

Naturlig køling - reduktion af energiforbrug til køling af processer og bygninger

Advansor A/S

Torben M Hansen

Sagsnr. 340-006

Indholdsfortegnelse

1. Formål:.....	3
2. Målsætning:.....	3
3. Baggrund:	3
4. Projektindhold og -udbytte	4
1. Projektafgrænsning og fokusområder	4
2. Komponentudvikling	4
5. Delkomponenter, udviklingsarbejder	6
1. Kompressoroptimering.....	6
2. Fordamperdesign	7
3. Adiabatisk befugtning.....	10
6. Benchmarkning af HFC chilleres energiforbrug:.....	11
7. Energiforbrug for tørkølede chiller vrs luftkølet CO ₂	12
8. Opgørelse af energisparepotentiale.....	13
9. Udvikling af chiller funktioner i PACK CALC II	15
10. Løsningsrum for chillersystemer	16
1. Pack Calc II, beregningskoder	17
2. Energiberegninger 6 °C/12 °C vandkøleløsninger	18
3. Energiberegninger CO ₂ DX vrs 6 °C/12 °C vand	21

1. Formål:

Projektet har haft til formål at reducere energiforbruget til køling af bygninger og processer.

Den konkrete målsætning var at nedbringe energiforbruget til klimatisering med naturlige kølemidler med 20 % ift. traditionelle vandkøleanlæg, således at de naturlige løsninger vil udgøre de energieffektive løsninger. Hovedfokus har været kapacitetsområdet 80-400 kW mellem -15 °C til 15 °C, hvor markedet har konkurrencedygtige og energioptimale køleløsninger. Området dækker således en særdeles bred vifte af anvendelser indenfor køling af industrielle processer, luftkonditionering over til køling af serverrum.

Målsætningen i projektet skulle opnås gennem optimering af samtlige anlægskomponenter med udgangspunkt i et eksisterende chillerprogram med CO₂ som kølemiddel. Der blev ved projektets start i 2007 identificeret følgende særlige indsatsområder

- Fordamperdesign
- Adiabatisk befugtning af kondensatorluft
- Kompressor design
- Reguleringsventiler
- Styling og regulering

Det var nødvendigt at fokusere på komponentudvikling og systemudvikling for at opnå størst mulig elbesparelse.

2. Målsætning:

Projektet har som overordnet målsætning at reducere energiforbruget med minimum 20 % i vandkøleanlæg med det naturlige kølemiddel CO₂.

3. Baggrund:

Vandkøleanlæg opstilles i stigende antal som konsekvens af den skærpede lovgivning på miljøområdet. Anvendelse af HFC siden 2007 begrænset til 10 kg pr. kreds, hvilket i praksis kan omsættes til 60-80 kW pr. anlæg. Konsekvensen af lovgivningen for kølekapaciteter i området fra 80-400 kW er ud fra et energimæssigt synspunkt desværre blevet, at der med henblik på at minimere fyldningen af brændbare kulbrinter eller giftig ammoniak vælges installationer med tørkølerkredse, eller at der opstilles mange små anlæg med små HFC fyldninger. De mange små anlæg har typisk dårligere virkningsgrad og tørkøling implicerer en ekstra varmeveksling til afgivelse af kondensatorvarme og giver derfor også et øget energiforbrug (ca. 15-25 % sammenlignet med direkte luftkølede chillere).

Projektet tager således det udgangspunkt, at det skal være muligt at opstille luftkølede køleanlæg til klimatisering med naturligt, ikke brændbart kølemiddel og samtidig opnå energibesparelser i forhold til nuværende praksis.

4. Projektindhold og -udbytte

1. Projektafgrænsning og fokusområder

Indledningsvis er projektet forankret gennem definition af væsentlige fokusområder og realistiske målsætninger for optimeringspotentialer på komponent- og systemniveau.

Der etableres i denne fase enighed om detaljeringsgrad, modeludformninger og kobling af grænseflader, som er essentielle for at projektets målsætning opnås. Der skal i denne fase samtidig tilsikres, at resultater i projektet får generisk karakter, således at besparelspotentialet kan overføres til andre elforbrugende køleaninstallationer.

2. Komponentudvikling

Forud for projektet er identificeret muligheder for at reducere energiforbruget ved at øge effektiviteten af varmevekslere og kompressorer i CO₂ køleanlæg.

Varmeafgivsystemer

Et tidligere PSO projekt 338-013 har yderligere påvist, at frikøling kan bidrage med op til 40 % årlig energibesparelse ved køling af serverrum.

I nærværende projekt er identificeret, at adiabatisk befugtning kan forøge energibesparelserne ved frikøling yderligere med ca. 15-20 %, idet sæsonen for frikøling kan forlænges med ca. 800-1200 timer/år. Udfordringen, består i at opnå høj effektivitet ved lave omgivelsestemperaturer. Advansor har i egne test målt 7-10 % energibesparelser på køleanlægget ved anvendelse af adiabatisk befugtning af luften før gaskøler/kondensatoren. Resultaterne er opmuntrende, men viser samtidig behov for øget effektivitet og validering.

Fordampersystem

Der fandtes ikke forud for projektet velegnede fordampere, som på samme tid opfylder kravene til højt stilstandstryk, høj varmeoverføring og kompakt udførelse. Der blev i projektets udviklet og demonstreret pladevarmevekslere som opfylder alle tre krav. Det er beregnet, at der kan minimum 6-10 % energibesparelse alene ved denne udvikling.

Kompressorer

Kølekompressorer installeret i CO₂ kølesystemer vil hyppigst operere ved et trykforhold mellem 1,8 og 2,5. Dette er væsentligt lavere end for andre kølemidler, og betingelserne er således til stede for at opnå høj isentropisk virkningsgrad. Det er dog nødvendigt at modificere strømningsveje i kompressoren samt anvende elmotor med høj virkningsgrad over et bredt effektområde for at kunne realisere potentialet. Der er opnået energibesparelser på 10-15 % alene ved denne indsats.

Systemintegration, styring og regulering

Komponentoptimeringen ovenfor kan ikke stå alene i bestræbelserne på at reducere energiforbruget. Derfor skal samspillet mellem komponenterne sammen med indflydelsen fra omgivelsernes luft og

vandside inkluderes i arbejdet. Projektet har indsamlet erfaringer og resultater fra tidligere projekter, bl.a. DESIK 334-001 og CO₂ simuleringsprojektet 339-046.

Demonstration

CO₂ som kølemiddel i vandchillere er demonstreret i et projekt ved Nordea, Aalborg på 300 kW samt på 2 industrielle projekter på hhv. 150 og 200 kW.

Undervejs i projektet, blev det konkluderet, at det energimæssigt ikke er optimalt at anvende vand som kuldebærer, når man ligeså vel og langt mere effektivt kan distribuere CO₂ til køleflader enten ved termisk betinget drivtryk (direkte ekspansion i køleflader) eller som mekanisk pumpecirkulation.

Direkte ekspansion i køleflader er testet i projektet på Randers Kulturhus (300kW) og i Parkens kontorbygninger (2x350 kW) og har vist stort besparelspotentiale på ca. 31 %.

Direkte ekspansion har visse styringsmæssige udfordring, hvis der optræder driftssituationer med meget lav dellast (f.eks. VAV anlæg samt anlæg med små individuelle kølesteder med asynkrone kølebehov) samtidig med, at der stilles krav om høj nøjagtighed for lufttemperaturen efter køleflader. I sådanne tilfælde kan det lettere at integrere vandbårne pumpeløsninger i bygningens CTS anlæg.

Der har ikke været datagrundlag til ”før sammenligning” og energibesparelser derfor ikke valideret i forhold til ”før løsningen” og besparelser er alene beregnede størrelse.

5. Delkomponenter, udviklingsarbejder

1. Kompressoroptimering

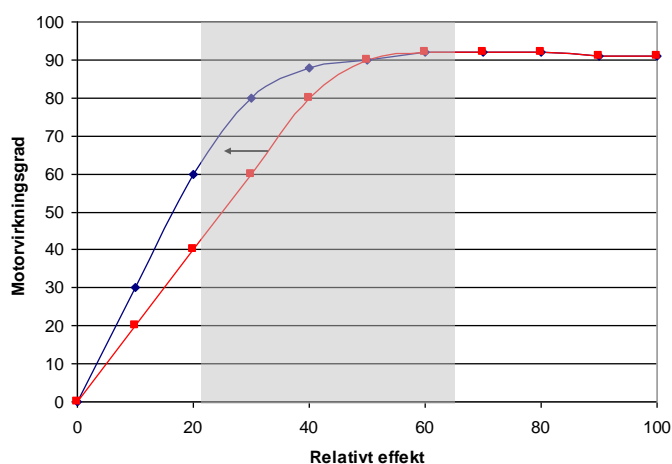
Tabene i kompressorer kan karakteriseres som summen af elektriske tab, mekaniske tab samt interne flowrelaterede tab.

Mekaniske tab er relateret til lejetab, friktion, effektoptag og omdrejningstal. Da CO₂ og olie i krumtapshuset er fuldstændige opløselige skal temperaturen af olie holdes mellem 30-60 °C for at sikre den rette viskositet af olien og dermed god smøring.

Området er afdækket og løsninger er dokumenteret af ADVANSOR, hvorfor nærmere undersøgelser udelades i nærværende projekt.

I projektet fokuseres derfor alene på elektriske og interne tab.

Kompressormotoren vil typisk være valgt på grundlag af den maksimale belastning, der forekommer ved højt trykforhold og høje udeluftstemperaturer. Motorbelastningen ved drift under danske forhold vil i gennemsnit udgøre 50 % af mærkeeffekten. Det grå område viser typisk driftsområdet for kompressoren under danske forhold. Pilen indikerer den mulige forbedring ved reduktion af lavlast-tab.



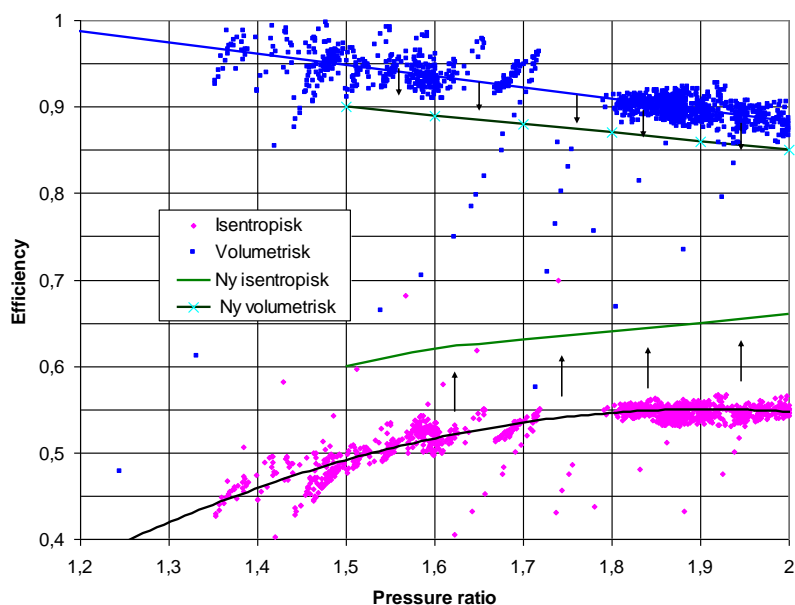
Idet projektets fokus på forbedring af varmevekslere vil reducere kompressernes effektforbrug yderligere øges betydningen af denne problemstilling.

Der er i projektet samarbejdet med kompressorleverandører for at undersøge, hvilke gevinster der kan opnås ved generel forbedring af motorvalget, både hvad angår virkningsgraden ved fuldlast (sparemotor) og lavlast.

Interne tryktab i kompressorerne er i høj grad relateret til strømningstab i cylindrenes suge- og trykventiler og afhænger af kvadratet på strømningshastigheden – dvs. en halvering af strømningshastigheden giver en fjerdedeling af tryktabet.

I klimatisering- og serverkøleapplikationer haves høj massestrøm i kompressoren pga. af højt sugetryk sammenlignet andre køleinstallationer.

Der er indledningsvist drøftet udskiftning af suge- og trykventiler med kompressorleverandøren. Nedenstående kurver viser måling på isentrope (lilla punkter) og volumetriske (blå punkter) virkningsgrader i det relevante driftsområde for CO₂ chillere.



Ved udskiftning af ventiler viser leverandørens beregninger, at isentrop virkningsgraden kan hæves med op til 10 % (grøn kurve) - dog på bekostning af lidt reduceret volumetrisk virkningsgrad.

Det er imidlertid isentrop virkningsgraden, der er af interesse med henblik på at reducere energiforbruget.

Beregnet vil den gennemsnitlige COP under danske forhold stige fra 3,8 til 4,2 ved denne tilpasning af ventiler til danske forhold.

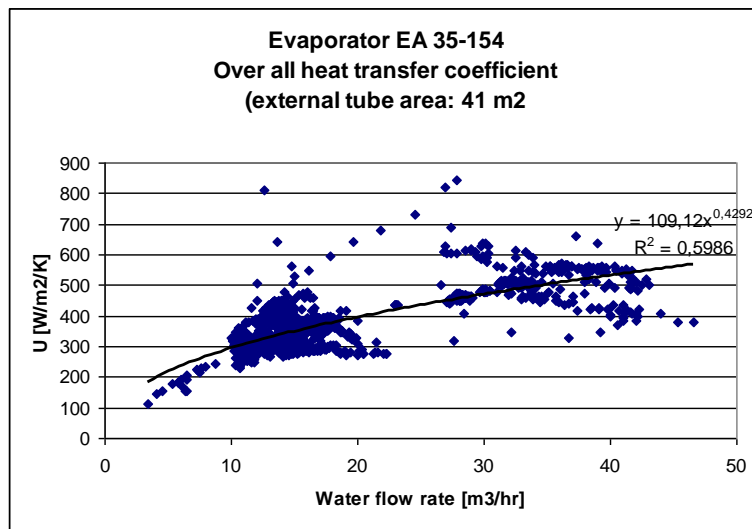
Der er i projektet opnået forbedrede isentrop virkningsgrader fra 0,56 til 0,66 for en producent samt fra 0,60 til 0,70 for en anden producent, hvilket er yderst tilfredsstillende.

2. Fordamperdesign

Advansor's egne målinger på en oversvømmet stålrørsfordamper, har vist, at der kan opnås væsentlige forbedring ved at optimere forskellige designparametre.

Betragtes data for en fordamper med indvendigt glatte rør (vandsiden) og udvendige ribber (CO₂ siden) bemærkes følgende:

- vandsiden er bestemmende
- overgangstallet er lavere end forventeligt (ca. 900-1000 W/m²/K bør kunne realiseres).

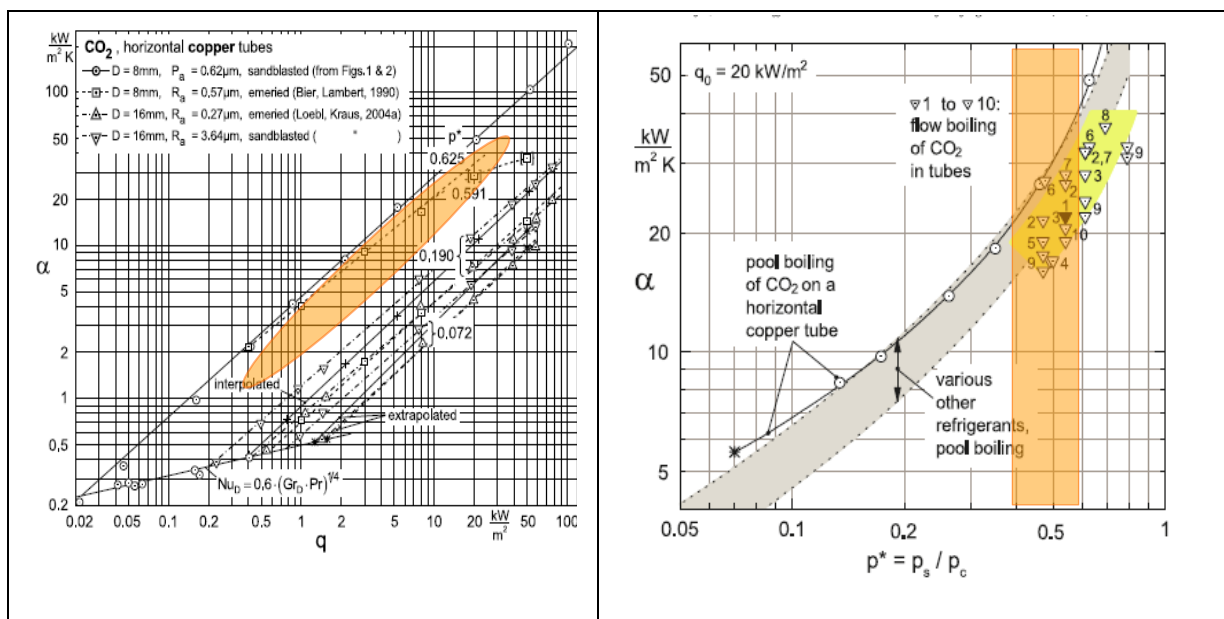


Ved fastholdt fordamperareal vil en forbedring af overgangstallet fra 450 W/m²/K til 900 W/m²/K give anledning til en COP forbedring på 8,5 %.

Der kan opnås forbedring ved 2 forskellige tilgange til problemet:

- 1- Enten skal vandsiden i rørfordampere forbedres
- 2- eller også skal fordamperkonceptet baseres på korrugeret pladeløsninger, som har overgangstal ved oversvømmet drift i størrelsesorden 1500-1800 W/m²/K.

Det orange område ($p_c = 73$ bar, $p_0 = 37-45$ bar, $p^* = (p_0 / p_c) = 0,5$ til $0,6$.) markerer udvendige varmeovergangstal for oversvømmede glatrørsfordampere med CO₂ ved chillerdrift i området 2-10 °C. Det ses at den store overføring modstand findes på vandsiden, idet CO₂ siden alene ved pool boiling ligger en faktor 10 over den målte værdi på rørfordampere.



[“Review on pool boiling heat transfer of carbon dioxide”, Gorenflo, Kotthoff]



Vandkøleanlæg med ca. 400 kW rørfordamper

I løbet af projektet indledtes samarbejde med Alfa Laval, som med baggrund i deres mangeårige erfaringer med CO₂ fordampere under 40 bar (0 °C) udviklede en 90 bars løsning i kapacitets området op til ca. 100 kW.



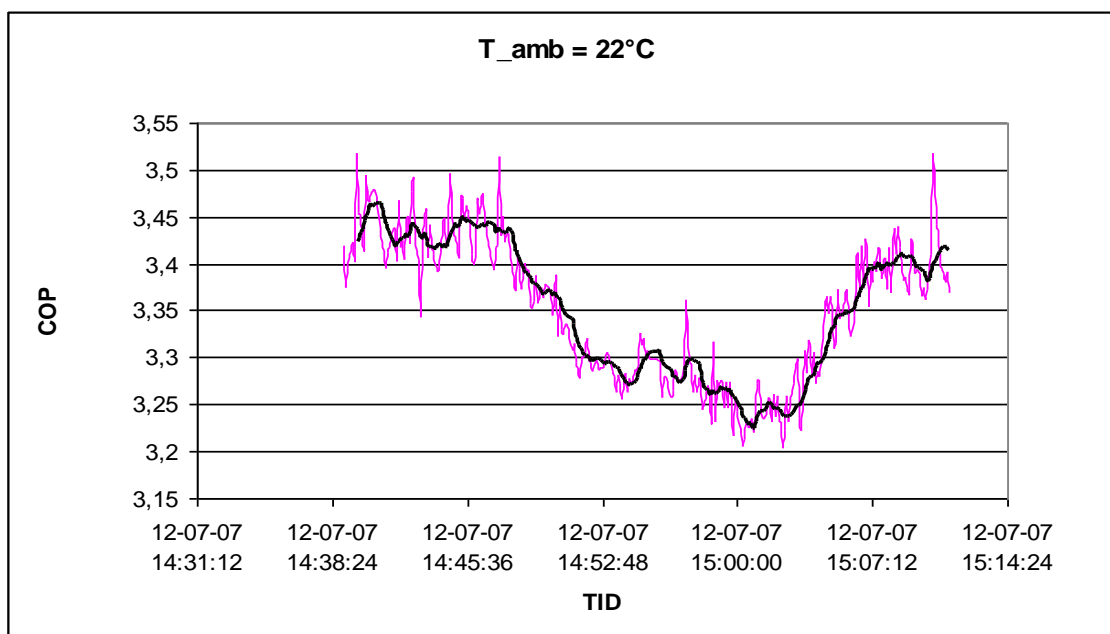
Fordampersektion fra vandkøleanlæg med 2x75 kW pladefordampere.

3. Adiabatisk befugtning

I sommeren 2007 er udført indledende forsøg med adiabatisk befugtning af luft før kondensatoren på en CO₂ chiller. Forsøgene blev gennemført med henblik på en evaluering af princippet's duelighed og indflydelse på energiforbrug i køleprocessen.

Nedenstående kurve viser i starten en driftssituation med befugtningen aktiveret, hvor der måles en COP på 3,45. Herefter deaktiveres befugtningen og COP værdien falder til 3,2.

Der er ved disse indledende forsøg opnået en elbesparelse på ca. 8 %.



Forsøgene har vist, at der er en positiv effekt fra befugtningen. Der anvendes ubehandlet hanevand og forbruget er minimalt – svarende til et årligt vandforbrug mellem 50 – 100 m³/år.

Det er dog også konklusionen, at det potentiale er langt større end det opnåede resultat, og at det er påkrævet at der udvikles mere effektive befugtersystemer og at disses potentiale demonstreres over for rådgivere og slutbrugere. Med videreudvikling er målet, at systemet endvidere kan bruges til at forlænge sæsonen for frikøling med ca. 800 timer/år.

6. Benchmarkning af HFC chilleres energiforbrug:

Som vurderingsgrundlag for besparelspotentialet ved substitution af nuværende HFC løsninger (luftkølede aggregater) med CO₂, er der foretaget en benchmarking af eksisterende produkter på markedet. Nedenstående data er producenters egne oplysninger og viser et retvisende udsnit af kølemiddel og kompressorløsninger. Til sammenligning er vist forventede COP værdier for en optimeret CO₂ chiller.

Producent	Køle- middel	Udeluft	COP
-	-	[°C]	(Q _o /P _{komp})
A	R22	35	2.75
A	R407C	35	2.85
B	R407C	35	3.25
B	R134a	35	2.85
C	R407C	35	3.37
D	R410A	30	3.29
		35	2.85
E	R407C	25	3.73
		30	3.21
		35	2.71
Optimeret	CO ₂	25	4.30
		30	4.00

Opgøres besparelsen ud fra dette perspektiv vil der ved at vælge en optimeret CO₂ chiller kunne realiseres besparelser i størrelsesorden 35 % af de nuværende HFC løsninger elforbrug:

Årlige driftstimer (udeluft >15°C):	3.500 timer/år
Køleydelse:	150 kW
Vandtemperaturer:	7/12 °C
Årligt elforbrug - HFC:	117.00 kWh/år
Årligt elforbrug, CO ₂ :	<u>76.000 kWh/år</u>
Årlig besparelse:	41.000 kWh /år

Hvis det antages at der findes 2000 chillere i Danmark med en gennemsnitlig størrelse på 150 kW, så giver besparelser ved nærværende projekt et besparelspotentiale på:

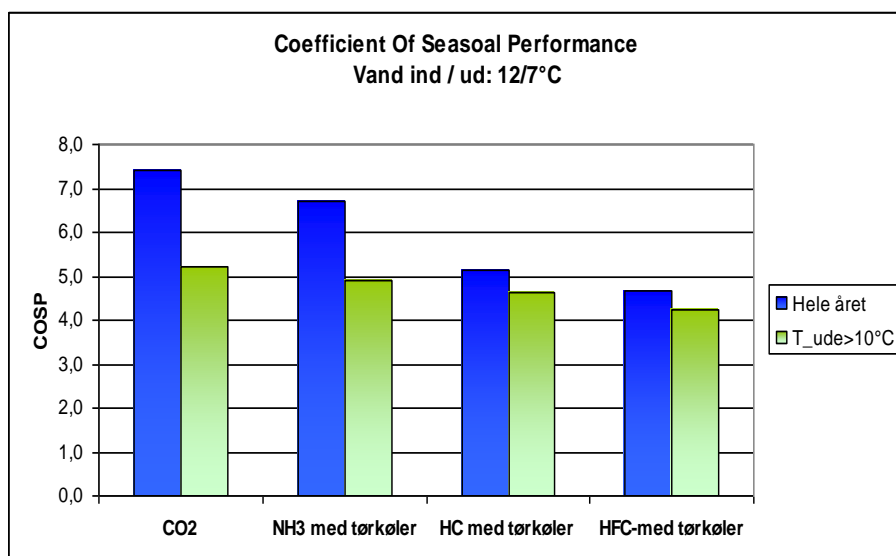
$$41.000 \text{ kWh/år} \times 2000 = 82 \text{ GWh}_{\text{el}}/\text{år}$$

7. Energiforbrug for tørkølede chiller vrs luftkølet CO₂

Det er blevet en udbredt praksis i dag, at der opstilles kondenseringsaggregater med tilhørende tørkøler. Dette er en naturlig konsekvens af kølemiddellovgivningens maksimale fyldningsgrænse på 10 kg HFC samt et udtryk for at det er uønskeligt at opstille store kulbrinte fyldninger inden døre.

Der er tale om nemme løsninger for installationsfirmaerne, men samtidig er der også tale løsninger med en stor elregning til følge for slutbrugeren.

Nedenstående kurve viser COSP for luftkølde CO₂ chiller sammenlignet med 3 alternative løsninger (ammoniak, kulbrinte og HFC) med tørkølere.



Det er i relation til ovenstående værd at fremhæve, at markedet op til 400 kW i dag i alt overvejende grad baseres på de 2 energimæssigt ringeste løsninger, nemlig kulbrinte eller HFC med tørkøler.

Ammoniak er tilgængeligt, men på mindre anlæg findes løsningen af mange for dyr i anlægsinvestering og serviceomkostninger.

Det er derfor nødvendigt, at der etableres et naturligt og energimæssigt godt kølesystem, som kan fortrænge anlæg med lavere pris og ringe effektivitet. CO₂ kan i optimerede anlæg opnå samme lave energiforbrug (målt over en sæson) som ammoniak, og samtidig bidrage med et prisniveau på linie med kulbrinte og har samtidig markedets laveste service- og vedligeholdelsesomkostninger.

Indeværende projekt er et væsentligt element i at opfylde det scenarie, hvor markedet vælger naturlige kølemiddelløsninger med lavt energiforbrug. Det er ikke tilfældet i dag!

8. Opgørelse af energisparepotentiale

Elsparefonden igangsatte i foråret 2003 et forprojekt (Jensen et al, 2003) vedr. elforbrug i serverrum. I dette forprojekt blev det vurderet, at elforbruget i danske serverrum er i størrelsesordenen 200 GWh/år, samt at mellem en tredjedel og halvdelen af dette elforbrug kan spares. En anden undersøgelse fra analyseselskabet IDC viser, at serverne står tættere og tættere sammen i serverrumene. Tætheden øges med 15 procent om året fastslår rapporten fra 2006. Fremskrives tallene fra 2003 med disse vækstrater på effekttætheden bliver elforbruget:

$$\text{Samlet elforbrug: } 200 \times 1,15^4 = 350 \text{ GWh/år.}$$

Et opfølgende projekt fra Elsparefonden (2004), anslår at mellem 20 % og 44 % af elforbruget i serverrum hydrører fra køling. Antages, at der i gennemsnit anvendes 35 % af elforbruget til køling, samt at 40 % af dette forbrug kan fortrænges af frikøling, da er projektets besparelspotentiale indenfor køling af serverrum:

$$35 \% \times 40 \% \times 350 \text{ GWh} = 49 \text{ GWh}_{\text{el}}/\text{år}$$

Fastholdes vækst tal fra IDC rapporten, er potentialet stigende.

Hvis det antages, at der i Danmark er opstillet 2.000 chiller med en gennemsnitlig størrelse på 150 kW og en COSP (coefficient of seasonal performance) på 4 bliver elbesparelsen på 20 % fra chillere:

$$20 \% \times (2000 \times 150 \text{ kW} \times (1/4) \times 3500 \text{ timer}) =$$

$$20 \% \times 262 \text{ GWh}/\text{år} = 52 \text{ GWh}/\text{år}$$

Alternativt opgøres besparelsen ud fra antagelserne ovenfor til 82 GWh/år

Det samlede besparelspotentiale for chillere og frikøling opgøres ud fra disse antagelser fra ca. 49 GWh + 52 GWh = 101 GWh op til ca. 49 GWh/år + 82 GWh/år = 131 GWh/år.

Der er tale, om et potentiale, som kan realiseres ved ny opstilling og udskiftning over ca. 10 år. Udskiftningsperioden er kortere end normalt, da mange HFC anlæg med store fyldninger pga. lovgivningens maksimale fyldningsgrænse på 10 kg, risikerer udskiftning, før de er udtjente.

9. Udvikling af chiller funktioner i PACK CALC II

I nærværende projekt er der defineret og tilføjet simulering muligheder for relateret til chillerdrift, herunder:

1. Tørkølede systemer (varmvandkreds)
2. Definition af tørkøler
3. Variation i fremløbstemperatur til kondensator
4. Definition af pumpe(r)
5. Frekvensstyring af pumper (kold + varm vandkreds)
6. Termostat funktion: chiller/air con kører ikke ved $T_{ude} < XX^{\circ}\text{C}$
7. Udelade måneder, f.eks jan-mar + okt-dec af beregninger
8. Ugedage og klokkeslæt
9. Frikøling
 - a. Kontinuerlig
 - b. On/off

10. Løsningsrum for chillersystemer

Nedenstående tabel viser en afgrænset udsnit af forskellige tekniske løsninger til klimatisering. Løsninger er efterfølgende defineret i PACK CALC II for evaluering.

	Kølemiddelgruppering					
	HFC		HC	NH3	Vand	CO2
Tekniske løsninger	R134a	R410A	R1270	R717	R718	R744
Tør Fordamper til vand + Luftkølet kondensator	(✓) ¹	(✓) ²	(✓) ³	÷	÷	✓
Oversvømmet fordamper til vand + Luftkølet kondensator	÷	÷	÷	✓	÷	✓
Tør Fordamper til vand + Adiabatisk luftkølet kondensator	(✓) ⁴	(✓) ⁵	(✓) ⁶	÷	÷	✓
Oversvømmet fordamper til vand Adiabatisk luftkølet kondensator	÷	÷	÷	✓	÷	✓
Tør Fordamper til vand + Vandkølet kondensator + tørkøler	✓	✓	✓	÷	÷	✓
Oversvømmet fordamper til vand Vandkølet kondensator+ tørkøler	÷	÷	÷	✓	(✓) ⁷	✓
Tør Fordamper til vand + Vandkølet kondensator + køletårn	✓	✓	✓	÷	÷	✓
Oversvømmet fordamper til vand Vandkølet kondensator- køletårn	÷	÷	÷	✓	(✓) ⁸	✓
Direkte fordampning til luft Luftkølet kondensator	÷	÷	÷	÷	÷	✓
Direkte fordampning til luft Adiabatisk luftkølet kondensator	÷	÷	÷	÷	÷	✓
Direkte fordampning til luft Vandkølet kondensator- tørkøler						✓
Direkte fordampning til luft Vandkølet kondensator- køletårn						✓

¹ Teknisk muligt, men tilladt fyldningsmængde begrænser den maksimalt opnåelige kuldeydelse

² Teknisk muligt, men tilladt fyldningsmængde begrænser den maksimalt opnåelige kuldeydelse

³ Teknisk muligt, men brændbart kølemiddel og lovkrav ved opstilling begrænser indsatsområdet i praksis

⁴ Teknisk muligt, men tilladt fyldningsmængde begrænser den maksimalt opnåelige kuldeydelse

⁵ Teknisk muligt, men tilladt fyldningsmængde begrænser den maksimalt opnåelige kuldeydelse

⁶ Teknisk muligt, men brændbart kølemiddel og lovkrav ved opstilling begrænser indsatsområdet i praksis

⁷ Udviklingsstade – ikke frigivet teknologi – forventeligt kun tiltænkt store anlæg - ikke beregnet

⁸ Udviklingsstade – ikke frigivet teknologi – forventeligt kun tiltænkt store anlæg - ikke beregnet

1. Pack Calc II, beregningskoder

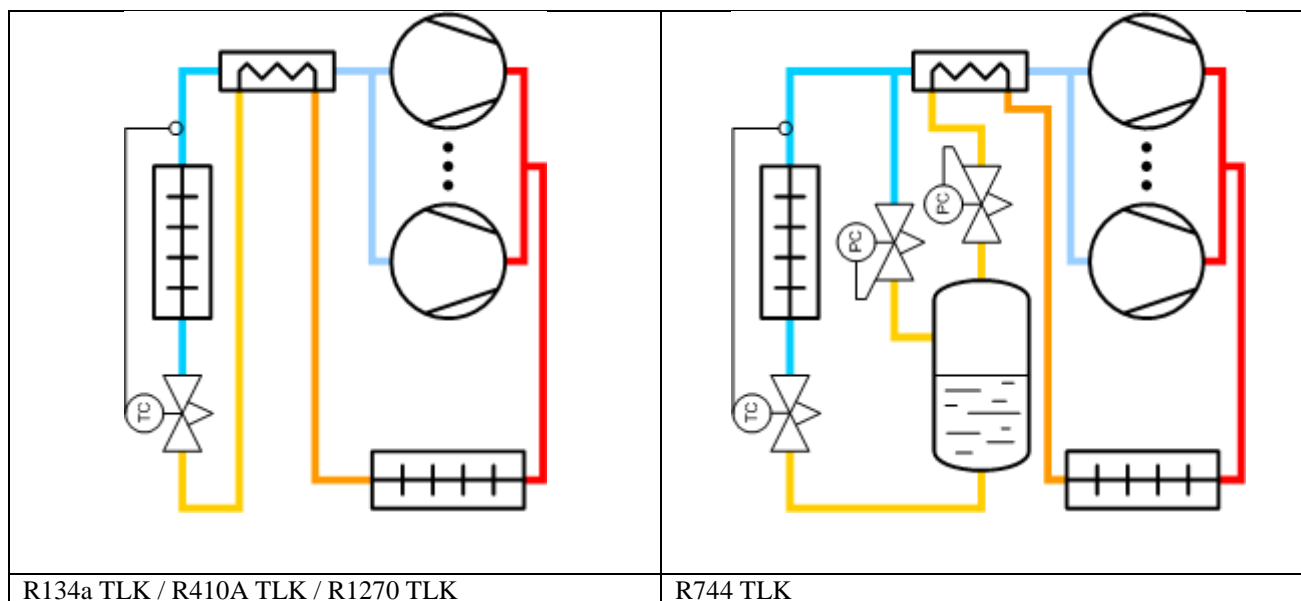
Gruppering	HFC		HC	NH3	Vand	CO2
Teknisk løsning	R134a	R410A	R1270	R717	R718	R744
Tør Fordamper Luftkølet kondensator	R134aTLK	R410ATLK	R1270TLK	-	-	R744TLK
Oversvømmet fordamper Luftkølet kondensator	-	-	-	R717OLK	-	R744OLK
Tør Fordamper Adiabatisk luftkølet kondensator	R134aTALK	R410ATALK	R1270TALK	-	-	R744TALK
Oversvømmet fordamper Adiabatisk luftkølet kondensator	-	-	-	R717OALK	-	R744OALK
Tør Fordamper Vandkølet kondensator – tørkøler	R134TVK	R410ATVK	R1270TVK	-	-	R744TVK
Oversvømmet fordamper Vandkølet kondensator- tørkøler	-	-	-	R717OVK	-	R744OVK
Tør Fordamper Vandkølet kondensator – køletårn	R134TVKK	R410ATVKK	R1270TVKK	-	-	R744TVKK
Oversvømmet fordamper Vandkølet kondensator- køletårn	-	-	-	R717VKK	-	R744OVKK
Direkte fordampning til luft Luftkølet kondensator	-	-	-	-	-	R744DXLK
Direkte fordampning til luft Adiabatisk luftkølet kondensator	-	-	-	-	-	R744DXALK
Direkte fordampning til luft Vandkølet kondensator- tørkøler	-	-	-	-	-	R744DXVK
Direkte fordampning til luft Vandkølet kondensator- køletårn	-	-	-	-	-	R744DXVKK

For alle beregninger er tilstræbt at holde driftsområdet indenfor kompressorproducentens anbefalede driftsområde.

2. Energiberegninger 6 °C/12 °C vandkøleløsninger

TLK serien: der er taget udgangspunkt i et 100 kW anlæg, karakteriseret ved de mest simple anlægsudførelser med pladefordamper til vand og luftkølet kondensator.

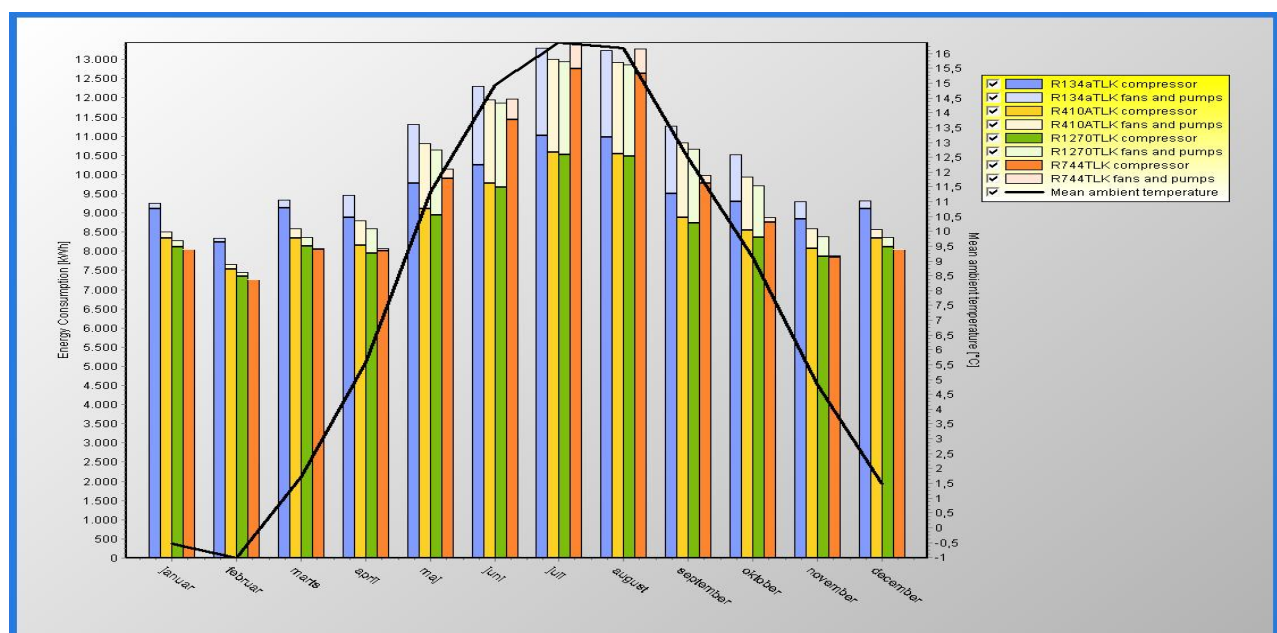
De billigste produkter på markedet kan ikke leve op til kondensering 7-9 K over overluften, som det er forudsat beregninger. Alle systemer med 3 stk. kompressorer i parallel konfiguration.



Af tabellen (Tabel: TLK Kølebehov All season (8760 timer/år) nedenfor, ses at CO₂ er det bedste alternativ af de undersøgte anlægskoncepter med luftkølet kondensator, når der er kølebehov hele året. I denne situation beregnes en besparelse på 9,3 % per år i forhold til reference anlægget med R134a. Besparelsen med CO₂ opnås alene i vinterdriften, mens der i enkelte sommermåneder beregnes et mere energiforbrug.

Tabel: TLK Kølebehov All season (8760 timer/år)

	R134aTLK (reference)	R410ATLK	R1270TLK	R744TLK
Load fulfillment				
% of time:	100,0	100,0	100,0	100,0
% of energy:	100,0	100,0	100,0	100,0
COP				
Average COP [-]:	5,26	5,56	5,65	5,80
Energy consumption				
Pumps and fans [kWh]:	12.810	13.934	13.877	2.573
Compressor [kWh]:	114.086	106.177	104.205	112.460
Total [kWh]:	126.896	120.111	118.082	115.033
Savings				
Yearly energy savings [kWh]:	-	6.784	8.814	11.863
Yearly energy savings [%]:	-	5,3	6,9	9,3



Da mange køleanlæg netop anvendes som klimakøl i sommermånederne, er det relevant, at undersøge forholdene, hvor anlæggene kun kører perioden Q2 og Q3 (april til september) for de 4 ovenstående alternativer.

Tabel: Kølebehov Q2 og Q3 (april til september).

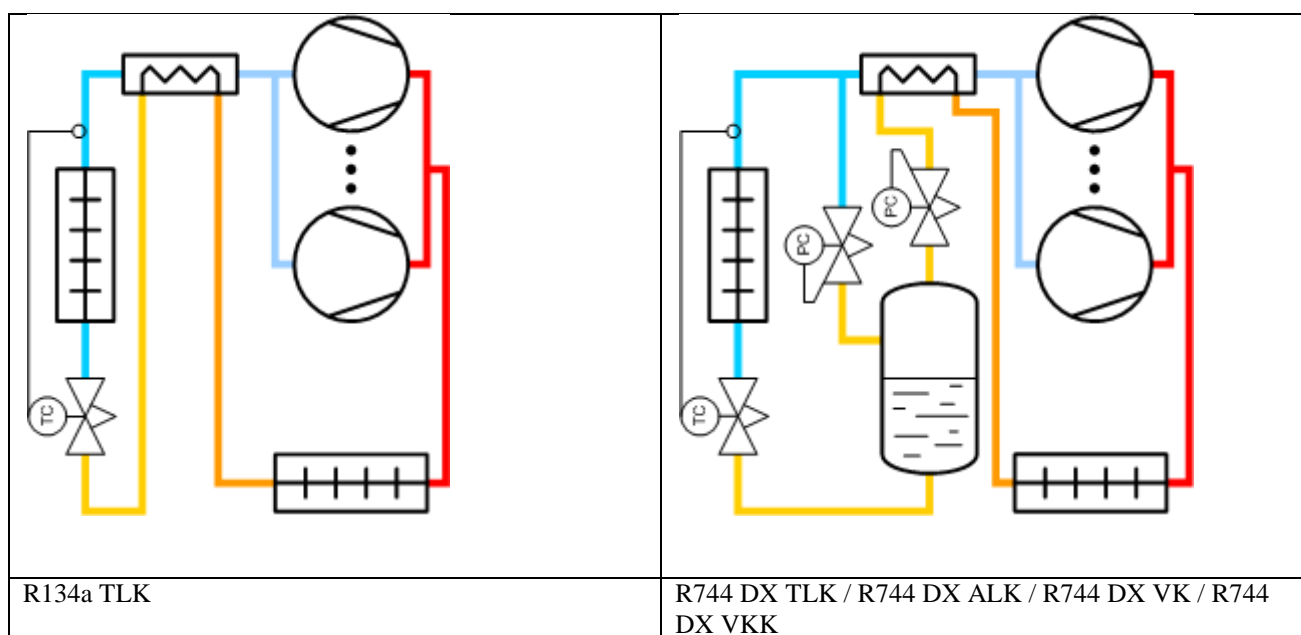
	R134aTLK (reference)	R410ATLK	R1270TLK	R744TLK
Load fulfillment				
% of time:	100,0	100,0	100,0	100,0
% of energy:	100,0	100,0	100,0	100,0
COP				
Average COP [-]:	4,74	4,92	4,97	5,02
Energy consumption				
Pumps and fans [kWh]:	10.465	11.271	11.236	2.378
Compressor [kWh]:	60.391	57.015	56.301	64.475
Total [kWh]:	70.855	68.286	67.537	66.853
Savings				
Yearly energy savings [kWh]:	-	2.569	3.319	4.002
Yearly energy savings [%]:	-	3,6	4,7	5,6

Det ses, at kompressoranlægget med CO2 bruger ca 6-7% mere energi end referencen, men samtidig opnås en besparelse på blæserne, således at det samlede energiforbrug er ca 5% lavere!

3. Energiberegninger CO2 DX vrs 6 °C/12 °C vand

Undervejs i projektet, blev det identificeret, at det energimæssigt ikke er optimalt at anvende vand som kuldebærer, når man ligeså vel og langt mere effektivt kan distribuere CO2 til køleflader enten ved termisk betinget drivtryk (direkte ekspansion i køleflader) eller som mekanisk pumpecirkulation.

En sådan løsning er fordelagtig i form af højere fordampningstemperatur, idet der elimineres en varmeveksling til vand og der spares el til vandpumper. Herudover er rørinstallation billigere og service på vandsiden elimineres.



CO2 køling af luft er sammenlignet nedenfor med en standard R134a vandkølemaskine R134aTLK (reference). I en direkte er CO2 direkte fordampet på køleflader, mere end 30 % bedre end R134a referencen.

Tabel: Kølebehov Q2 og Q3 (april til september).

	R134aTLK (reference)	R744DXLK	R744DXALK	R744DXVK	R744 DXVKK
Load fulfillment					
% of time:	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
% of energy:	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
COP					
Average COP [-]:	4,74	6,95	7,12	4,51	5,25
Energy consumption					
Pumps and fans [kWh]:	10.465	1.256	2.572	17.279	17.323
Compressor [kWh]:	60.391	47.045	44.590	57.152	46.652
Total [kWh]:	70.855	48.301	47.162	74.431	63.975
Savings					
Yearly energy savings [kWh]:	-	22.554	23.693	-3.576	6.880
Yearly energy savings [%]:	-	31,8	33,4	-5,0	9,7

