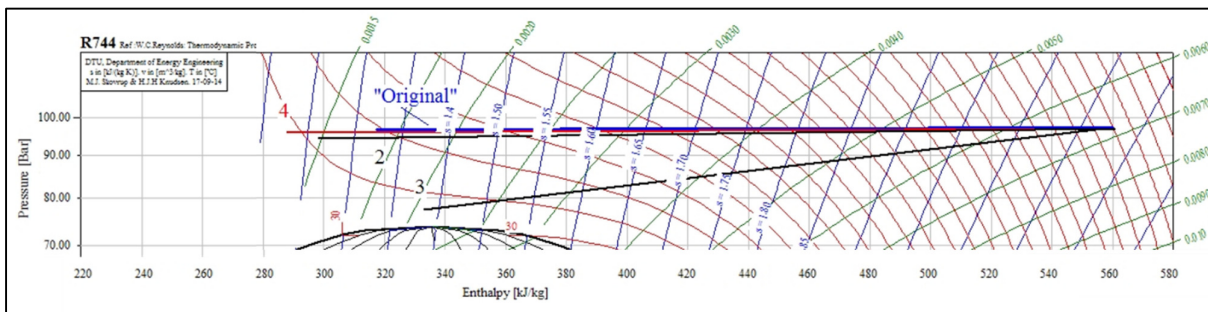


Figure 5. Different coils represented in the LogP-h diagram.

Simulations has been made to evaluate the effects of the new coil design on the yearly energy consumption for the operating point A, B and C in a thermodynamic model using manufacturer polynomials for a rotary compressor. The model is made in Energy Equation Solver (EES) and the results are shown in Table 4.

Table 4. Improved efficiency for ecodesign operating points.

Ambient Temperature		Original		New		Improvement			
		Capacity	COP	Capacity	COP	COP	Share	Weighted	
Operating point	°C	kW	-	kW	-	%	%	%	
Full load	A	32	7.9	1.51	8.5	1.78	18	4	0.7
Part load	B	25	7.1	2.14	7.7	2.48	15	24	3.7
Part load	C	15	5.9	3.56	6.4	3.89	9	47	4.4
Part load	D	5	4.7	5.30	5.1	5.30	0	25	0
Total yearly improvement								8.8	

The modelled CO₂ outlet temperature at the operating points for the new design is lower than the original by 4K, 3K and 2K, respectively. The efficiency for operating point D is not revised as the major part of the operation time will be at low ambient temperature. Under these conditions the airflow will be reduced to maintain minimum condensing pressure and the improved coil geometry will have no effect.

The system capacity has increased by 8% from 7.9kW to 8.5kW as an intrinsic benefit achieved without changing the compressor.

7. CONCLUSION

The operation and calculated performance of a gas cooler have been investigated, and a method is suggested for the design of the coil configuration. A rule of thumb is devised to guide the designer of the gas cooler coil in terms of permissible pressure drop.

By comparing operational and calculated data for an 9kW CDU, it is substantiated that system efficiencies could be potentially improved by 10 to 15% and correspondingly the SEPR by 8% by minimising the effect of heat conduction from pipe to pipe through the fins. Additionally, the system capacity has the potential to increase by 8%.

Further work is planned to experimentally verify the results, but it could not be concluded in time to be reported in this paper.

8. REFERENCES

- C. Heerup, F. Bramsen, CO₂ Gas cooler performance on-site. 12th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, 2016.
- I.M.C. Santosa, B.L. Gowreesunker, S.A. Tassou, K.M. Tsamos, Y. Ge, Investigations into air and refrigerant side heat transfer coefficients of finned-tube CO₂ gas coolers. International Journal of Heat and Mass Transfer 107 (2017) 168–180.
- S. Sawalha. Carbon Dioxide in Supermarket Refrigeration. Phd Thesis. KTH. 2008
- EES (Engineering Equation Solver); F-Chart Software, <http://www.fchart.com>
- EVAP-COND v4.0 (b) simulation models for predicting performance of air-to-refrigerant finned-tube evaporators and condensers developed by the National Institute of Standards and Technology (NIST), www.nist.gov/services-resources/software/evap-cond



TEST REPORT

Report no.:
P2004599_1

Product:
CO₂ condensing unit MT9 - DY100

Customer:
Advansor A/S

Date:
15 June 2017

Consultants:
Lars Rasmussen



TEST REPORT

Date: 2017.06.15 Page: 1 of 5
Report no.: P2004599_1 Init.: LSR/JGW
File no.: - Enclosures: 0

info@teknologisk.dk
www.teknologisk.dk

Customer: Contact person: Mads Holst Nielsen
Company: Advansor A/S
Address: Bautavej, 1A
City: DK-8210 Aarhus V
Tel.: +45 7217 0174

Component: Brand: Advansor A/S
Type: Condensing unit
Model: XXS 1x0 MT9 - DY100
Series No.: 2017-0209

Dates Component tested: 12.06.2017

Procedure: Test procedure according to DS EN 13771-1 2016 and EN13215 2000

Remarks: The above document has been adjusted during the period of testing. The test samples were delivered by the customer. Installation was done according to the manufacturer's instructions.

Conditions: Carried out in compliance with Danish Technological Institute's General Terms and Conditions regarding Commissioned Work Accepted by Danish Technological Institute, March 2015.

The test results apply to the tested products only.

This test report may be reproduced in extract only if the Laboratory has approved the extract in writing.


Division/Centre: Danish Technological Institute
Energy and Climate
Refrigeration Laboratory, Aarhus

Date: 20170615

Signature:


Lars Rasmussen
Consultant

Signature co-reader:


Henning S. Grindorf
Consultant



Objective

The objective of this report is to document the Seasonal Energy Performance Ratio (SEPR) according to COMMISSION REGULATION (EU) 2015/1095 of 5 May 2015 for condensing units. In order to calculate the SEPR, the cooling capacity and the power consumption of the condensing unit were measured at the part loads and test conditions stated in the table below.

Operating conditions

The capacity and operating parameters of the condensing unit were regulated so that they correspond with the test conditions described in the procedure. The tests were regulated to provide identical conditions at the suction side of the condensing unit.

Ref.	Part load ratio %	Outdoor air dry bulb temperature °C	Saturated evaporating temperature °C
A	100	32	-10
B	90	25	-10
C	75	15	-10
D	60	5	-10

Test arrangement

The condensing unit (outdoor unit) was installed in a climate chamber. A plate heat exchanger was connected to the condensing unit and applied as an evaporator (indoor unit). The secondary side of the plate heat exchanger was connected to a brine mixing circuit including a control system, which maintains the evaporator temperature at a constant level, a flow meter, and two temperature sensors for the calculation of the cooling capacity. The plate heat exchanger was installed inside the climate chamber at an ambient temperature close to condenser/ gas cooler air inlet temperature.

First, the rated capacity was established in operating condition A. Subsequently, the condensing unit and the evaporator circuit were adjusted to the corresponding part load capacities, calculated as the rated capacity in kW multiplied by the part load ratio.

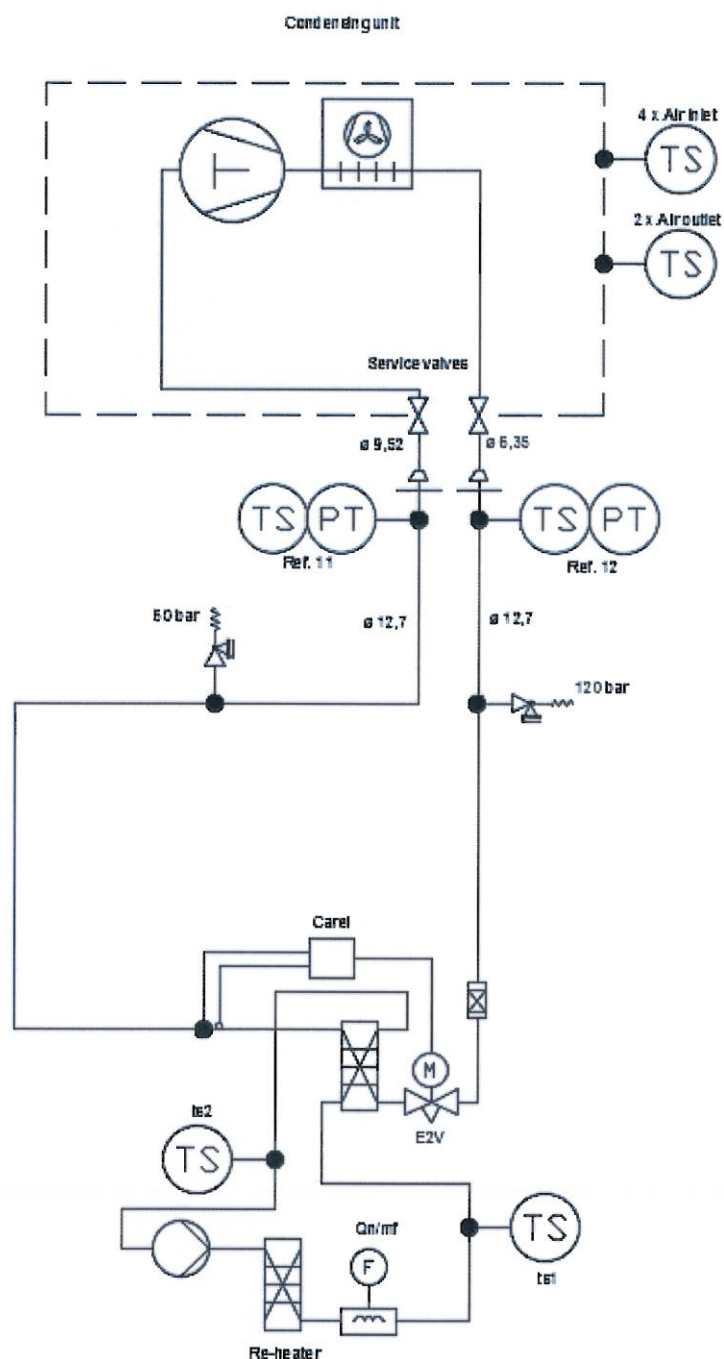


Figure 1: Test rig schematic

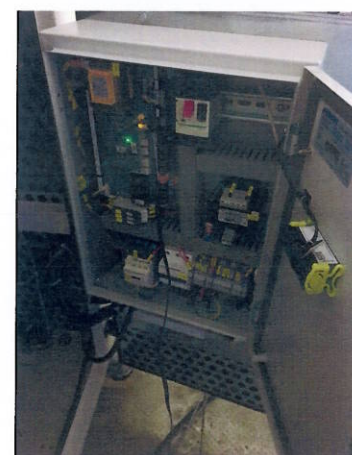
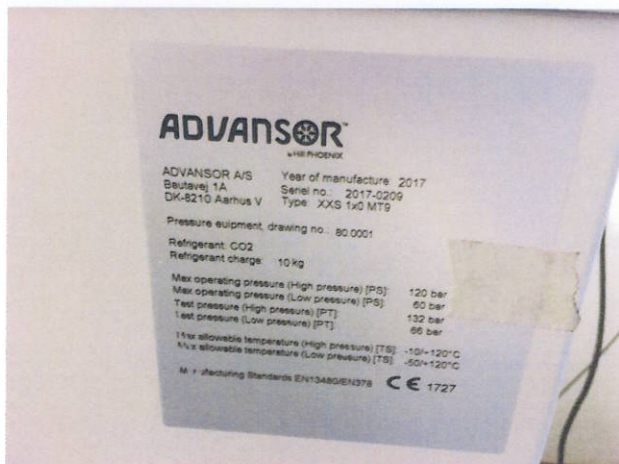
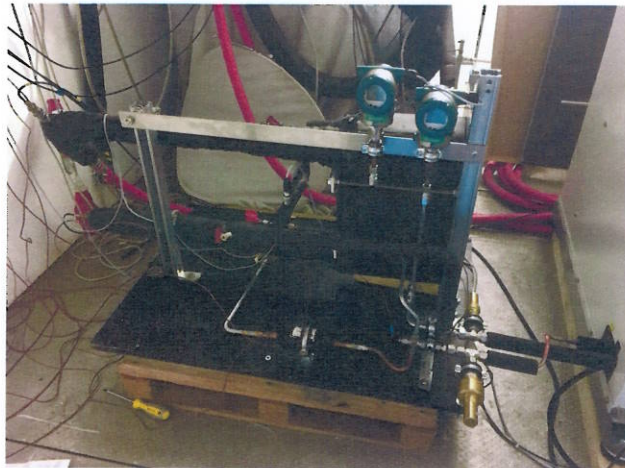


Figure 2: Pictures of the test arrangement



Test results

Summary

The detailed evaluation of the data achieved during the test is provided in other documents connected to this project.

This report only states the resulting SEPR value calculated from the test results:

$$\text{SEPR} = 3.50$$

Measuring equipment

The measuring equipment used for determining the cooling capacity and the power consumption of the unit is listed below:

Temperature outlet, cold liquid side	ID83922	Ametek PT100 4-wire
Temperature inlet, cold liquid side	ID83923	Ametek PT100 4-wire
Liquid flow, cold side	ID140663	Siemens MAG 6000 DN10
CO ₂ suction pressure	ID91S728683	Yokogawa EJX510A
CO ₂ liquid pressure	ID91S728682	Yokogawa EJX510A
Power consumption	ID5023	Janitza UMG 503
Measuring box	270-A-2389	
Multiplexer	ID1471 ID78649	Agilent 34970A

Declared cooling capacity at full load i.e. Point A (DC, in kW)	7,85
--	------

COP	Cooling demand (P _R) (=DC(full load)*Partload)	DC in kW (measured or calculated)	COP at this DC (measured or calculated)	Degradation Calculation		
				Degradation coefficient Cd	Capacity Ratio CR (=P _R /DC)	COP at Part Load COP(PL) (=COP@full cap)*(1-Cd*(1-CR))
COP A	1,51	7,85	1,51	0,25	1,00	1,51
COP B	2,10	7,04	2,10	0,25	0,94	2,07
COP C	3,27	6,08	3,27	0,25	0,97	3,24
COP D	5,33	4,71	5,33	0,25	1,03	5,33

j	Tj (°C)	hj	partload%	refrigeration demand	COPPL	Ph*Tj	PH*Tj/COPDC
1	-19	0,08	60%	4,71	5,33	0	0
2	-18	0,41	60%	4,71	5,33	2	0
3	-17	0,65	60%	4,71	5,33	3	1
4	-16	1,05	60%	4,71	5,33	5	1
5	-15	1,74	60%	4,71	5,33	8	2
6	-14	2,98	60%	4,71	5,33	14	3
7	-13	3,79	60%	4,71	5,33	18	3
8	-12	5,69	60%	4,71	5,33	27	5
9	-11	8,94	60%	4,71	5,33	42	8
10	-10	11,81	60%	4,71	5,33	56	10
11	-9	17,29	60%	4,71	5,33	81	15
12	-8	20,02	60%	4,71	5,33	94	18
13	-7	28,73	60%	4,71	5,33	135	25
14	-6	39,71	60%	4,71	5,33	187	35
15	-5	56,61	60%	4,71	5,33	267	50
16	-4	76,36	60%	4,71	5,33	360	67
17	-3	106,07	60%	4,71	5,33	500	94
18	-2	153,22	60%	4,71	5,33	722	135
19	-1	203,41	60%	4,71	5,33	958	180
20	0	247,98	60%	4,71	5,33	1.168	219
21	1	282,01	60%	4,71	5,33	1.328	249
22	2	275,91	60%	4,71	5,33	1.300	244
23	3	300,61	60%	4,71	5,33	1.416	266
24	4	310,77	60%	4,71	5,33	1.464	275
D	25	336,48	60%	4,71	5,33	1.585	297
26	6	350,48	61%	4,83	5,12	1.692	330
27	7	363,49	63%	4,94	4,91	1.797	366
28	8	368,91	64%	5,06	4,70	1.866	397
29	9	371,63	66%	5,18	4,49	1.923	428
30	10	377,32	67%	5,29	4,29	1.997	466
31	11	376,53	69%	5,41	4,08	2.036	499
32	12	386,42	70%	5,52	3,87	2.135	552
33	13	389,84	72%	5,64	3,66	2.199	601
34	14	384,45	73%	5,76	3,45	2.213	641
C	35	370,45	75%	5,87	3,24	2.176	671
36	16	344,96	76%	5,99	3,12	2.066	661
37	17	328,02	78%	6,11	3,01	2.003	666
38	18	305,36	79%	6,22	2,89	1.900	657
39	19	261,87	81%	6,34	2,77	1.660	599
40	20	223,90	82%	6,45	2,65	1.445	544
41	21	196,31	84%	6,57	2,54	1.290	508
42	22	163,04	85%	6,69	2,42	1.090	451
43	23	141,78	87%	6,80	2,30	965	419
44	24	121,93	88%	6,92	2,18	844	386
B	45	104,46	90%	7,04	2,07	735	355
46	26	85,77	91%	7,15	1,99	613	309
47	27	71,54	93%	7,27	1,91	520	272
48	28	56,57	94%	7,38	1,83	418	228
49	29	43,35	96%	7,50	1,75	325	186
50	30	31,02	97%	7,62	1,67	236	142
51	31	20,21	99%	7,73	1,59	156	98
A	52	11,85	100%	7,85	1,51	93	62
53	33	8,17	100%	7,85	1,51	64	42
54	34	3,83	100%	7,85	1,51	30	20
55	35	2,09	100%	7,85	1,51	16	11
56	36	1,21	100%	7,85	1,51	9	6
57	37	0,52	100%	7,85	1,51	4	3
58	38	0,40	100%	7,85	1,51	3	2
total						48,258	13,782

SEPR	3,50
------	------