



TEKNOLOGISK
INSTITUT

Demonstration af hybridkøling i industri og serverrum

Serverrumskøleanlæg med frikøling og CO₂

PSO projekt 339-021

Christian Heerup, Teknologisk Institut

Pia Rasmussen, Teknologisk Institut

Emil Dybro Korsgaard Jacobsen, Teknologisk Institut

Marc Galang, Teknologisk Institut

Køle- og Varmepumpeteknik
Energi og Klima

Titel: Demonstration af hybridkøling i industri og serverrum
Serverrumskøleanlæg med frikøling og CO₂

Udarbejdet af: Teknologisk Institut, Gregersensvej 1, 2630 Taastrup
Energi og Klima, Køle- og Varmepumpeteknik,

Kontaktperson: Christian Heerup, chp@teknologisk.dk

Forfatter: Christian Heerup, Teknologisk Institut
Pia Rasmussen, Teknologisk Institut (nu Grontmij Carl Bro)
Emil Dybro Korsgaard Jacobsen, Teknologisk Institut
Marc Galang, Teknologisk Institut

Partnere: Carrier Refrigeration Denmark A/S (tidl. Birton), Bent Johansen
DTU Mekanik, Brian Elmegaard
Alfa Laval, Claus Madsen (nu Teknologisk Institut)
Flexcoil (Evapco), Finn Thyge

Anlægsvært: EnergiMidt A/S, Thomas Busk Rohde

Anlægsadresse: EnergiMidt, Tientgensvej 2-4, 8600 Silkeborg

Indholdsfortegnelse

1.	Indledning.....	5
1.1.	Formål.....	5
2.	Konklusion	6
3.	Hybridkøling – idebeskrivelse.....	7
3.1.	Hybridkøling med CO ₂ – det grundlæggende koncept.....	7
3.2.	Frikøling.....	7
3.3.	Direkte frikøling med luft	10
3.4.	CO ₂ som kølemedie til serverrum	10
4.	Hybridkøling – koncepttilpasning.....	12
4.1.	Oprindeligt koncept	12
4.2.	Pumpesystemet	13
4.3.	Kombination af frikøling og mekanisk køling	13
5.	Etablering af anlægget.....	15
5.1.	EnergiMidt som anlægsvært	15
5.2.	Tilføjelse af varmegenvinding og varmepumper til EnergiMidt	15
5.3.	Frikøleanlæggets endelige udformning	18
6.	Anlæggets drift	21
6.1.	Problemstillinger og driftsforhold.....	21
6.2.	Justeret drift.....	22
7.	Resultater og databehandling.....	23
7.1.	SPR som mål for effektivitet	23
7.2.	Målinger.....	23
7.3.	Korrektion af udetemperaturdata	25
7.4.	Analyse af temperaturdifferenser på frikøler	26
7.5.	Beregnet årsenergieffektivitet.....	26
	Bilag 1 "Visio-Principtegning køl 06-04-2010"	
	Bilag 2 "Visio-Principdiagram, Hybrid køleanlæg-3"	
	Bilag 3 "Exergiforhold ved termisk pumpedrift"	

Liste over figurer

Figur 1: Varmeoverførsel hhv. mellem indeluft og brine og mellem brine og udeluft.....	7
Figur 2: Simple skitse af system til køling af serverrum med frikøling.	8
Figur 3: Variationer i elforbruget for et tilfældigt serverrum over en uge.	9
Figur 4: Fordeling af temperaturer over året baseret på DRY - "Design Reference Year".	9
Figur 5: Temperaturer i køleprocessen ved brug af hhv. brine og faseskiftende CO ₂	10
Figur 6: Skitse af oprindelig koncept for CO ₂ baseret hybridkøling med termisk pumpe.	12
Figur 7: Generering af pumpetryk til termisk pumpe	25
Figur 8: Løsning til kombineret frikøling og mekanisk køling.	14
Figur 9: Kombination af varmegenvinding, frikøling og mekanisk køling.	16
Figur 10: Energiforhold ved eksempel med 64 kW belastning.....	17
Figur 11: Skærmpoint fra kølestyring den 26/3 2012 kl. 17:34.....	19
Figur 12: Skærmpoint fra CTS anlæg den 26/3 2012 kl. 17:33.	19
Figur 13: Elmåler Installationer CTS skærmpoint	20
Figur 14: Effektforsbrug for ventilatorer CTS skærmpoint	20
Figur 15: Værdier for CO ₂ ved 15 og 18 °C.....	21
Figur 16: Målinger på anlæg.	24
Figur 17: Korrigeret udetemperatur.	25
Figur 18: Ændring i SPR ved stigende og faldende temperatur.	25
Figur 19: Temperaturdifferens versus SPR.....	26
Figur 20: Optimeret energiforsbrug.	26
Figur 21: Skema over beregning af PUE.	27

1. Indledning

Projektet er realiseret med støtte fra Dansk Energis forsknings- og udviklingsprogram ELFORSK, der finansieres via PSO midler. Tak til Dansk Energi og koordinator Jørn Borup Jensen for at gøre projektet muligt og for opbakning, når projektet løb ind i forhindringer, der gjorde udsættelse nødvendig.

Tak til EnergiMidt som anlægsvært, uden projektledernes visionære tanker i forberedelsen og stædige vedholdenhed under og efter installationen havde projektet ikke været muligt i sammenhæng med det meget spændende og ambitiøse byggeri af den nye administrationsbygning.

Stor tak skal også lyde til projektets parter, uden deres engagement havde projektet været umuligt at gennemføre.

1.1. Formål

Projektets formål er at demonstrere køling og frikøling på et serverrum med et CO₂ baseret kølesystem for at spare energi. Temperaturgrænsen for frikøling skal bestemmes og anlæggets energieffektivitet skal fastlægges. Energieffektiviteten skal findes ved frikøling og ved kompressordrift og der skal foretages beregninger af årseffektiviteten, således at anlægget kan sammenlignes med traditionelle anlæg. Projektet vil desuden generere værdifulde erfaringer med planlægning, opbygning, indkøring og drift af denne type anlæg.

2. Konklusion

Køling af et serverrum med udeluft via CO₂ som varmeoverførende medie er demonstreret i projektet. Dette er en ny mulighed for indirekte frikøling med udeluft som alternativ til anlæg, der traditionelt anvender en blandig af vand og glykol som varmeoverførende medie.

Anlægget gør det muligt at stoppe kompressorerne sammenlagt i 10 måneder om året i modsætning til traditionelle anlæg med frikøling, hvor kompressorerne kan stoppes 3 til 7 måneder om året.

Anlægget realiserer derfor store energibesparelser og ca. 60 % mindre kompressordrift med den nuværende belastning end et godt traditionelt anlæg baseret på vand/ glykol, som typisk har en frikølegrænse, der ligger 5 °C lavere. Med en kWh pris på 1,5 kr. betyder det i dette tilfælde en besparelse på mellem 25.000 og 38.000 kr. per år afhængig af referenceanlægget.

Installationen er foretaget hos EnergiMidt, hvor anlægget indgår i en administrationsbygning med mange teknisk avancerede installationer.

Alle tekniske installationer med energioptimerende formål er ifølge EnergiMidt budgetteret med en intern rente på 8 %, herunder frikøleanlægget. Dette skal forstås således, at merprisen forrentes med 8 % ved hjælp af besparelsen i energiforbruget. Tilbagebetalingstiden for det byggede anlæg er imidlertid længere, fordi belastningen og dermed også energibesparelsen er lavere end forudsat.

Anlægget har været i drift i to år med begrænset behov for service efter en indkøringsperiode og det kører stabilt. For den projekterede fuldlast er det eftervist at 100 % frikøling er mulig op til 13 °C udetemperatur. Ved den aktuelle varmebelastning i serverrummet er det muligt at opnå fuld frikøling op til 15 °C udetemperatur med en mindre ændring af styringen på bygningens CTS anlæg.

Beregning af PUE faktoren (Power Usage Effectiveness) viser at det er muligt via køling med udeluft og med CO₂ som medie at opnå værdier på 1,2 svarende til meget høj effektivitet for serverrumsinstallationer og hvor 2,0 regnes for middel effektivitet.

Den afprøvede teknologi kan også anvendes til andre formål indenfor industri og procesanlæg. Erfaringerne fra anlægget med et designtryk på 70 bar viser at køleopgaver med et behov for en kølemedie-temperatur på op til 20 °C kan løses med pumpecirkuleret CO₂.

Til trods for tidens megen opmærksomhed på energibesparende installationer lægger beslutningstagerne, i modsætning til EnergiMidt, stadig i vid udstrækning vægt på installationsomkostninger og ikke på de samlede levetidsomkostninger. Derfor kan konstruktionen af anlægget med fordel optimeres, særligt omkring serverrummet. Det vil være naturligt at kombinere principperne for anlægget med færdige serverrumskøleracks i fremtidige installationer. Dette kunne være en opgave for et eventuelt kommende projekt.

3. Hybridkøling – idebeskrivelse

3.1. Hybridkøling med CO₂ – det grundlæggende koncept

Den centrale ide bag hybridkonceptet er at designe et kølesystem til serverrum, som både kan køle serverrummet med traditionel køling ved hjælp af en kompressor og som kan frikøle, når udetemperaturen er lavere kun ved hjælp af temperaturforskellen mellem serverrum og udeluft. På denne måde sparer man elforbruget til kompressoren ved frikøling og får en højere årvirkningsgrad for systemet, hvorved man sparer energi.

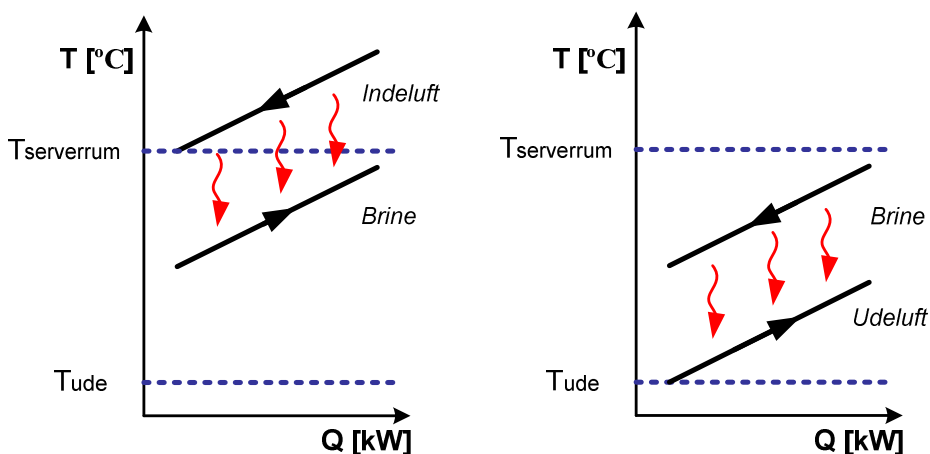
Der findes allerede sådanne systemer, men de er traditionelt baseret på briner bestående af glykol og vand, som har en række ulemper. Der skal ofte bruges rør med store dimensioner for at flytte tilstrækkelig varme fra serverrummet ved hjælp af brinen. Da serverum ofte er placeret centralt i en bygning, kan dette være besværligt og omkostningskrævende. Herudover er tilstedeværelsen af vand i et serverum ikke altid populært. Vand kan skade IT-udstyret, hvis der af en eller anden årsag skulle ske en lækage.

Dette projekt har udviklet et hybridkølekoncept, som benytter CO₂ som det varmførende medie. Hermed undgås vand og de dertil forbundne ulemper samtidig med at CO₂s varmeoverførende egenskaber også mindsker energiforbruget. Projektets endelige formål er at demonstrere teknologien og at påvise gevinsten ved denne type anlæg.

3.2. Frikøling

Frikøling beskriver en køleproces, hvor varmeledningen fra serverrummet kun sker ved hjælp af temperaturforskelle mellem serverrummet, kølemediet og udeluften. Herved spares energien til kompressoren, som normalt er den mest energiforbrugende komponent i kølesystemet, hvilket reducerer energiforbruget betragteligt. En tommelfingerregel er, at energiforbruget ved frikøling udgør ca. en fjerdedel af forbruget ved kompressorkøling.

Illustrationen til venstre i Figur 1 illustrerer køleprocessen i serverrummet, hvor den varme luft varmeveksles med den kolde brine. Herved overføres varme, som køler luften ned (og derved fjerner varmebidraget fra IT-udstyret i serverrummet) og samtidig varmer brinen op. Illustrationen til højre illustrerer, hvordan varmen videregives til omgivelserne ved at brinen igen køles ned og udeluften opvarmes.



Figur 1: Varmeoverførsel hhv. mellem indeluft og brine og mellem brine og udeluft.

For at denne proces kan forløbe, er der nødt til at være en tilstrækkelig temperaturdifferens mellem ude- og indeluft, illustreret ved afstanden mellem de blå stiplede linjer på figuren. Den nødvendige temperaturdifferens afhænger selvfølgelig af størrelsen på varmevekslerne, i dette tilfælde tørkøleren udendørs og kølefladen i serverrummet. Ligeledes kan den nødvendige

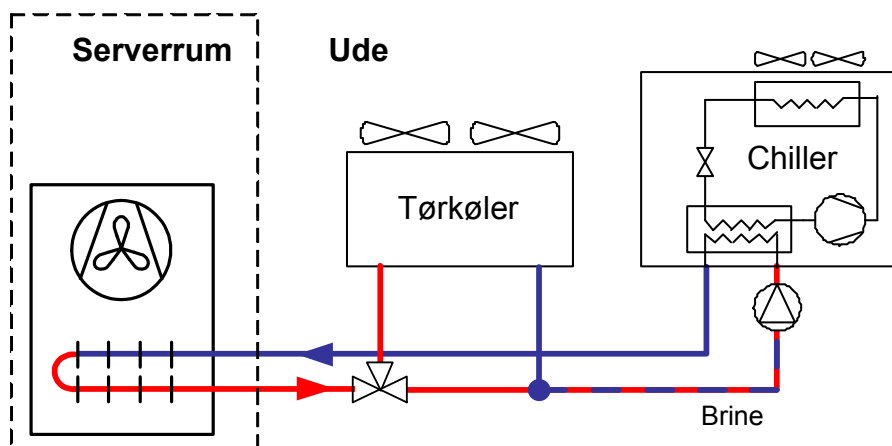
udetemperatur til frikøling hæves, hvis temperaturen i serverrummet hæves. Det er dog ikke altid muligt, da producenter af IT-udstyr ofte har specificeret en temperatur til deres udstyr på maksimum 21 °C. På moderne servere kan der dog tillades op til 35 °C (over denne temperatur foretages en nedlukning af serveren af hensyn til datasikkerheden) og det er derfor almindeligt, at der ved normal drift kan tillades op til 25 °C i tilgangsluften.

Hvis udetemperaturen er for høj i forhold til temperaturen i serverrummet, er det nødvendigt med kompressorkøling, hvorved det bliver muligt at flytte varmen fra en lavere temperatur til en højere temperatur.

Man kan desuden benytte delvis frikøling, hvis det ikke er tilstrækkeligt koldt til at fjerne al varmen fra brinen med udeluften. I så fald køles brinen delvist og kompressorkølingen klarer den sidste del. Dette er en fordelagtig ekstragevinst, idet varmevekslere til frikøling allerede findes i systemet. Muligheden afhænger dog af systemets udformning.

Som udgangspunkt bør et serverrum med fornuftige temperaturer og et veldimensioneret anlæg kunne frikøle fuldstændigt op til en udetemperatur på 10 °C og delvist op til 15 °C.

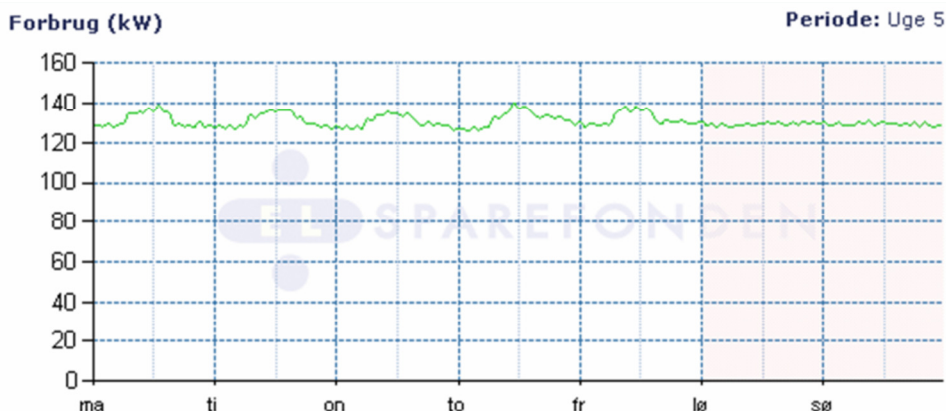
En meget simplificeret skitse af et brinebaseret kølesystem med frikøling er skitseret i Figur 2.



Figur 2: Simple skitse af system til køling af serverrum med frikøling.

Tørkøleren på billedet er varmeveksleren, hvor frikølingen om muligt finder sted. Chilleren foretager aktiv køling af brinen, hvis tørkøleren ikke kan opfylde behovet. Ved delvis frikøling kan brinen først passere tørkøleren og blive kølet delvist og derefter gennemløbe chilleren og derved opnå den ønskede fremløbstemperatur.

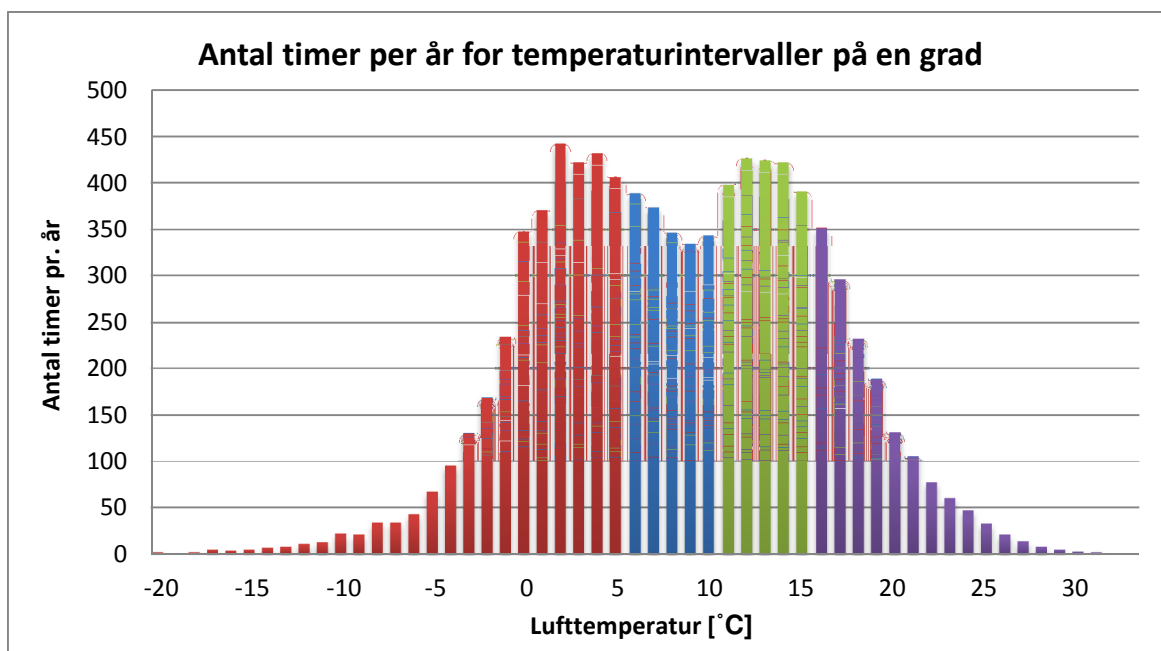
Frikøling er særligt interessant i serverrum, da varmebelastningen er næsten konstant. Figur 3 viser elforbruget i et serverrum over en uge. Her ses det, hvorledes elforbruget og derved også belastningen i serverrummet er stort set konstant. Komfortkøling er derimod ikke interessant for traditionel frikøling, da disse kølebehov opstår, når det samtidig er varmt udenfor (benytter man i stedet jord eller grundvand, kan der opnås tilsvarende gevinster).



Figur 3: Variationer i elforbruget for et tilfældigt serverrum over en uge.

Temperaturgrænsen, for hvornår frikøling er mulig, spiller en afgørende rolle for besparelsen ved frikøling over året i forhold til ren kompressorkøling. 59 % af årets timer har en temperatur lig med eller under 10°C . 85 % af årets timer har en temperatur på 15°C eller under. Dette er illustreret i Figur 4.

Figuren viser ligeledes, hvordan størstedelen af årets timer ligger i intervallet fra 0°C til 17°C . Hver grad celsius i dette interval optræder ca. 400 timer om året. I praksis betyder dette, at en mindre ændring i temperaturgrænsen for frikøling har stor betydning for energiforbruget i et serverrum.



Figur 4: Fordeling af temperaturer over året baseret på DRY - "Design Reference Year".

Som eksempel på betydningen af temperaturgrænsen for frikøling kan to fiktive, ens anlæg begge med frikøling og brine sammenlignes. Det ene anlæg har 6°C fremløb og 12°C retur og det andet anlæg har 12°C fremløb og 18°C retur. Da anlæggene er ens skyldes denne temperaturforskel altså en lavere nødvendig fremløbstemperatur til serverrummet, herunder lavere lufttemperaturer og/eller mindre (dårligere) varmevekslere i serverrummet eller forkerte setpunkter.

En overslagsberegning for disse to anlæg viser, at anlægget med lave temperaturer bruger ca. 40 % mere el til køling end anlægget med de høje temperaturer – alene på grund af de forskellige tidsrum, hvor frikøling er muligt.

3.3. Direkte frikøling med luft

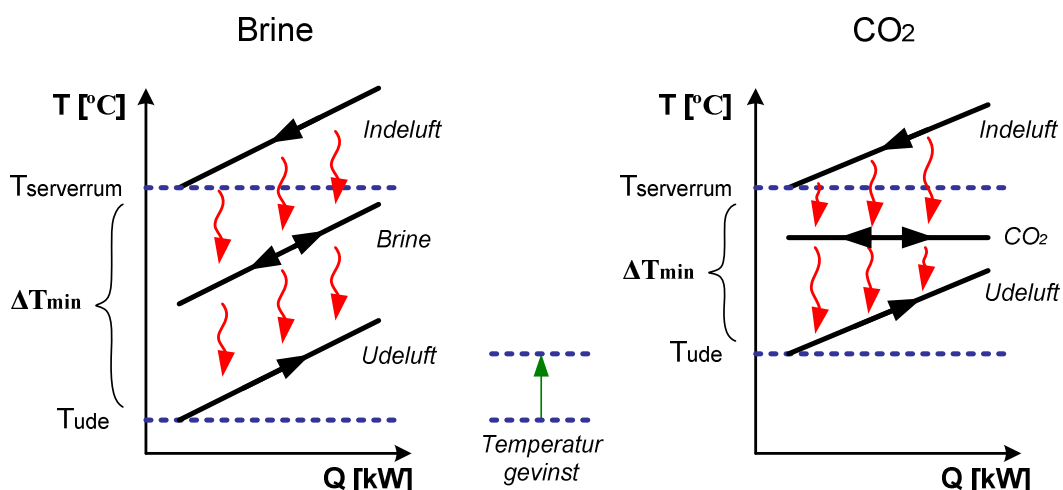
Det er oplagt at overveje anvendelsen af luft direkte til frikøling. Herved undgår man varmevekslingen med kølemediet og kan derfor frikøle ved endnu højere temperaturer.

Ofte er direkte frikøling dog ikke en praktisk mulighed. Dette skyldes, at varmekapaciteten af luft på volumenbasis er meget lav sammenlignet med andre medier og store mængder af luft til og fra serverrummet skal derfor flyttes. Det betyder også et relativt stort forbrug til ventilatorer til transport af luften. Da serverummet samtidig ofte er placeret midt i en bygning eller i en kælder, er det sjældent muligt at etablere denne form for frikøling på grund af pladsbehovet til kanaler. Herudover er der en generel modvilje mod indblæsning af frisk luft i serverummet. Dette skyldes sikkerhedsmæssige årsager, men også en frygt for forurening fra udeluften trods filtre og anden luftrensning.

For udstyr til serverum gælder generelt, at driftssikkerheden spiller den altoverskyggende rolle. Hvis administratoren af serverummet mener, at køleinstallationen kan have negativ indflydelse på serverummets opetid og driftssikkerhed, så vil det ikke blive implementeret, uanset hvor energieffektiv teknologien måtte være. Af disse årsager ses direkte frikøling med luft i serverum i færre tilfælde end andre former for frikøling.

3.4. CO₂ som kølemedie til serverum

CO₂ har en langt større energitæthed som kølemedie end glykol. Dette skyldes, at fordampningsvarmen udnyttes i varmeveksleren i serverummet og optager derved langt mere energi end ved en simpel temperaturstigning i brine. I praksis betyder dette, at man behøver langt mindre rørdiameter og at installationen derved bliver mindre pladskrævende. Desuden har fordampende CO₂ bedre varmeoverførende egenskaber end brinen, hvilket betyder, at der ikke behøves en ligeså stor temperaturdifference over varmeveksleren for at flytte den nødvendige varme. Dette er illustreret i Figur 5.



Figur 5: Temperaturer i køleprocessen ved brug af hhv. brine og faseskiftende CO₂.

Denne reducerede temperaturdifference spiller en væsentlig rolle i forhold til frikøling. Når der behøves en mindre temperaturdifference over varmeveksleren i serverummet (fordamperen) og varmeveksleren udenfor (kondensatoren), kan temperaturgrænsen for frikøling hæves og der kan dermed frikøles mere.

Som beskrevet i det foregående spiller denne grænse en afgørende rolle for årsenergi-effektiviteten. Forud for projektet var der en forventning om, at temperaturgrænsen for frikøling kunne hæves fra 10 °C ved normal brine baseret køling til 15 °C ved CO₂ baseret køling. Dette betyder at kompressorerne kan stoppes oftere og frikølingens andel dermed øges fra 59 % af årets timer til 85 % af årets timer. Temperaturforholdene i selve serverrummet er her regnet for uændrede.

CO₂ er et naturligt kølemiddel uden drivhuseffekt til forskel fra de HFC-kølemidler, som man traditionelt anvender i chillere. Det betyder, at kølekonceptet, som demonstreres i projektet, også er en mere miljøvenlig løsning. CO₂ har dog en særlig udfordring i forhold til traditionelle løsninger, idet der kræves væsentlig højere tryk for at opnå de rigtige fordampnings-temperaturer. Således kræver en fordampningstemperatur på 15 °C et tryk på 50 bar. Da CO₂ som kølemiddel i Danmark har oplevet et større boom siden 2000, særligt i supermarkeds-sektoren, findes der i dag komponenter til CO₂, som gør det muligt at bygge denne type anlæg.

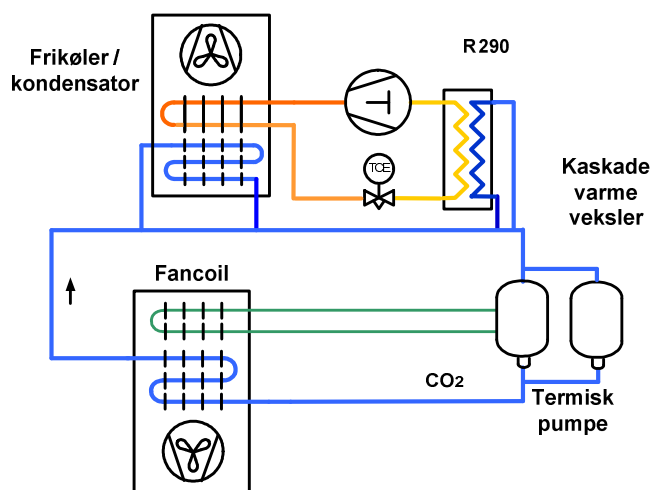
4. Hybridkøling – koncepttilpasning

Da projektet blev bevilliget i 2007 var der ikke fundet en anlægsvært til demonstrationen af konceptet. Derfor startede projektet op med en søgen efter en partner, som var interesseret i at satse på et nyt koncept og derved sikre sig en ekstraordinær miljøvenlig og energirigtig løsning.

Det tog noget tid, men EnergiMidt valgte at lade hybridkøling indgå som en væsentlig del af deres nye og særlig energirigtige hovedbygning i Silkeborg. Efterfølgende begyndte et større planlægningsarbejde med at tilpasse hybridkonceptet til de ønsker EnergiMidt havde til energisystemet i deres bygning.

4.1. Oprindeligt koncept

Ved projektets start fandtes der ingen velegnede pumper til CO₂ i det ønskede kapacitetsområde. Da serverrum kan placeres alle steder i bygningerne er selvcirkulation ikke en relevant løsning. Det oprindelige hybridkoncept var derfor udtænkt med en termisk pumpe, som vist i Figur 6.



Figur 6: Skitse af oprindeligt koncept for CO₂ baseret hybridkøling med termisk pumpe.

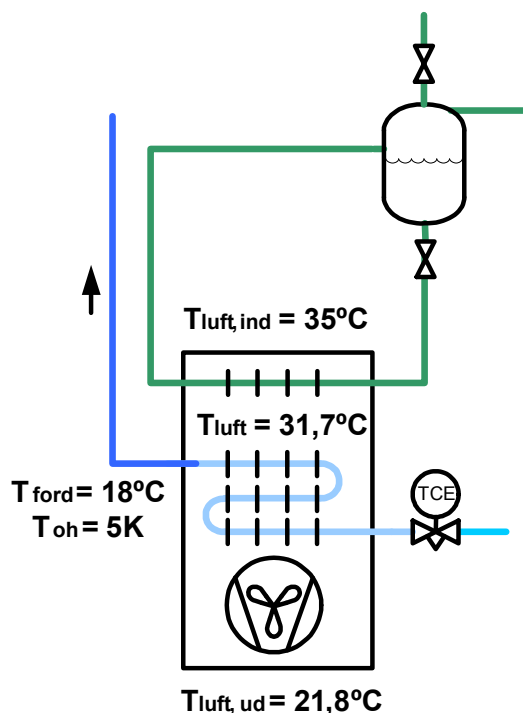
Som figuren viser, består kølekonceptet af tre kølekredse. Den primære CO₂ kreds (blå) køler serverrummet ved cirkulation af CO₂, som fordampes og derved optager varme i serverrummet samt afgiver det til omgivelserne i en frikøler, der også fungerer som kondensator for kompressorkredsen (orange). Hvis udetemperaturen er for høj, køles CO₂ i en kaskade varmeveksler af den sekundære kølekreds med kompressionskøling. Denne kølekreds har R290 (propan), som også er et naturligt kølemiddel. R290 er brændbart og er derfor ikke anvendeligt direkte i serverrummet. Pumpetrykket genereres i den sekundære CO₂ kreds (grøn). Udformningen løser den samme opgave som den traditionelle brinebaserede løsning med frikøling og chiller, vist i Figur 2.

4.2. Pumpesystemet

Konceptet byggede på et afprøvet koncept fra Birton A/S (nu Carrier A/S), hvor varmen til den termiske pumpe hentes fra den overhede gas i kompressorkølekredsen og hvor to beholdere skiftevis fyldes og tømmes. Ved opvarmning af den fyldte beholder stiger trykket, som derved kan benyttes til drivtryk i systemet. Da systemet til serverrum forventes at køre med frikøling en stor del af året, er kompressorkredsen ikke altid i drift og den giver derved ikke mulighed for at hente varme til den termiske pumpe. I stedet blev der udviklet en løsning, hvor varmen blev hentet i selve serverrummet, som en del af kølingen. For at sikre de nødvendige temperaturer og dermed drivtryk placeres denne CO₂ kreds først i den varme luftstrøm.

Figur 7 illustrerer princippet for udformningen af fordamperen til køling af serverrummet. En lille beholder placeres i serverrummet og ved naturlig cirkulation tilføres CO₂, som fordamper og genererer drivtrykket til de to store beholdere og derved cirkulation og pumpetryk for resten af systemet. På figuren ses beregnede temperaturer ved en ind sugningstemperatur på 35°C.

Før endelige beslutninger var truffet om anlæggets udformning blev projektgruppen opmærksom på, at Grundfos netop havde udviklet en CO₂ pumpe, som kunne erstatte det her beskrevne system. Beregninger viser, at selvom denne pumpe benytter el til at drive pumpe, så er energiforbruget lille i forhold til anlæggets samlede energiforbrug. Løsningen med den termiske pumpe er samtidig en dyr løsning i anlægskostninger, idet der skal indbygges to kølekredse i fordamperen til serverrummet (som vist på figuren) og der skal benyttes flere CO₂ beholdere, som skal kunne modstå høje tryk. En løsning med CO₂ cirkulationspumpen er derfor en langt mere kommerciel attraktiv løsning og det blev besluttet at droppe den termiske pumpe. På trods af den gode udnyttelse af energien i den termiske pumpe forventes det ikke at se mange anvendelser til denne type anlæg fremover. I bilag 3 findes en nærmere redegørelse for energiforholdene ved den termiske pumpe.



Figur 7: Generering af pumpetryk til termisk pumpe.

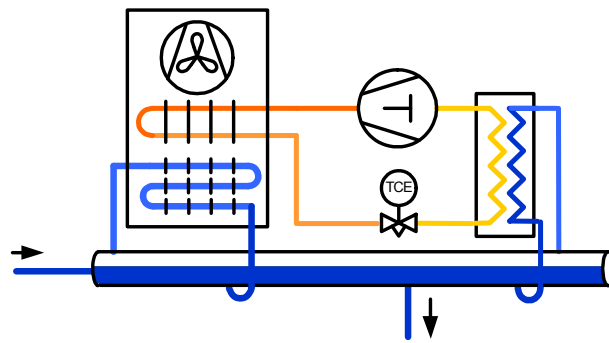
4.3. Kombination af frikøling og mekanisk køling

Figur 8 viser, hvordan kondensatoren og frikølingen er kombineret i en enhed. Dette er med til at holde anlægsprisen nede samtidig med at anlægsstørrelsen begrænses.

En særlig udfordring i systemet var netop at kombinere frikøling og mekanisk køling ved delvis frikøling. I et brinesystem gøres dette med tre-vejs-ventiler, men disse vil være dyre for CO₂ og vil nødvendigvis ikke kunne dække reguleringsbehovet.

Hvis frikøleren blot serieforbindes til kaskadekøleren, vil CO₂ på varme dage blive opvarmet unødvendigt i frikøleren. Placeres kaskadekøleren til gengæld før frikøleren, vil delvis frikøling ikke blive muligt.

Denne udfordring løses ved at anvende en beholder, der er forbundet til både frikøleren og kaskadeveksleren. Princippet er illustreret i figuren.



Figur 8: Løsning til kombineret frikøling og mekanisk køling.

Beholderen er delvist fyldt med gas og delvist med væske. Både frikøleren og kaskadeveksleren placeres over beholderen, hvorved begge er fyldt med gas, når anlægget står stille.

Ved lave temperaturer kondenserer gassen i frikøleren og fjerner derved varmen fra serverrummet. Når det er for varmt starter kompressorkredsen og kondenserer gassen i kaskadeveksleren. Ved delvis frikøling kondenserer så meget gas som muligt i frikøleren, mens kaskadekøleren kan klare restbehovet. Rørene i frikøleren konstrueres med hældning, således at den kondenserede væske frit kan drænes. Ved at undgå opstuvning af væske på denne måde sikres effektiviteten af veksleren, idet størst muligt areal vil være til rådighed for kondensering af gassen. Ligeledes skal kompressorreguleringen være relativ nøjagtig, så temperaturen i beholderen ikke sænkes så meget, at frikøling bliver unødigt forhindret.

5. Etablering af anlægget

5.1. EnergiMidt som anlægsvært

Tanken bag projektet var oprindeligt at demonstrere et mindre anlæg med frikøling ved hjælp af CO₂ og en ydelse mellem 30 til 50 kW. Der var forhandlinger med flere interesserede operatører af serverrum, men af forskellige årsager lykkedes det i første omgang ikke at finde en anlægsvært. I 2008 blev der etableret kontakt til EnergiMidt, som stod midt i planlægningsarbejdet med at etablere en ny administrationsbygning i Silkeborg. EnergiMidts projekt var fra starten fokuseret på at vise, hvad der var "state of the art" omkring lavenergi kontorbyggeri og her passede frikøling med CO₂ fint ind i billedet. Der var desuden et ønske om at genanvende varmen fra serverrummet til opvarmning af resten af bygningen i vinterhalvåret. Driften af serverrummet skulle sikres bedst muligt og løsningen på dette blev at varmepumpen, som muliggør udnyttelse af overskudsvarmen, om sommeren kunne fungere som back up til serverrumskøleanlægget. Da varmen ikke kan afsættes i bygningen om sommeren, kan den under back-up drift blæses af i en tørkøler anbragt på taget.



Billede 1: EnergiMidts nye kontorbygning i Silkeborg.

Serverummets belastning var oprindeligt 70 kW. I løbet af projektperioden blev den øget til 100 kW. Da anlægget var under opbygning, blev den ønskede kapacitet øget til 200 kW og da det ikke var muligt så tæt på levering at ændre specifikationerne, blev der bestilt yderligere et brinekøleanlæg med propan (R290). Dette anlæg er også forsynet med frikøling, dog på traditionel vis baseret på glykolkredsen, og leverer den resterende kapacitet samt forsyner de eksisterende bygninger med køling. I ventilationsanlægget til serverrummet er der derfor indbygget tre køleflader: Kølefladen med CO₂, kølefladen for varmegenvinding og kølefladen for den ekstra kapacitet.

Byggeriet blev noget forsinket i forhold til den oprindelige tidsplan, men i sommeren 2010 var bygningen færdig og anlægget klar til idriftsætning. Indflytningen og dermed ibrugtagningen af serverrummet blev også forsinket. I foråret 2011 var belastningen i serverrummet således kun ca. 30 kW, voksende til ca. 50 kW i sommeren 2011. Bilag 1 viser varmeanlægget og anlæggenes indbyrdes sammenhæng. Fjernvarmeveksleren er dog ikke vist.

5.2. Tilføjelse af varmegenvinding og varmepumper til EnergiMidt

En del af konceptet for EnergiMidts hovedbygning var reduktion af alle typer for energiforbrug, herunder også energi til opvarmning. EnergiMidt havde derfor arbejdet med varmegenvinding fra serverrummet, som via varmepumper kunne bruges til opvarmning af resten af bygningen.

Umiddelbart en udfordring i forhold til dette projekt, hvor målsætningen var at demonstrere energieffektiv køling. Men trods ønsket om varmegenvinding viste beregninger hurtigt, at demonstration af hybridkøleteknologien hos EnergiMidt stadig var relevant og ville give alle de oplysninger, der var interessante i forhold til at demonstrere teknologiens energieffektivitet.

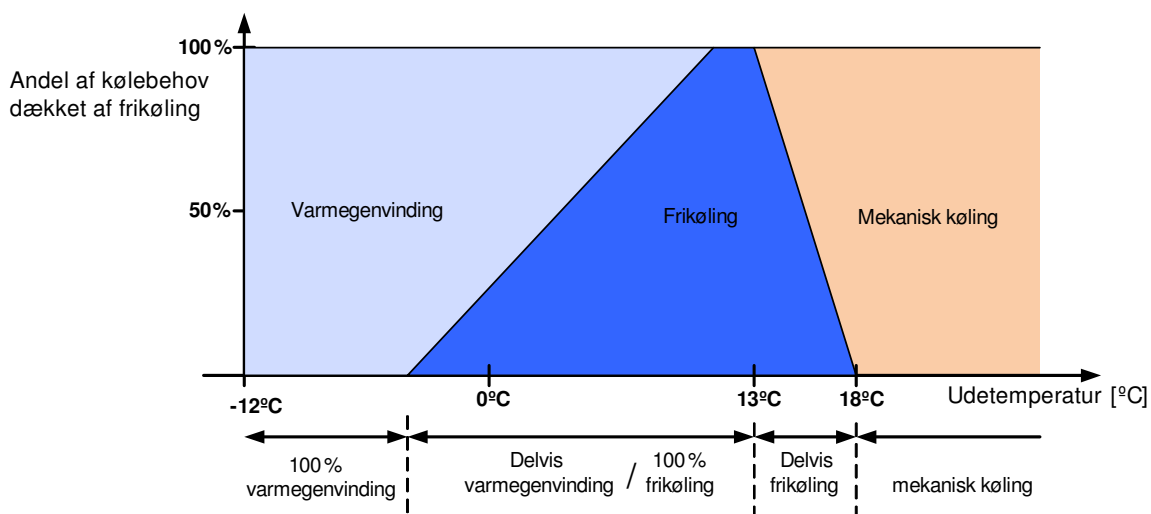
I demonstrationen af teknologien var det særligt middel-udetemperaturerne, der var interessante. Projektet skulle vise, hvor højt op temperaturgrænsen for frikøling kunne flyttes og hvad energieffektiviteten ville være under disse forhold. Hvis frikøling demonstreres ved middeltemperaturerne, vil frikøling ved lavere temperaturer ikke være noget problem, da temperaturforskellene blot bliver større. I forhold til teknologiens driftsområder er det reelt middeltemperaturerne, der er relevante. Samtidig vil data for anlægget ved disse temperaturer kunne benyttes til at foretage beregninger for hele årsenergieffektiviteten.

Tilføjelsen af varmegenvinding gav desuden projektet en ekstra dimension. Varmegenvinding fra serverrum er et varmt emne inden for køling af serverrum, men der foreligger ikke megen praktisk data. Med varmegenvindingsløsningen hos EnergiMidt kunne projektet også bidrage med viden inden for dette område.



Billede 2: Serverrum, til venstre ses serverrack, i baggrunden UPS anlæg og til højre brandslukningsanlæg.

Figur 9 viser, hvordan andelen af varmegenvinding, frikøling og mekanisk køling ændrer sig med udetemperaturen.



Figur 9: Kombination af varmegenvinding, frikøling og mekanisk køling.

I den oprindelige udlægning var kølebehovet i serverrummet dimensioneret til 68kW. Sammenholdt med bygningens varmebehov betød det, at al varmen fra serverrummet ville blive udnyttet til opvarmning af bygningen op til -4°C. Ved udetemperaturer over dette ville serverrummet blive kølet delvist ved varmegenvinding og delvist ved hybridkøling.

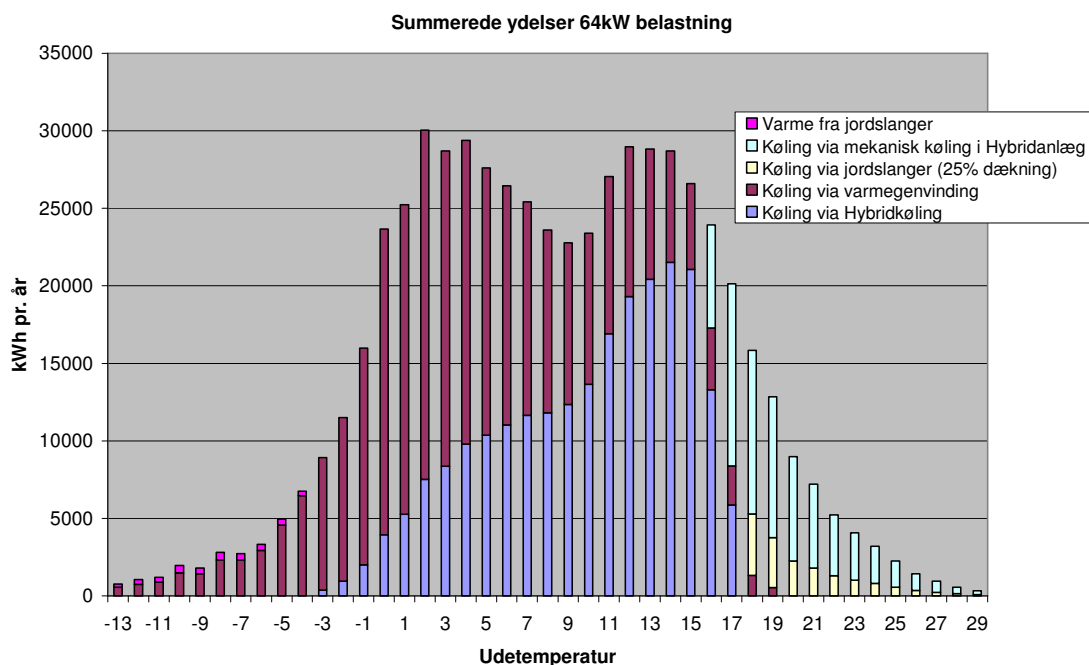
Ved udetemperaturer mellem -4°C og 13°C vil varmebehovet være aftagende og hybridkølingens frikøling vil stå for en større del af kølingen, desto varmere det er. Da bygningens varmebehov også afhænger af solindfald og intern varmeproduktion, vil der være adskillige timer, hvor udetemperaturen er under 13°C, men bygningens varmebehov er lig nul. Herigennem kan teknologien demonstreres fuldt ud.

For temperaturer mellem 13 °C og 18 °C kan der demonstreres delvis frikøling, hvor frikølingen klarer så stort et kølebehov som muligt og den mekaniske køling klarer resten.

Over 18 °C vil al varmen blive fjernet ved hjælp af kølekredsen med mekanisk køling.

Umiddelbart kan det ud fra Figur 9 se ud som om, at frikølingen kun kører en relativ lille del af året. Men her skal det tilføjes, at langt størstedelen af årets timer har temperaturer mellem -4 °C og 18 °C, hvor frikøling er aktuelt. Faktisk ligger 7670 af årets timer i dette temperaturinterval svarende til at frikølingen er i drift 87,5 % af året.

Det følgende er en analyse fra projektets tidlige faser, som viser den principielle funktion af anlægget og dets energiforhold (Figur 10). Forskellen fra dagens anlæg er kapaciteterne, dels den maksimale kapacitet, dels at den aktuelle belastning af serverrummet var meget lille i starten og stadig ikke er på mere end 30 % belastning. Dette medførte, at det viste bidrag fra jordslanger (der blev sløjft på grund af den ventede høje belastning) blev erstattet af en fjernvarmeforsyning, da bygningens varmetab i den første vinter langt fra kunne dækkes med genvunden varme.



Figur 10: Energiforhold ved eksempel med 64 kW belastning.

Energiforhold i eksemplet med 64kW belastning (design) i serverrum:

Varme fra jordslanger	3665 kWh
Køling via mekanisk køling i Hybridanlæg	63.709 kWh
Køling via jordslanger (25 %)	15.725 kWh
Køling via VGV	286.597 kWh
Køling via Hybrid (frikøling)	227.404 kWh

Rapporten analyserer ikke de aktuelle belastningsprofiler vedrørende varmegenvindingen, da dette ikke er emnet for projektet.

5.3. Frikøleanlæggets endelige udformning

Den dimensionerede kapacitet er 100 kW og anlægget er opbygget som et indirekte anlæg med propan som primært kølemiddel og CO₂ som sekundært kølemiddel. CO₂ kredsløbet fungerer således, at CO₂ væske pumpes frem til kølefladerne, hvor væsken fordamper og



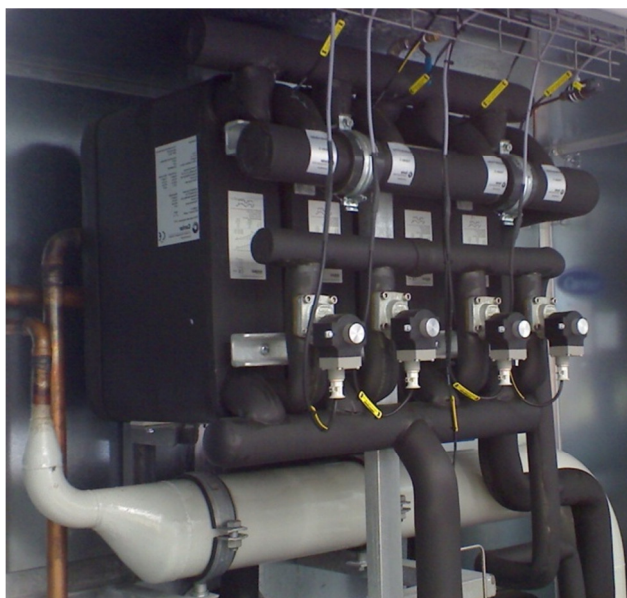
Billede 3: Teknikgård med køleanlæg, i baggrunden administrationsbygningen.

dermed køler luften til serverrummene. Fyldningen af kølefladerne styres af elektroniske ekspansionsventiler, der reguleres efter et overhedningssignal, som ved en traditionel fordampersstyring. Det er således gas, der returneres til maskinanlægget, hvor den kondenseres for igen at blive pumpet frem til kølefladen. Maskinanlægget med propan kølekredsen er opbygget med tre semihermetiske stempelkompressorer, der er forbundet til en fælles luftkølet kondensator. På undersiden af kondensatoren er der monteret en ekstra varmeveksler, en frikøleveksler, således at luften passerer frikøleren først og derefter kondensatoren. Frikøleveksleren er forbundet til CO₂ systemet således, at gasserne fra fordampere vil kondensere i veksleren, når udetemperaturen er

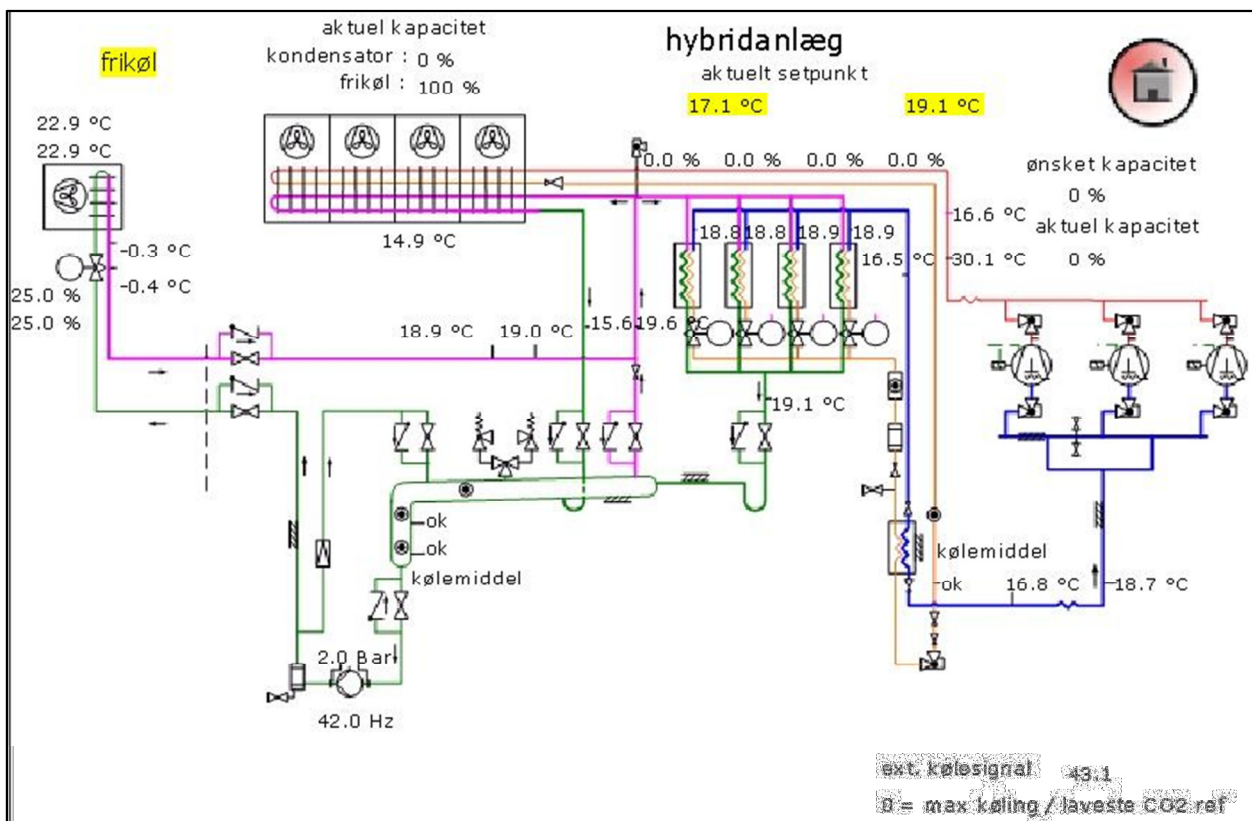
under mætningstemperaturen i CO₂ kredsen. På denne måde spares der energi til kompressordriften. Når udetemperaturen bliver lav nok, kan al varmen fra serverrummet afsættes i frikøleveksleren og kompressorerne kan derfor stoppes helt. Der er fire pladevekslere i propankredsen (kaskadevekslere), som køler og kondenserer CO₂ gasserne, når driften af frikøleren ikke er tilstrækkelig. Pladevekslerne er forsynet med elektroniske ekspansionsventiler for optimal energirigtig drift, se Billede 4: Kaskadevekslere propan/CO₂.

Anlæggets PI diagram er vist i bilag 2.

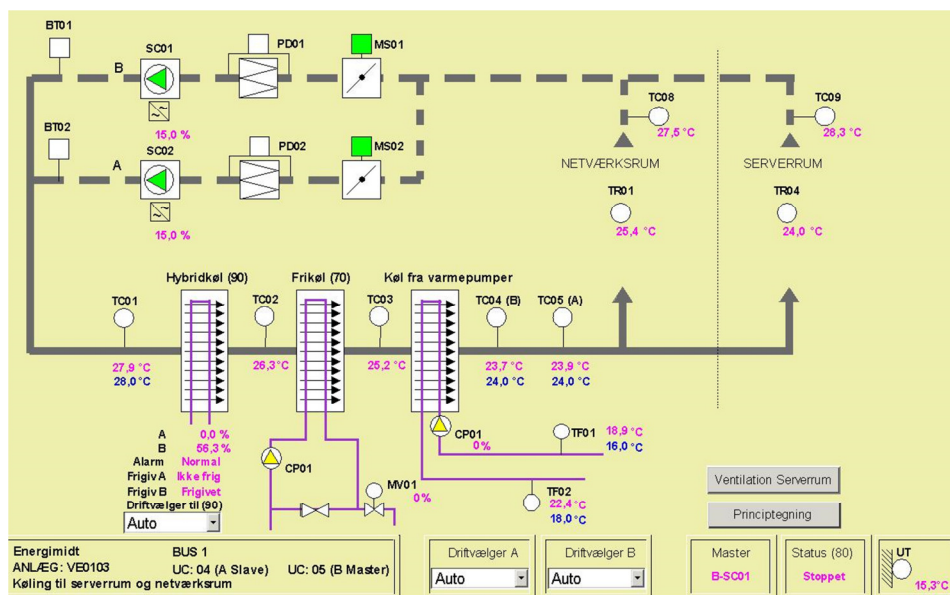
Maskinanlæggets automatik varetager alle funktioner for pumpe, ventilatorer, ventiler og kompressorer og der udveksles drift- og alarmsignaler med bygningens CTS anlæg. Anlæggets ydelse styres ved at forskyde setpunktet for CO₂ kredsens mætningstemperatur. Via et interface kan alle målte data og driftstilstande ses i et vindue i CTS anlæggets brugerflade, som det fremgår af Figur 11. Figurene viser henholdsvis skærbilledet for serverrumsventilationsanlægget fra CTS systemet og for køleanlæggets styring for en dag i marts 2012.



Billede 4: Kaskadevekslere propan/CO₂.



Figur 11: Skærmprent fra kølestyring den 26/3 2012 kl. 17:34.



Figur 12: Skærmprent fra CTS anlæg den 26/3 2012 kl. 17:33.

Af figurene kan der aflæses en indblæsningstemperatur til serverrum på 23,7 °C og 23,9 °C; en fordampningstemperatur på CO₂ kølekreds på 18,9 °C og en udetemperatur på 14,9 °C, henholdsvis 15,3 °C afhængigt af skærmprent. Det vil sige, at anlægget kører med frikøling ved en udetemperatur på ca. 15 °C, hvilket er bedre end temperaturen på 13 °C, som der var sigtet mod ved design af anlægget.

Energiforholdene ved denne driftstilstand fremgår af Figur 14. På figuren er "Anl 90 Blæser" den kombinerede frikøle- og kondensatorventilator på køleanlægget, UPS A og UPS B er effektoptaget for serverrummene, bemærk at udlæsningen er forkert, 270 W og 260 W er henholdsvis 27 kW og 26 kW. Udlæsningerne på CTS anlægget er senere blevet rettet til, således at de er retvisende. På Figur 14 er effektoptaget for serverrumsventilatorerne SC01 og SC02 markeret.

rsstand	Aktuel effekt	Navn	Målerstand	Aktuel effekt	Kølegården	Aktuel effekt
3703	5890,0 W	Alt lys 0.Sal P3	34673 kWh	170,0 W	Anl 70 Kompressor	6650 kWh 20,0 W
16772 kWh	950,0 W	Solceller 0.Sal P9	37000 kWh	1520,0 W	Anl 70 Blæser	2916 kWh 1600,0 W
3241 kWh	470,0 W	Automatik 0.Sal P14	3463 kWh	220,0 W	Anl 90 Kompressor	16294 kWh 0,0 W
9926 kWh	4090,0 W				Anl 90 Blæser	8723 kWh 14880,0 W
12850 kWh	30,0 W	Hovedtavle				
		Hovedmåler 01 P4	39496 kWh	280,0 kW	Netværksrum A	
		Automatik P16	124549 kWh	450,0 W	UPS 230V P20	215605 kWh 270,0 W
39291 kWh	6010,0 W	Solceller P28	5533 kWh	2480,0 W	Varmepumpe P22	82651 kWh 20,0 W
13311 kWh	660,0 W	Varmepumper P65 VV	9748 kWh	180,0 W	Anlæg 90 ifgl. tg	0 kWh 0,0 W
3790 kWh	200,0 W	UDV. Lys P200	42300 kWh	0,0 W	Serverrum B	
8134 kWh	3030,0 W	UPS til WM P300	8835 kWh	540,0 W	UPS 2330V P20	202626 kWh 260,0 W
7884 kWh	370,0 W				Anlæg 90 ifgl. tg	0 kWh 0,0 W
		Køkkentavle				
		Køkken P7	0 kWh	326940,0 W		
39057 kWh	7120,0 W					
22139 kWh	1100,0 W					
8071 kWh	560,0 W					
8639 kWh	1980,0 W					
6096 kWh	420,0 W					

P4 total x 10 = korrekt tællerstand
Målere med strømtrafo x omsætningsforhold = aktuel forbrug i watt

Figur 14: Elmåler Installationer CTS skærmsprint.

Navn	Total	Aktuel effekt
VE0101 SC01	21965 kWh	2,5 kW
VE0101 SC02	22231 kWh	2,0 kW
VE0102 SC01	7502 kWh	1,4 kW
VE0102 SC02	15233 kWh	2,4 kW
VE0103 SC01	14683 kWh	1,1 kW
VE0103 SC02	7065 kWh	1,1 kW
VE4004 SC01	989 kWh	0,3 kW
VE4004 SC02	1079 kWh	0,2 kW
VE4005 SC01	523 kWh	0,1 kW
VE4005 SC02	741 kWh	0,2 kW
VO4008 SC01	6 kWh	0,0 kW
VO4008 SC02	5 kWh	0,0 kW
US0102 SC01	83 kWh	0,0 kW

Figur 13: Effektforgbrug for ventilatorer CTS skærmsprint.

6. Anlæggets drift

6.1. Problemstillinger og driftsforhold

Under anlæggets indledende driftsperiode var belastningen meget lav og det var vanskeligt at analysere driften. Senere da belastningen havde nået et lidt højere niveau (men væsentligt lavere end designværdien), kunne utilfredsstillende ydelse og svingende temperaturer på kølefladen (ustabil drift) konstateres og følgende forhold blev efter en analyse påpeget som mulige årsager og siden søgt afhjulpet ved ændrede indstillinger af driftsparametrene:

Reduceret belastning > lavere luftmængde > lavere overgangstal på CO₂ køleflade?

Reduceret belastning > lavere kølemiddel flow > dårlig fordeling i kølefladens kredse?

Beregninger på kølefladen indikerer meget lave trykfald, som kan give mistanke om dårlig fordeling. Dette bekræftes af udlæsningerne på ADAPKOOL interfacet, som viste meget svingende værdier for overhedningen. Det formodes også at være den egentlige årsag til det observerede svingende referencesignal fra CTS-anlægget, der forårsager periodisk ind- og udkobling af kompressorer, når frikølingen ikke er tilstrækkelig.

Begge dele kan måske kompenseres ved at ekspansionsventilerne stilles til en konstant åbningsgrad, eksempelvis svarende til et bestemt pumpetryk. Herved opnås drift med oversvømmede fordampere (det vil sige væskeberørte overflader på hele det varmeoverførende areal). Dette vil normalt give problemer med tilbageføring af væske til kompressorerne, men giver ingen problemer her på grund af pumpecirkulationen. Ulemperne kan være, at der kan komme så meget væske i returrøret (og dermed i frikøleren), at der bliver væskemangel i pumpeindløb eller at væskeflowet bliver for lille (når belastningen stiger og flowet ikke følger med), således at anlægget alligevel kører med overhedning (som her så vil være ukontrolleret).

Alternativt kunne problemet måske løses ved at justere overhedningen ned til 1-2 °C. I det følgende er den første løsning valgt på trods af de mulige ulemper, da det ved forsøg viste sig, at justeringen af overhedningen alene ikke havde den tilstrækkelige effekt.

Som det ses af principdiagrammet over anlægget i bilag 2, er rørføringen lidt anderledes end vist i Figur 8. Da anlægget er bygget til tør ekspansion, er røret fra kølefladen "CO₂ sugeledning" ikke ført direkte til beholderen, men deler sig via et T-stykke med rørføring til henholdsvis frikøleren og beholderen. Dette har den ulempe, at væske og gas ikke bliver separeret og ved for store væskemængder er der risiko for at der føres for megen væske til frikøleren. Væsken vil reducere den effektive varmeveksleroverflade og det er derfor bedre på nye anlæg at udføre rørføringen og tilslutningerne som vist i Figur 8. Under drift er der tegn på en vis mængde væske opstuvning i frikøleren, men da problemet kun er periodisk bevares anlægget som det er, da det er bekosteligt at ombygge.

Da anlægget arbejder relativt tæt på den kritiske temperatur på grund af den ønskede høje fordampningstemperatur, har selv mindre variationer i temperaturen betydning for det nødvendige væskeflow. Tabellen i Figur 15 viser værdier, der har betydning for den nødvendige cirkulerede mængde.

Temperaturen	°C	15	18
Mætningstrykket	Bara	50,84	54,61
Specifikt volumen	m ³ /kg	0,00121	0,00126
Fordampningsvarmen/kg	kJ/kg	177,6	163,6
Fordampningsvarmen/l	kJ/l	146,8	129,8

Figur 15: Værdier for CO₂ ved 15 og 18 °C.

På grund af disse forhold stiger den nødvendige cirkulerede mængde ved stigende fordampningstemperatur, fra 15 til 18 °C ændres forholdet mellem volumenstrømmene således: $r = 146,8/129,8 = 1,13$. Altså et behov for 13 % højere cirkuleret mængde. Ved indstilling af driftsparametrene skal der tages højde for dette, da flowet ved stigende fordampningstemperatur ellers vil blive for lille.

6.2. Justeret drift

På baggrund af denne analyse blev disse justeringer/ ændringer udført på anlægget:

- Drift af serverrumsventilatorer er ændret fra en til to i parallel
- Serverrumsventilatorer ændret til fast hastighed i stedet for styring via temperatursætpunkt
- Ekspansionsventiler på CO₂ køleflade ændret fra drift med overhedningssignal til fast åbningsgrad med oversvømmet fordamper
- Pumpe for CO₂ cirkulation ændres fra styring via trykreferencen til konstant hastighed

Den primære årsag til disse ændringer er, at reguleringsløjferne påvirkede hinanden og dermed ikke var tilstrækkelig stabile til at sikre den optimale drift af CO₂ kølefladerne, der køler serverrummet. Kølefladen er en af nøglekomponenterne for at kunne opnå lave temperaturdifferencer i systemet og dermed en høj virkningsgrad. Ved at indføre disse ændringer blev kølefladernes driftsforhold stabile og temperatur-differenserne moderate, som det kan ses af CTS skærmprintene i Figur 11 og Figur 12.

7. Resultater og databehandling

7.1. SPR som mål for effektivitet

For at kunne analysere energiforbruget for køleanlægget og særligt omkring drift i frikøle tilstand introduceres SPR (Specific Power Ratio) og anvendes her som en indikator for effektiviteten. SPR er valgt i analysen i stedet for COP, da kompressoren er stoppet i den største del af året i denne installation og COP normalt henviser til kompressorens effektforbrug (eventuelt med hjælpeudstyr som pumper og ventilatorer).

Når kompressoren er i drift er $COP = 1/SPR$.

SPR er et udtryk for, hvor stor en effekt der skal bruges til at flytte nyttelasten (dvs. varmen fra serverrummet) under de givne forhold. På dette anlæg svinger SPR mellem 0,02 og 0,32 under belastningsforholdene i testperioden, men bør kunne justeres ind til maksimalt 0,15 ved frikøledrift og 0,25 ved kompressordrift ved udetemperaturer op til 27 °C, som der redegøres for senere. SPR er udregnet på følgende måde:

$SPR = \text{Køleforbrug} / \text{Nyttelast}$, hvor:

$\text{Nyttelast} = \text{Varmeeffekt (serverrum)} + \text{ventilatoreffekt (serverrum)} = \text{den varmemængde der skal fjernes}$

$\text{Køleforbrug} = \text{Kompressoreffekt} + \text{Ventilatoreffekt (køleanlæg)} + \text{pumpeeffekt} = \text{den effekt anlægget bruger}$

Belastningen fra UPS anlægget er indeholdt i nyttelasten, da UPS anlægget er anbragt i serverrummet

Pumpeeffekten er sat til 0,75 kW. Det er lidt over det forventede på 0,44 kW, men det svarer cirka til det målte. Der måles ikke kontinuerligt på den optagne effekt til pumpen og tallet varierer lidt afhængigt af driftsforholdene, men det er vurderet, at dette kun har ringe betydning for det samlede billede.

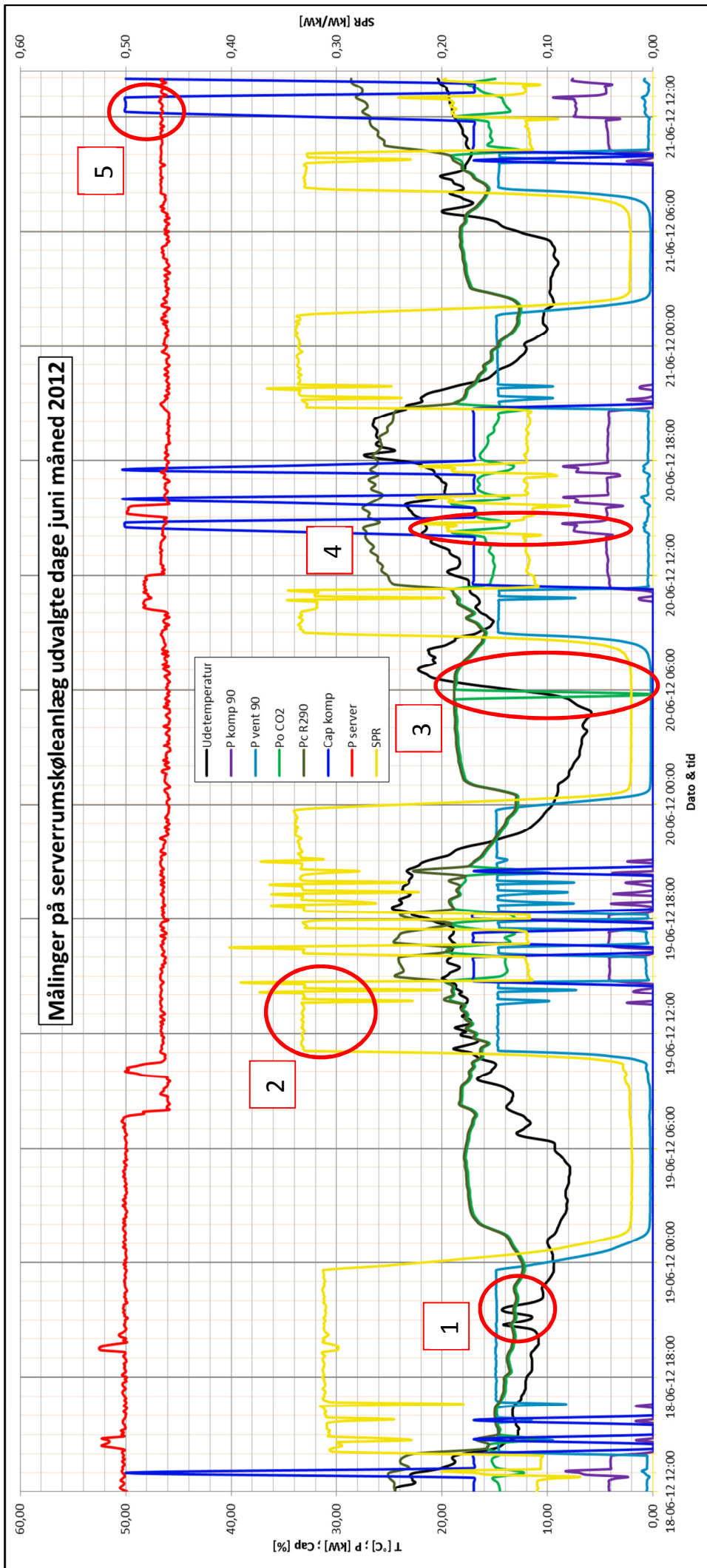


Billede 5: CO₂ pumpe.

7.2. Målinger

Figur 16 viser målingerne fra nogle repræsentative dage i juni 2012 præsenteret grafisk. Der er her kombineret data fra CTS systemets logninger, der er fortaget med seks minutters interval og køleanlægget logninger, der er fortaget med et henholdsvis femten minutters interval afhængigt af måleværdi. I figuren optræder værdier som tyder på målefejl eller bemærkelsesværdige driftstilstande.

Disse værdier og begivenheder er forklaret og markeret på diagrammet.



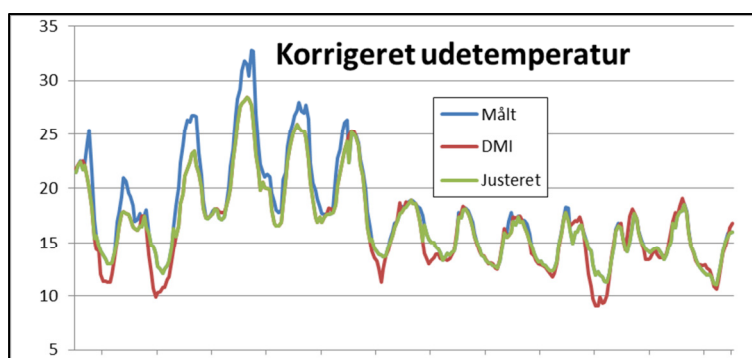
- 1) Her ses værdier for udetemperaturen (sort), der overstiger Po CO₂ (grøn), hvilket ikke er fysisk muligt, da det er udetemperaturen der køler CO₂-kredsen. Dette kan forklares ved at CTS anlæggets udetemperaturføler påvirkes af sol. Disse "solspidser" ses også andre steder i diagrammet. Der er ikke opsat logs på de andre udetemperaturfølere, der indgår i systemet, så disse data er senere korrigeret med data fra DMI. Udetemperaturen er helt afgørende for at kunne vurdere skiftepunktet fra frikøl til kompressorkøl og vise versa og er derfor analyseret senere.
- 2) Her ses maksimal værdien for SPR (gul), som fremkommer ved frikøleventilatorernes ganske store effektforbrug (blå). Det er her, at det slår igennem at serverbelastningen (rød) er lav både i forhold til frikøleanlægget (100 kW) og serverrummets maksimale kapacitet (200 kW). Ved 100 kW belastning havde SPR værdien kun været det halve og dermed rimelig.

- 3) Her ses et dyk for Po CO₂, som skyldes et dataudfald. Her ses det også, at Po CO₂ og kondenseringstemperaturen Pc R290 (olivengrøn) er sammenfaldende, når kompressoren står stille, når kapaciteten Cap komp (mørkeblå) er nul. Dette skyldes, at luften i konstruktionen først passerer CO₂ fladen og derefter R290 kondensatoren (som tidligere beskrevet, se Figur 8), hvorved målingstemperaturen bliver den samme.
- 4) Når kompressoren er i drift ses SPR værdier på mellem ca. 0,12 og 0,22, hvorfor det ved en trimning af ventilatoren må være formålstjenlig at sigte efter at ramme mellem disse værdier for at sikre effektiviteten ved denne belastning.
- 5) Ved en belastning på 46 til 50 kW ses det, at den maksimale indkoblede kompressorkapacitet er 50 %. Det harmonerer fint med at belastningen er det halve af design, men det er positivt hvor lidt kapacitet, der er indkoblet i perioden. Dette indikerer den høje effektivitet af frikølingen.

Figur 16: Målinger på anlæg.

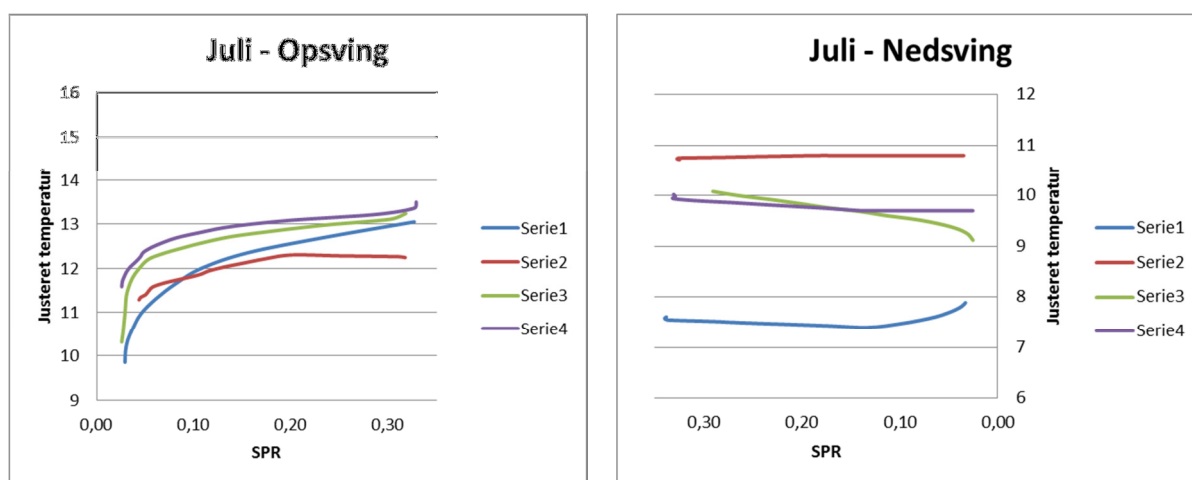
7.3. Korrektion af udetemperaturdata

Ved hjælp af data fra DMI er udetemperaturen korrigeret, som det fremgår af eksemplet i Figur 17. For dagtimerne er der anvendt DMI data og for nattetimerne er de målte data bibeholdt. Kurverne kan forklares ved: For skyfri forhold bliver CTS anlæggets føler påvirket af sol, hvorimod udstrålingen fra bygningen om natten holder temperaturen oppe. Det antages i den følgende analyse, at den aktuelle lufttemperatur til luftindtaget for frikøleren kan repræsenteres af den justerede kurve (grøn). Der, hvor kurverne falder sammen, svarer det således til overskyet vejr.



Figur 17: Korrigeret udetemperatur.

Der er valgt fire forskellige skift af driftstilstande med stigende og faldende temperatur. Disse er udvalgt efter at der optræder frikøleldrif og at kompressorkapaciteten er 0 og er derpå sammenlignet med hensyn til SPR værdien. Resultatet ses af graferne i Figur 18.

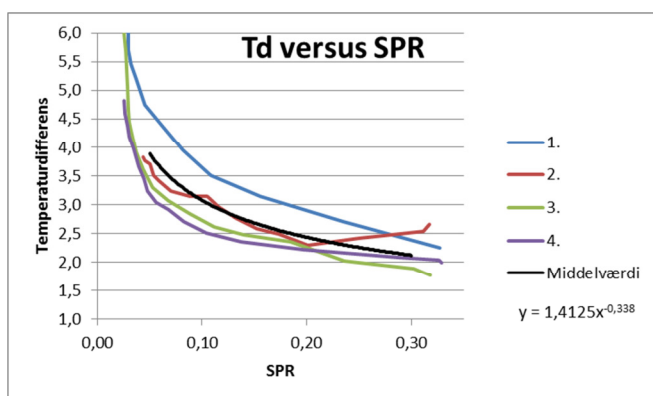


Figur 18: Ændring i SPR ved stigende og faldende temperatur.

I betragtning af de givne usikkerheder ved denne metode opnås der god overensstemmelse mellem de fire tilfælde med stigende temperatur. Ved faldende temperatur sker skiftet i driftstilstand pludseligt og temperaturen er ikke lige så veldefineret. Dette kan imidlertid forklares ved anlæggets automatik og driftstilstand. Nedsving sker ved kompressorerne i drift, luftmængden over frikøleren er da bestemt ved sætpunktet af hensyn til kondenserings-temperaturen på R290 kredsen. Denne er høj relativt set, hvorfor luftmængden nødvendigvis er lav ved faldende temperatur på tilgangsluften. Dette betyder, at den lave luftmængde ikke kan kondensere CO₂ gasserne i frikøleren før lufttemperaturen er væsentligt under sætpunktet for CO₂ på ca. 15 °C. Derfor sker skiftet pludseligt ved den lave temperatur, når kompressoren stopper og frikølingen tager over.

7.4. Analyse af temperaturdifferenser på frikøler

Ved de givne belastningsforhold i måleperioden kan den optimale værdi for temperaturdifferensen mellem CO₂ mætningstemperaturen Po CO₂ og tilgangsluften undersøges med henblik på at optimere værdien for SPR og dermed ventilatorhastigheden på frikøleren. Det er gjort for de fire tilfælde nævnt i foregående afsnit og resultatet ses i Figur 19. Det kan således aflæses, at for at opnå en SPR værdi, der ikke er højere end den værdi der opnås ved kompressordrift, ca. 0,15 som beskrevet i afsnit 3.1, skal der styres efter en minimums temperaturdifferens på ca. 2,7 °C.



Figur 19: Temperaturdifferens versus SPR.

Ved at ændre sætpunkts referencen for Po CO₂ til 18 °C (fra 15 °C), som optræder hyppigt, jf. Figur 16, kan der opnås frikøling ved udetemperaturer på 15 °C og derunder. For at realisere dette også ved overgang fra kompressordrift, bør kompressorerne stoppes ved denne skiftetemperatur, så frikølingen kan tage over. Udfordringen med den eksisterende styring er at gøre denne skiftetemperatur afhængig af serverrummets belastning for at undgå manglende kapacitet i det tilfælde at belastningen øges væsentligt. Dette problem er p.t. ikke løst, men forudsættes det løst, kan energi-

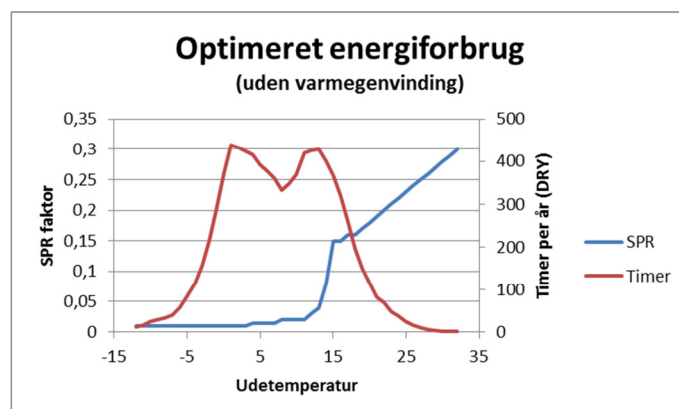
forbruget til ventilatorerne sænkes fra ca. 15 kW til ca. 6 kW for halvdelen af temperaturerne mellem 10 og 15 °C. Dette er baseret på den antagelse, at i halvdelen af tiden i intervallet vil temperaturen være stigende og i den anden halvdel vil den være faldende. Det vil kun være i sidstnævnte tilfælde, at der vil foreligge en besparelse i forhold til den nuværende drift.

Baseret på denne antagelse og DRY referenceåret vil besparelsen være = (15 – 6) x 0,5 x 2150 = 9675 kWh.

Her er alene tale om besparelsen på ventilatordriften. Der vil være en yderligere besparelse fra driften af kompressorerne på grund af det ca. 3 °C højere sugetryk. Denne besparelse vil optræde over 15 °C, men vurderes at være ringe (under 4 % af ovennævnte besparelse) på grund af det lave effektforbrug for kompressorerne og det lave timetal.

7.5. Beregnet årsenergieffektivitet

Bruges resultaterne fra det foregående afsnit med resultaterne af en optimeret drift, kan der optegnes en graf med de opnåelige SPR værdier som funktion af udetemperaturen, se Figur 20. SPR værdien udgøres ved de lave temperaturer næsten kun af pumpeeffektforbruget. Ved mellem-temperaturområdet er det frikøleventilatorerne der dominerer og ved temperaturer over frikølegrænsen på 15 °C er det kompressorernes energiforbrug, der afspejles.



Figur 20: Optimeret energiforbrug.

Den gennemsnitlige SPR værdi over året beregnet på basis af (DRY) er 0,05, hvilket må siges, at være meget lavt. Dette svarer til en gennemsnitlig COP over året på 20. Der er her ikke medregnet energiforholdene med varmegenvinding, da projektet ikke omhandler dette, men i praksis vil det være en meget god forretning at udnytte dette, som EnergiMidt jo også har gjort.

Hvis belastningen fra Serverrummet havde været som forventet ved design af installationen, ville den opnåelige frikølegrænse have været lavere, på baggrund af målingerne omkring 14 °C. Det er bedre end design og det har ikke været muligt at efterprøve, hvorfor det er usikkert om det kan opnås i praksis. Til gengæld er der stor sikkerhed for at designværdien på 13 °C frikølegrænse kan opnås. SPR værdien vil i dette tilfælde blive 0,076 svarende til en COP på 13 i gennemsnit over året. Dette betyder, at anlægget opfylder målsætningen om at eftervise effektiviteten af CO₂ som energibærer i forbindelse med frikøling.

PUE (Power Usage Effectiveness) faktoren anvendes ofte i forbindelse med serverrum. PUE er forholdet mellem det samlede forbrug for hele installationen inklusive UPS anlæg, ventilatorer, lys m.m. og servernes eget forbrug. Der er ikke fokuseret på PUE i projektet, men for at kunne sammenligne installationen med andre, er PUE faktoren beregnet i skemaet i Figur 21. Tabet i UPS anlægget er uforholdsmæssigt stort (8 %), da udnyttelsesgraden er meget lav (under 20 %). Ved højere udnyttelsesgrader vil tabet være mindre end 4 % (alle tal ifølge producenten). Forbruget til køleanlægget er baseret på ovenstående analyse og der er set bort fra varmegenvinding. Forbruget til kontor er et skøn.

Beregning af PUE	Aktuel dellast	Optimeret dell.	Dimensioneret
Belastning (årsmiddel)	kW	kW	kW
Servere S	46,2	46,2	100,0
UPS	3,7	3,7	4,0
Ventilatorer (serverrum)	2,2	2,2	4,4
Lys	0,1	0,1	0,1
Køleanlæg	3,7	2,6	7,6
Kontor til driftspersonale mm.	1,5	1,5	1,5
Samlet forbrug i alt F	57,4	56,3	117,6
PUE = F/ S	1,24	1,22	1,18

Figur 21. Skema over beregning af PUE.

I betragtning af disse forhold er værdien af PUE på omkring 1,2 tilfredsstillende i forhold til kriterierne, hvor 2,0 regnes for middel effektivitet og 1,2 for meget høj effektivitet. Bemærk at beregningen er en teoretisk værdi af hensyn til sammenligning med andre serverrums-køleanlæg og ikke er et udtryk for den aktuelle PUE værdi. På grund af anvendelsen af varmegenvinding vil denne formentlig være mindre og ikke kunne sige noget om frikøling med CO₂ som vi ønsker at belyse her.