

# C02-kjølesystemer for data-/telesentraler

**Yngve Solemdal**

Master i energi og miljø

Innlevert: juni 2013

Hovedveileder: Trygve Magne Eikevik, EPT

Medveileder: Ole Jørgen Veiby, GK

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet  
Institutt for energi- og prosesseteknikk



EPT-M-2013-110

**MASTEROPPGAVE**

for

Stud.techn. Yngve Solemdal

Våren 2013

***CO<sub>2</sub>-kjølesystemer for data-/telesentraler****CO<sub>2</sub> refrigeration systems for chilling of computer and telephone units***Bakgrunn og målsetting**

Data og telesentraler har etter hvert blitt så energiintensive at det må sees på nye løsninger for effektiv kjøling. Tidligere hadde kabinetene hvor serverne var plassert noen få kW kuldeytelse. Det har derfor vært mulig å kjøle med luft. Dagens kabinetter har ofte kuldebehov for mer enn 15 kW per kabinet, og fremtidens anlegg med 30-40 kW. Nye og mer kompakte løsninger utvikles med miljøvennlige løsninger som bruk av CO<sub>2</sub>. Det skal i denne oppgaven evaluere dagens løsning med indirekte kjøling med bruk av vann/glykol og kuldemedie R-410A/R134a og mulig løsning med CO<sub>2</sub> i direkte ekspansjon og indirekte løsning med CO<sub>2</sub> som kuldebærer.

Oppgaven vil fokusere på tekniske løsninger for datasentraler. Gjennomregning av løsninger og å gjennomføre målinger på et eksisterende anlegg. Undersøke om CO<sub>2</sub> kan konkurrere mot tradisjonelle løsninger med hensyn på investering og driftskostnader. Beregne energiforbruk ut i fra dagens løsning og gjøre feltmålinger som underbygger de oppgitte data. Verifisere varmeavgivelse fra installert utstyr. Prosjektere en løsning med CO<sub>2</sub> som eliminerer bruk av vann i datasentraler og reduserer energiforbruket. Estimere en kost/nytte analyse ved å velge CO<sub>2</sub> framfor tradisjonell løsning.

Oppgaven vil være et samarbeid mellom entreprenør, eier av datasentral og NTNU.

**Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter**

1. Litteraturstudium med fokus på oppgavens hovedpunkter
2. Videreføre målinger for evaluering av eksisterende anlegg
3. Videreutvikle forenklet beregningsverktøy for kuldeanlegg, samt sammenligne beregnede resultater med design data for det eksisterende anlegg
4. Gjennomregning av alternative løsninger for bruk av CO<sub>2</sub> som arbeidsmedium i direkte og indirekte system
5. LCC analyse (Life Cycle Cost) for begge typer anlegg
6. Skrive et vitenskapelig "paper" med hovedresultater fra oppgaven
7. Forslag til eventuell videreføring av oppgaven

” - ”

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved eventuell utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og at de er diskutert utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og eventuelt figurnummer.

Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosesssteknikk.


Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del av besvarelsen. Hvis dokumentasjonen på risikovurderingen utgjør veldig mange sider, leveres den fulle versjonen elektronisk til veileder og et utdrag inkluderes i besvarelsen.


I henhold til "Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet" ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater og data til undervisnings- og forskningsformål, samt til fremtidige publikasjoner.

Besvarelsen leveres digitalt i DAIM. Et faglig sammendrag med oppgavens tittel, kandidatens navn, veileders navn, årstall, instituttnavn, og NTNUs logo og navn, leveres til instituttet som en separat pdf-fil. Innlevert oppgave i Word og PDF format, sammen med separat fil for sammendrag, vitenskapelig "paper", samt alt relevant materiale brukt under utarbeidelsen av oppgaven leveres faglig ansvarlig veileder i digitalt format på en DVD/CD-rom på innleveringstidspunktet.

- Arbeid i laboratorium (vannkraftlaboratoriet, strømmingsteknisk, varmeteknisk)  
 Feltarbeid

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 16. januar 2013

  
Prof. Olav Bolland  
Instituttleder

  
Prof. Trygve M. Eikevik  
Faglig ansvarlig veileder

Medveileder: Ole Jørgen Veiby, GK Norge AS, Veiby, e-mail: [ole-jorgen.veiby@gk.no](mailto:ole-jorgen.veiby@gk.no)

## Endring av oppgaveteksten

I oppgaveteksten står det at jeg skal finne LCC-kostnader for de ulike systemløsningene. Jeg har forhørt meg, og lest i litteraturen at dette ikke er en metode som er vanlig for kjøleanlegg. I stedet har jeg utført en økonomisk analyse.



## Forord

Dette arbeidet var gitt som masteroppgave av Institutt for energi- og prosesseteknikk ved NTNU i Trondheim våren 2013. Masteroppgaven har vært et samarbeid mellom NTNU og bedriften Gunnar Karlsen AS (GK). Denne masteroppgaven er en videreføring av prosjektoppgaven som jeg skrev høsten 2012.

Jeg vil takke veilederen min på NTNU, Prof. Trygve M. Eikevik for god og interessant veiledning og Håvard Rekstad for mye og nyttig hjelp. Jeg vil også takke medveileder Ole Jørgen Veiby og Frode Veiby i GK for svært nyttig hjelp og en positiv innstilling.

Yngve Solemdal, Gløshaugen, juni 2013





## Sammendrag

Kjøling av datasentraler står for en økende del av verdens elektrisitetsforbruk. I senere år har fokus dreid seg fra utelukkende å være på driftssikkerhet til å også omfatte energieffektivitet. Mer energiintensivt IT-utstyr, som også krever høyere kjøletetthet, gjør at mange ser på alternativ til tradisjonell dataromskjøling med bruk av luft. Et interessant og lovende alternativ for å bedre dataromskjøling er å innføre CO<sub>2</sub> som kjølemedium. De syntetiske kjølemediene gjorde sitt inntog i mellomkrigstiden, etter andre verdenskrig var CO<sub>2</sub> ikke lenger i bruk som kjølemedium. Etter noen tiår oppdaget man at de syntetiske kjølemediene har miljøskadelige effekter, og de har etter tur blitt vedtatt faset ut. Forskere med Prof. Gustav Lorentzen i spissen re-introdiserte CO<sub>2</sub> som et svært lovende kjølemedium på begynnelsen av 90-tallet, og det har siden fått stor utbredelse til ulike bruksområder. CO<sub>2</sub> har likevel ikke slått an som kjølemedium for dataromskjøling. Det har blitt introdusert av noen selskap, og brukes i dag i noen få datarom, men det høye trykket som er nødvendig med CO<sub>2</sub>, har gjort at markedet har vært skeptisk.

Dette prosjektet tok for seg en datasentral i Trondheim som har et kjøleanlegg med installert effekt på 100 kW. Dette kjøleanlegget bruker R-410A og isvann til å kjøle ned datautstyret. Det har blitt gjort målinger på anlegget, og på grunnlag av målingene ble det laget en modell som simulerer anlegget time for time gjennom et helt år. Resultatet fra dette prosjektet viser at dagens anlegg kjøres på del-last hele året.

Datasentralen som ble studert i dette prosjektet dannet grunnlaget for et case slik at det var mulig å sammenligne CO<sub>2</sub>-systemene med dagens R-410A-kjølesystem i datasentralen. To ulike CO<sub>2</sub> kjøleanlegg, et direkte system og et fylt system ble utarbeidet, og simulert i modellen som ble laget for dagens system. Det ble vist at det fylte CO<sub>2</sub>-anlegget vil bruke 24 % av energien sammenlignet dagens anlegg i løpet av et år, det direkte CO<sub>2</sub>-systemet vil bruke 51 % av energien som dagens anlegg bruker i løpet av et år.

Dette prosjektet ble utført i samarbeid med Gunnar Karlsen AS (GK), og på grunnlag av kostnader som ble oppgitt av GK er det utført en enkel økonomisk analyse. GK er også

leverandør av dagens kjøleanlegg på datasentralen. Investeringskostnader og driftskostnader er lavere for CO<sub>2</sub>-anlegg enn for dagens anlegg. Service-kostnadene er lik for alle tre systemene. Økonomiske betraktninger i dette prosjektet viser at nåverdien av å installere et CO<sub>2</sub>-anlegg i et nybygg, i stedet for et tilsvarende anlegg som står på datasentralen i dag, er positiv. Årlige besparelser er høyest for å installere et fylt CO<sub>2</sub>-anlegg.

## Abstract

Cooling the data centers represent an increasing part of World's total electricity consumption. During the last years, the focus has shifted from only being on reliability to also include energy efficiency. More energy intensive IT-equipment which demands higher cooling density, makes a growing interest for other cooling techniques than traditional air cooling. An interesting and promising measure is to introduce CO<sub>2</sub> as a refrigerant. The synthetic refrigerants were introduced to the market in the nineteen thirties. After World War 2, CO<sub>2</sub> was completely phased out as a refrigerant. After some decades it was revealed that synthetic refrigerants have a negative impact on the environment. Researchers and especially Prof. Gustav Lorentzen therefore reintroduced CO<sub>2</sub> as a refrigerant in the early nineties. Since that CO<sub>2</sub> has become widely recognized, for different applications. CO<sub>2</sub> as a cooling medium for data centers are not widely used today, but a small number of companies have introduced it, and there are some data center running today with CO<sub>2</sub> as refrigerant. The necessity of high pressure has made the market skeptic.

During this project, a data center located in Trondheim, Norway has been studied. This data center had a cooling plant using R-410A as a refrigerant, and used chilled water to distribute the cooling. The cooling capacity of this plant was 100 kW. Measurements have been done on the plant to be able to make a model that simulates the energy use of a year. The result of this simulation shows that the plant was running part-load all year, instead of full-load which was in the design-data of the supplier.

The data center studied in this project made the premises for a case that was used to compare two different CO<sub>2</sub> systems with the R-410A plant of today. One of the CO<sub>2</sub> systems was a direct system, the other one was a filled system. Simulation of the systems showed that the direct system used 51 % of the energy compared to today's system, while the filled system only used 24 % of the energy compared to today's system.

This project was done in cooperation with the Norwegian entrepreneur Gunnar Karlsen AS (GK). On basis of costs that were provided by GK, simple economic analyses were done. Both

investment costs and operation costs were showed to be lower for the CO<sub>2</sub> systems compared to the R-410A plant. Present value analysis showed that it is profitable to install a CO<sub>2</sub>-system compared to installing a plant like today's plant. To install a filled CO<sub>2</sub> system is shown to be more profitable than to install a direct CO<sub>2</sub> system.

## INNHALDSFORTEGNELSE

<b>1</b>	<b>INTRODUKSJON .....</b>	<b>2</b>
<b>2</b>	<b>FORMÅL .....</b>	<b>4</b>
<b>3</b>	<b>LITTERATURSTUDIE .....</b>	<b>6</b>
3.1	Behov og forbruk .....	6
3.2	Metode for kjøling .....	7
3.3	Forbedring .....	10
3.4	CO <sub>2</sub> som kjølemedium .....	12
<b>4</b>	<b>TEORI.....</b>	<b>18</b>
4.1	Økonomiske betraktninger .....	18
4.2	Grunnleggende kjølesyklus .....	21
4.3	Varmetransport.....	23
4.4	Trykktap i rør .....	25
4.5	Indirekte system .....	26
4.6	Direkte system (DX) .....	29
4.7	Beskrivelse av dagens R-410A-anlegg .....	31
4.8	Modell av dagens R-410A-anlegg .....	36
4.9	Målinger .....	37
4.10	Case.....	40
<b>5</b>	<b>RESULTAT .....</b>	<b>42</b>
5.1	Målinger av anlegget.....	42
5.2	Modell av dagens R-410A-anlegg .....	47
5.3	Systemløsning direkte system (DX) .....	50
5.3.1	Systemet og rammebetingelser .....	50
5.3.2	Ytelse .....	56
5.3.3	Økonomi .....	58
5.4	Systemløsning fylt system .....	59

5.4.1	Systemet og rammebetingelser .....	59
5.4.2	Ytelse .....	64
5.4.3	Økonomi .....	66
<b>6</b>	<b>DISKUSJON.....</b>	<b>68</b>
<b>7</b>	<b>KONKLUSJON.....</b>	<b>74</b>
<b>8</b>	<b>VIDERE ARBEID.....</b>	<b>76</b>
<b>9</b>	<b>REFERANSER.....</b>	<b>78</b>
	<b>VEDLEGG .....</b>	<b>I</b>
	Vedlegg A .....	I
	Vedlegg B.....	II

## FIGURLISTE

Figur 1 Den kalde luften kommer opp av 1: Flis med riller 2: Flis med hull 3: Hull der kablene kommer opp. Alle disse bildene er tatt på samme datarom.....	8
Figur 2 Transkristisk syklus med CO <sub>2</sub> i log P-H-diagram, figuren er laget i Rnlib.....	13
Figur 3 Varierende høytrykk gir varierende COP. Figur hentet fra Lorentzen [22]. .....	14
Figur 4 Kjølesyklus .....	21
Figur 5 Prinsippskisse av indirekte kjøling .....	26
Figur 6 TroxAitcs system for kjøling av serverskap med CO <sub>2</sub> som sekundærmedium. ....	28
Figur 7 Prinsippskisse av direkte ekspansjon.....	29
Figur 8 Forenklet tegning av det aktuelle kjøleanlegget. ....	31
Figur 9 Maskinrommet til datasentralen .....	34
Figur 10 Radene med datautstyr. Kald luft kommer opp fra gulvet.....	34
Figur 11 Prinsippet til modellen, kjølebehovet regnes ut, deretter må effekten som dras av kjøleanlegget beregnes (vises i Figur 12).....	36
Figur 12 Denne figuren viser noen av lastene de fem første timene i året, lastene er lagt inn i modellen som funksjoner av kolonnen «Temp ute [°C]» i Figur 11.....	36
Figur 13 Målinger som var planlagt for å kartlegge kjøleanlegget .....	37
Figur 14 Utelufttemperatur i måleperiode 2.....	44
Figur 15 Kompressorarbeid i måleperiode 2.....	44
Figur 16 Frikjøling regnet ut med Formel 4.10 fra temperaturdifferanser i frikjølerkretsen i måleperiode 1 .....	45
Figur 17 Tørrkjøling regnet ut fra temperaturdifferanser i måleperiode 2, bare tidsrommet der anlegget går stabilt danner videre grunnlag for modellen. ....	46
Figur 18 COP for dagens R-410A-anlegg som funksjon av utelufttemperatur fra modellen. ....	48
Figur 19 DX med sugegassvarmeveksler, totalt er det 7 fordampere i datarommet. ....	50
Figur 20 Optimalt høytrykk for det direkte CO <sub>2</sub> -systemet beregnet i Excel med Rnlib , trykket senkes ikke lavere enn 70 bar for å holde seg innenfor kompressorens arbeidsområde .....	52
Figur 21 Dorin CD2000H kompressor for CO <sub>2</sub> . Foto: Dorin .....	53
Figur 22 Fordampere som skal stå inne i datasenteret, figur fra HXsim .....	54
Figur 23 Gasskjøler / kondenser for det direkte systemet .....	54

Figur 24 COP for det direkte systemet som funksjon av utelufttemperatur ved 100kW kjøling...	56
Figur 25 Effektbruk gjennom et år for det direkte systemet .....	57
Figur 26 Skisse av et fylt system.....	59
Figur 27 En av fordampere i datarommet ved pumpesirkulert system, fra HXsim .....	61
Figur 28 Tilsvarende gasskjøler som den som foreslås til dette anlegget. For dette anlegget trengs en som er betydelig større. Foto: AlfaLaval.....	63
Figur 29 Effekt som dras av fylt CO <sub>2</sub> -system ved 100 kW kjøling som en funksjon av utelufttemperatur .....	64
Figur 30 Simulering av energibruk gjennom et år .....	64
Figur 31 Effektförbruk for kjølesystemene som funksjon av utelufttemperatur, simulert for tre ulike kjølesystemer på datasentralen. ....	69
Figur 32 Simulert årlig energiförbruk for de tre systemene.....	70



## TABELLISTE

Tabell 1 Egenskaper til forskjellige kjølemedier [21].....	12
Tabell 2 Varmegjennomgangstall for materialene som rørene og isolasjonen er laget av [30] .....	38
Tabell 3 Data som bestemmer caset .....	40
Tabell 4 Målte effekter og strømverdier på dagens anlegg .....	42
Tabell 5 Måleperioder for målinger på datasentralen .....	43
Tabell 6 Resultat av modellen av dagens anlegg .....	48
Tabell 7 Datasenter simulert for flere år, temperaturdata fra Meteonorm [39] og DNMI [40] .....	49
Tabell 8 Data for direkte CO <sub>2</sub> -system ved dimensjoneringspunkt.....	51
Tabell 9 Spesifikasjoner og ytelse til varmevekslerne i direkte system.....	55
Tabell 10 Data for fylt system ved dimensjoneringspunkt. ....	60
Tabell 11 Spesifikasjoner og ytelse til varmevekslere i fylt system .....	62
Tabell 12 Simulert årlig energibruk og COP basert på simulert årlig kjølebehov som er 425 610 kWh/år.....	70
Tabell 13 Resultat av økonomisk analyse, verdier i norske kroner (NOK) .....	72

## NOMENKLATUR

$\dot{W}$	<i>arbeid</i>	<i>kW</i>
$\dot{Q}$	<i>varmestrøm</i>	<i>kW</i>
$\lambda$	<i>leveringsgrad</i>	
$h$	<i>entalpi</i>	$\frac{kJ}{kg}$
$v$	<i>spesifikt volum</i>	$\frac{m^3}{kg}$
$V$	<i>slagvolum</i>	$\frac{m^3}{s}$
$\eta_{is}$	<i>isentropisk virkningsgrad</i>	
$\rho$	<i>tetthet</i>	$\frac{kg}{m^3}$
$T$	<i>temperatur</i>	C eller K
$c_p$	<i>varmekapasitet</i>	$\frac{J}{K}$
$U$	<i>varmegjennomgangstall</i>	$\frac{mK}{W}$
$A$	<i>areal</i>	$m^2$
$\dot{m}$	<i>massestrøm</i>	$\frac{kg}{s}$
$R$	<i>varmeledningsmotstand</i>	$m^2 \cdot K/W$
$L$	<i>lengde</i>	m
$k$	<i>varmeledningskonstant</i>	$W/m \cdot K$
$k$	<i>materialkonstant</i>	mm
$\dot{V}$	<i>volumstrøm</i>	$\frac{m^3}{s}$

## FORKORTELSER

COP	Coefficient of Performance
PUE	Power Utilization Effectivness
atm	1 atmosfæres trykk eller 101,325 kPa
DX	Direct Expansion
GWP	Global Warming Potential
ODP	Ozone Depletion Potential
CFD	Computational Fluid Dynamics
mill.	million
kr.	Norske kroner (NOK)



# 1 Introduksjon

Omfanget av energien som brukes til å kjøle ned datasentraler har økt betraktelig de siste årene. Grunnen til dette er både økt ytelse per dataenhet og økt antall dataservere. Tidligere har fokus på kjøling til datasentraler utelukkende gått på driftssikkerhet.

Trenden er at fokus rettes mot redusert energiforbruk. Store amerikanske selskap som Google, Microsoft og Facebook har nå bygget egne store datasentraler med stort fokus på energisparing.

Kjøleanlegg leveres med oppgitte virkningsgrader og ytelser. I praksis og ute på faktiske anlegg vil dette kunne avvike fra hvordan anlegget yter. I dette prosjektet utføres målinger på et anlegg som er levert i 2010 med tanke på hvilke kjøleytelser som faktisk blir levert i forhold til forbrukt effekt fra strømmettet.

Økt fokus på miljøskadelige effekter, spesielt med tanke på ozon-nedbryting og bidrag til global oppvarming fra tradisjonelle kjølemedier som R-22, R-410A og R-134A, gjør det aktuelt å se på såkalte naturlige kjølemedier.

I dette prosjektet er det presentert to ulike systemløsninger med CO<sub>2</sub>. Systemene er simulert for et tilsvarende case som en datasentral i Trondheim med et R-410A-anlegg. Det er studert hvor egnet CO<sub>2</sub> er som kjølemedium i en såkalt tradisjonell datasentral, med tanke på energieffektivitet og økonomisk lønnsomhet.



## 2 Formål

Formålet med denne oppgaven var å finne ut om CO<sub>2</sub> egner seg som kjølemedium i datasentraler. Energibruk og økonomiske betingelser ble vurdert i forhold til et tradisjonelt kjølesystem.

I litteraturstudiet er det gått gjennom hva som er gjort tidligere, hva som er dagens status og hva som er utviklingen når det gjelder dataromskjøling.

I dette prosjektet er en datasal i Trondheim utgangspunkt for et case som kan brukes til å sammenligne dagens R-410A kjøleanlegg med andre systemløsninger.

To ulike CO<sub>2</sub>-systemer blir analysert i rapporten. Et av systemene er et anlegg med direkte ekspansjon (DX). Det andre systemet som blir studert er et fylt system. Begge disse to systemene benytter kun CO<sub>2</sub> som kjølemedium. Disse to blir sammenlignet med dagens R-410A-anlegg, og med hverandre.

Firmaet Gunnar Karlsen AS (GK) har gitt prisanslag på CO<sub>2</sub>-systemene, og ut i fra dette er det gjort en økonomisk betraktning for å finne ut om det er økonomisk lønnsomt å installere anlegg som bruker CO<sub>2</sub> som kjølemedium.





## 3 Litteraturstudie

### 3.1 Behov og forbruk

Behovet for nedkjøling av datasentraler er stort og økende. Fra 2005-2010 økte energiforbruket til datasentralene i hele verden med 56 %. I 2010 brukte datasenter omtrent 1,3 % av verdens totale forbruk av elektrisitet [1]. Litt under halvparten av dette er kjøling. Forbruket er økende, både på den måten at det blir større kjølebehov totalt sett, men også tettheten på kjølingen må øke [2]. Dette har gjort at fokuset på energieffektiv kjøling har økt betraktelig. Nå går trenden mot energieffektive, såkalte «grønne» datasentraler [3]. I tillegg til energieffektiv kjøling, er det mye energi å spare på bedre Software for å gjøre kjølebehovet mindre. Dette prosjektet vil ikke omhandle det temaet.

Noe som kjennetegner datasentraler er at behovet for driftssikkerhet er svært høyt [2]. Det gjør at de tiltak som øker effektiviteten, men som kan gå på bekostning av driftssikkerheten, ikke har blitt gjennomført.

Et annet kjennetegn er at når man bygger en datasentral, må det tas høyde for at den må utvides i løpet av kort tid. Alt IT-utstyret skiftes ut hyppig, levetiden til IT-utstyr regnes å være fem år. Derfor er det vanlig å overdimensjonere anlegget, slik at det er klart for utviding. Dette fører til at mange anlegg kjøres mye på del-last [4].

Som et mål på hvor energieffektiv en datasentral er, har man innført «Power Utilization Effectiveness», PUE. Dette er et forholdstall mellom total effekt til alt i hele datasenteret og effekten bare til IT-utstyr [5]. Den teoretisk beste verdien for PUE vil være 1,0. Dette målet ble introdusert i 2007 av Green Grid, som er en interesseorganisasjon for energieffektive datasenter. Ulempen med et slikt mål er at man ikke blir belønnet for f.eks. å komme med bedre løsninger som gjør at behovet for datakraft blir mindre. I tillegg er det litt uklart hvor grensen går for hvor systemgrensen for datasenteret skal være. Gjennomsnittlig PUE for et datasenter i dag er 1,89 og de beste ligger rundt 1,1-1,2 [6].

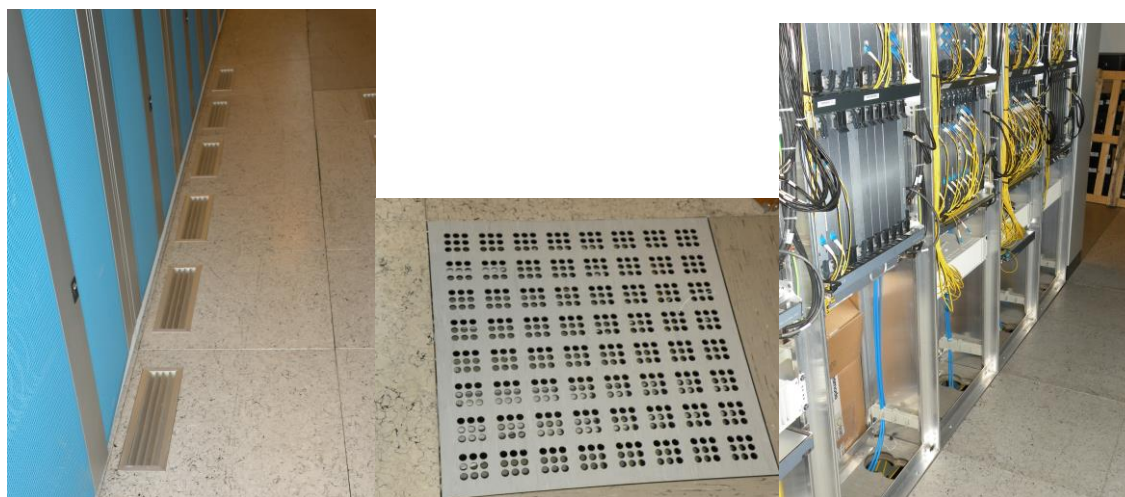
## 3.2 Metode for kjøling

Den tradisjonelle metoden for dataromskjøling er å blåse kald luft gjennom kabinettene. Det er vanlig å heve gulvet mellom 0,3 og 0,6 meter, og blåse inn luften under gulvet. Deretter kommer luft opp av hull eller riller i gulvet og går opp langs og gjennom IT-utstyret hvor luften blir varmet opp. Den varme luften kommer ut av serverskapene og stiger opp før den blir sugd inn i luftkjørene igjen. En stor utfordring er å avgjøre hvor mye luft som trengs. For mye luft gir økt energibruk, mens for lave luftmengder fører til for liten nedkjøling og sjanse for at dataserverne blir overopphetet og må skrus av. Tradisjonelt har man bare brukt prøve- og feilemetoden eller overdimensjonert luftmengden. Det er estimert at de fleste datasenter sender inn 2,5 ganger mer luft enn nødvendig [3].

Mange av dagens datasentraler er gamle og har stort potensiale for forbedring. Utformingen av disse kan kalles «standard datasentral-design» Disse datasentralene har noen mangler som er veldig typiske. Disse blir listet opp av V. Sorell slik som dette: Noen områder er mye varmere (hot spots), det er ujevne luftstrømmer, store deler av den kalde luften blir sugd rett ut før den har kommet i kontakt med datautstyret og den varme luften strømmer rundt og hindrer nedkjøling [7].

For å få luftkjølingen så energieffektiv som mulig, kan den varme og kalde luften isoleres slik at en unngår at den varme og kalde luften blandes. For å luftkjøle dagens servere er det gunstig å organisere kabinettene slik at man har kalde og varme soner i serverrommet. Da vil luften som går inn i kabinettene komme fra kald sone og luften som går ut av kabinettene gå inn i varm sone før den returnerer til kjøling. Nyere datasentraler har derfor såkalt varm og kald side på kabinettene [8]. På den kalde siden er luften typisk 20 °C og på den varme sida opp mot 50 °C. Dette krever forsiktighet med tanke på at den varme sida må tåle en såpass høy temperatur [9]. For datasentraler med høy tetthet på kjølebehovet, fra omtrent 12 kW/kabinett, er det hensiktsmessig å fysisk skille varm og kald sone med plastikk, plexi-glass eller lignende [8].

For å styre hvor luften kommer opp er noen av flisene i gulvet perforert med hull, eller noen av flisene er byttet ut med riller. Det vanligste er fliser med hull, og arealet til hullene er opp mot 25 % av arealet til flisen. En typisk andel fliser som har hull er 10 % av alle fliser [3]. For å oppnå energieffektiv kjøling er det viktig å være nøye med at andre hull i gulvet, som for eksempel der kablene går ned, tettes. I tillegg bør rommet under gulvet som er hevet, holdes relativt åpent for luftstrømmene [7]. Når man velger hvor man skal plassere hullene i gulvet er det en del hensyn som må tas. Hvis man har varme og kalde rader, må hullene alltid plasseres slik at luften blåses ut på såkalt kald side av kabinettene. Det vil si at alle flisene med hull er plassert i gulvet på de kalde sidene. Dessuten må det velges om man vil benytte fliser med hull eller gitter. Dimensjonering av overtrykket under gulvet er også viktig. Det finnes ikke noe trykk som passer et system med fliser med både hull og gitter, slik at det må velges et system [7].



Figur 1 Den kalde luften kommer opp av 1: Flis med riller 2: Flis med hull 3: Hull der kablene kommer opp. Alle disse bildene er tatt på samme datarom.

En feil som blir begått er at noen bytter ut flisene med hull, med gitter for å øke luftstrømmen gjennom gulvet og opp i kabinettene. Men siden trykket under gulvet er dimensjonert for fliser med hull, vil luften kunne blåse fra gitteret og rett opp til taket uten å komme i kontakt med datautstyret. Den som går forbi vil kjenne den kalde luftstrømmen og få inntrykk av at det er god kjøling [7]. Analyser utført av S. Patankar viser at luftstrømmene under gulvet er helt avgjørende

for å få god kjøling [3]. Det vises at trykket øker jo lenger vekk fra der den kalde luften blåses ut. Det vil si at de flisene som er lengst unna luftkjøleren vil få den største luftstrømmen. Dersom det er for langt fra luftkjøleren til flisene lengst bort hvor luft strømmer opp fra gulvet, kan det bli undertrykk ved de flisene som er nærmest luftkjøleren. Det er vanlig å ha en luftkjøler på hver side av kabinett-radene. Det kan også være gunstig å plassere ut hinder for å kunne styre luftstrømmene under gulvet, men dette må sees på som relativt avansert.

Væskekjøling er en del brukt. Vann har den fordel at den spesifikke varmekapasiteten er mye høyere enn for luft (ca. 3500 ganger), og derfor trengs det lavere volumstrøm. Det finnes forskjellige måter å utføre væskekjøling på. En måte er å kjøre væske inn på distribusjonsheter, som så distribuerer til væskekjøling ved eller i hvert kabinett. Inne i hvert kabinett kan man ha kalde plater som kjøles ned av den kalde væsken. Med væskekjøling helt inntil datautstyret kan temperatur på isvannet heves, og i noen tilfeller nok til at behovet for mekanisk kjøling faller bort [10]. Uten kompressor oppnår man lavere energiforbruk og mindre vedlikeholdsbehov [10]. Dersom det er behov for lave temperaturer må det vises aktsomhet mot eventuell kondensering av vann på utsiden av rørene. Trenden er at kjøletettheten i hvert enkelt serverskap øker. Dermed kan også den totale kjølebelastningen på et serverrom øke. Ved høyere tetthet på kjølebehovet kan det etterhvert bli nødvendig med væskekjøling på grunn av dimensjonering, med andre ord det er ikke praktisk mulig å fjerne nok kulde med luftkjølere, såkalte CRAC-enheter (Computer Room Air Conditioner) [11]. Derfor er enkelte villige til å ta risikoen som det innebærer å ha vann i direkte nærhet til datautstyret. Siden en vannlekkasje vil kunne være svært ødeleggende i et datarom, er det en fordel med sekundærmedier som ikke leder elektrisitet, for eksempel CO<sub>2</sub>.

Det er mulig å kombinere luftkjøling og væskekjøling ved at man kjører kald væske fra kjøleaggregatet i rør inntil datautstyret som trenger nedkjøling. Der plasserer man små vifter som blåser kald luft over rørene og på datautstyret [9].

### 3.3 Forbedring

Rammebetingelsene er det som avgjør hvor effektiv en kjølekrets blir. Temperaturen inne på datarommet har ofte blitt vedtatt på grunnlag av konservative anbefalinger fra produsenten av datamaskinene og ikke hva som virkelig er behovet. En økning på temperaturen med 1 °C vil kunne redusere kjølebehovet 2-5 % [12]. Tidligere har man antatt at heving av temperatur vil føre til en eksponentielt stigende risiko for sammenbrudd (typisk at for 10 °C øking av temperatur øker risikoen for sammenbrudd med 50 %) [12], men det er mer riktig å anta en lineært stigende risiko [12]. Store selskaper som Google har hevet temperaturen for å spare energi [13]. En faktor som er vel så viktig som set-punkt-temperatur for driftssikkerhet er at temperaturen ikke varierer [12].

Et tiltak for å kunne forbedre kjølingen i et datasenter er å simulere luftstrømmene med CFD (Computational Fluid Dynamics) for å få en oversikt over hvor luften eventuelt blandes. Avhengig av resultatet av CFD-analysen er det vist at det er mulig å spare mye energi på tiltak som å heve luftuttaket for å endre strømningsmønsteret, sperre av de delene av serveren som ikke brukes med et panel, og eventuelt se på om det er mulig å regulere lasten på enhetene som blåser ut luften [13]. Med CFD-analysen kan man for eksempel avdekke om den kalde luften faktisk blåser gjennom kabinettene, eller om den bare blåser rett forbi.

Hvis man har tilgjengelig et sted å dumpe varme som har lavere temperatur enn det skal kjøles ned til, er det mulig å spare mye energi på såkalt frikjøling. En måte å benytte frikjøling er ved at det benyttes en varmeveksler mot varmesluket som er tilgjengelig (for eksempel uteluft), da trenger man bare effekt til sirkulasjonspumper for å drive kjølemediet gjennom varmeveksleren. Det er også vanlig at frikjøling og kjølekrets kombineres, slik at anlegget kjøres på frikjøling under en viss temperatur. Googles nye serversentral i Hamina i Finland bruker frikjøling fra vannet i Finskebukta [13]. Facebook bygger en stor datasentral i Luleå i Nord-Sverige hvor de i stor grad vil benytte seg av frikjøling [14]. Det er også mulig å bruke såkalt fri luftkjøling, slik at man tar inn uteluften direkte til datasenteret. Det kan være noe ekstra risiko ved dette, blant annet kan det følge med inn forurensing som kan skade datautstyret.

Datasentraler som bruker fri luftkjøling må også tåle en god del mer variasjoner både med tanke på temperatur og luftfuktighet [15].

For ikke å miste kjølekapasitet de varmeste dagene, spesielt i varme klima, er det mulig å benytte seg av fordampingskjøling. Det vil si at man utnytter at vann tar opp varme når det fordampes til å kjøle ned luften. Dette er mest aktuelt i varme klima og gir høyest virkningsgrad når det er lav luftfuktighet, siden forskjellen da er størst mellom faktisk temperatur og våt-kuletemperatur.

Tradisjonelt har nedkjølingen til datasentralene blitt regulert av temperaturen som blir lest av en sensor som sitter der luften går ut av rommet. For i framtiden å kunne få en mer effektiv nedkjøling, er det mulig å spare mye energi på å regulere temperaturen lokalt i serverrommet, etter behov [16]. Dette krever økte investeringer og et mer avansert ventilasjonssystem. Lokal regulering gjør det lettere å forhindre at det oppstår såkalte «hot spots». Noen steder i kabinettene blir ekstra varme, det er disse stedene som kalles «hot spots». Med tradisjonell luftkjøling må man senke sett-punkt-temperaturen i hele datasentralen for å hindre at disse blir for varme. Det er vanlig å installere små vifter i nærheten av «hot spots» når luft er kjølemediet.

T. Cader m.fl. [10] har studert muligheten for å etter-installere væskekjøling i et eksisterende datasenter som benytter tradisjonell luftkjøling [10]. Man benytter da det eksisterende rørrettet som er tenkt til distribusjon av isvann til luftkjølerne, og utformingen og dimensjoneringen av dette eksisterende rørrettet er avgjørende for om det er praktisk mulig å gjennomføre. Det er også nødvendig at det ikke er vegger og lignende som hindrer at man legger nye rør som går til kabinettene. Trykkfallet over systemet vil kunne bli noe større ved væskekjøling så pumpene må eventuelt byttes ut. Nedetiden på datasenteret i forbindelse med en slik omlegging trenger ikke være spesielt lang (noen timer) [15]

I en spørreundersøkelse utført av Uptime Institute blir 1100 eiere og drivere av datasentraler spurt hva de gjør for å spare energi, eller hva de kommer til å gjøre i løpet av de neste tolv måneder. De tre desidert vanligste tiltakene er å innføre kalde og varme soner, høye lufttemperaturen inne på datarommet og turtallsregulere vifter og pumper [6].

### 3.4 CO<sub>2</sub> som kjølemedium

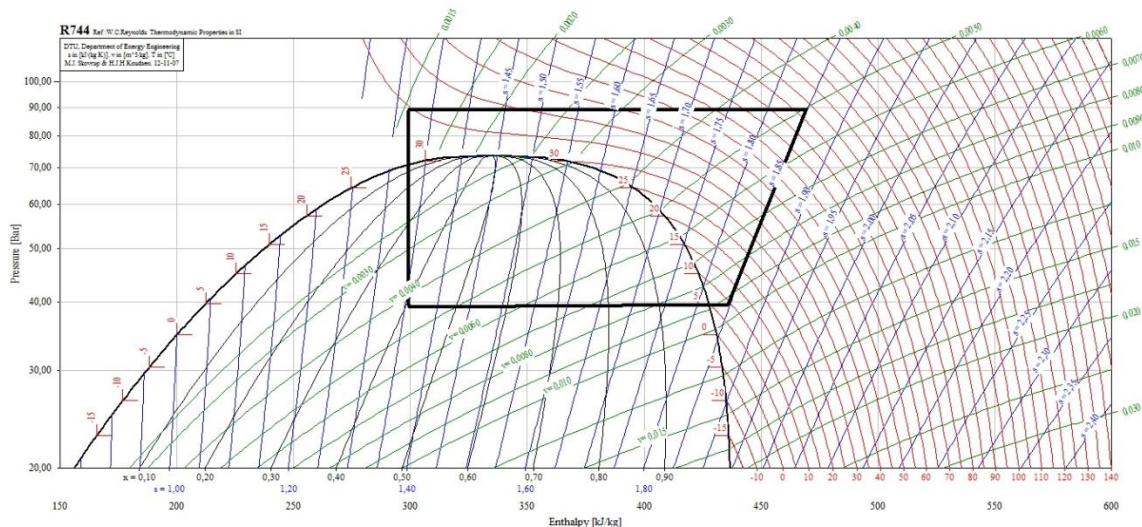
CO<sub>2</sub> som kjølemedium er ikke en ny oppfinning. Det var mye brukt på begynnelsen av 1900-tallet. I 1938 kom bruken av KFK-kjølemediet R-12, og etter andre verdenskrig tok de syntetiske kjølemediene HKFK og HFK, helt over markedet. Mye på grunn av at det var problematisk å håndtere det høye trykket som man må ha med CO<sub>2</sub> som kjølemedium [17]. Etter hvert innså man at HKFK og HFK hadde negativ innvirkning på miljøet. De er svært skadelig for ozonlaget, og bidrar også til global oppvarming. De syntetiske kjølemediene har blitt, og blir stadig faset ut. KFK og HKFK ble vedtatt forbudt i 1987 i Montreal-protokollen. I 2006 vedtok Europaparlamentet at R-134A skal fases ut. Naturlige kjølemedier har kommet på banen igjen, og rundt 1990 re-introduiserte Prof. Gustav Lorentzen bruken av CO<sub>2</sub> som kjølemedium [18]. Et av argumentene for å bruke CO<sub>2</sub> som kjølemedium er at CO<sub>2</sub> er en vanlig gass i naturen, og derfor er det ingen skjulte bieffekter ved utslipp.

Etter hvert er ikke CO<sub>2</sub> «bare» et miljøvennlig alternativ, men forbedringer av kjølesyklusen har gjort det til et interessant kjølemedium med tanke på energieffektivisering. En del av kjølemediene som blir brukt i dag er i motsetning til CO<sub>2</sub> veldig dyre i innkjøp. CO<sub>2</sub> er registret som R-744 i ASHRAE sitt kjølemedie-system. [19, 20]. Begrepet GWP står for *Global Warming Potential* og er et mål på hvor stor innvirkning 1 kg av et stoff har på global oppvarming i forhold til 1 kg CO<sub>2</sub>. CO<sub>2</sub> har GWP lik 1. Et av hovedargumentene for å fase ut KFK- gassene var at mange av disse gassene har ozon-nedbrytende effekt. CO<sub>2</sub> har ikke denne effekten, ODP for CO<sub>2</sub> er lik 0. Dersom det ikke produseres CO<sub>2</sub> for kjøleanlegget, men CO<sub>2</sub> som ellers ville blitt sluppet ut fanges, vil GWP være lik 0.

Tabell 1 Egenskaper til forskjellige kjølemedier [21].

Kjølemedium	T <sub>kritisk</sub> [C]	P <sub>kritisk</sub> [bar]	Fordampingsvarme[KJ/Kg], 0 °C	Molekylær masse	GWP
CO <sub>2</sub>	31,7	73,8	377,3	44	1
Ammoniakk	132	113,3	1261,7	17	0
R-134A	101,1	40,6	198,4	102	1300
R-410A	71,4	49,5	221	73	1890

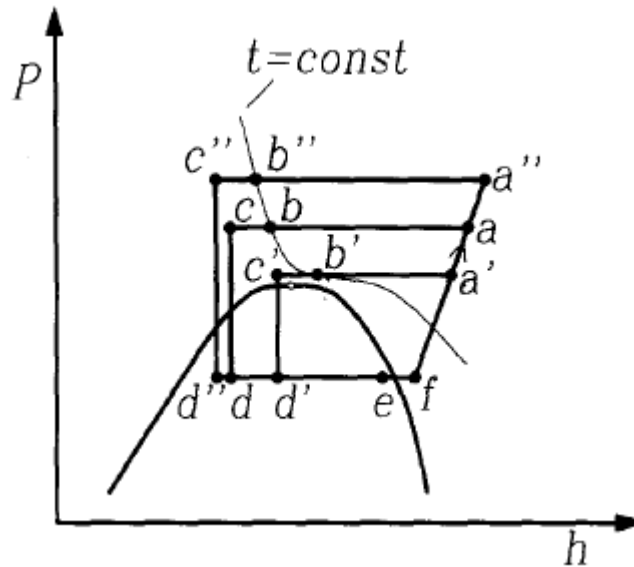
Kritisk punkt for CO<sub>2</sub> har lav temperatur og høyt trykk sammenlignet med andre kjølemedier. Temperaturen er 31.1 °C og trykket 73.5 bar. Det vil si at alle sykluser der kondenseringstemperaturen er over ca. 30 °C, er transkriske og har en gasskjøler i stedet for en kondenser. I en transkristisk syklus får man ikke som ved tradisjonell kjølesyklus konstant temperatur ved varmeavgivelse (kondensering), men varmen avgis med glidende temperatur. Et annet kjennetegn med CO<sub>2</sub> er det relativt høye trippelpunktet. Det ligger på -56 °C. Det betyr at CO<sub>2</sub> ikke kan bli væske, men går rett fra fast stoff til gass ved temperaturer under -56 °C.



Figur 2 Transkristisk syklus med CO<sub>2</sub> i log P-H-diagram, figuren er laget i Rnlib

En komponent som er forskjellig i en CO<sub>2</sub>-syklus fra en kjølesyklus med tradisjonelle kjølemedier, er ekspansjonsventilen mellom gasskjøleren og fordamperen. Det er denne som regulerer massestrømmen gjennom syklusen. Den skal optimere det høye trykket ut i fra hva som gir best COP. Grunnen til dette er at i en CO<sub>2</sub>-syklus vil COP endres dersom man endrer trykket, men holder temperaturen til CO<sub>2</sub> gassen som kommer ut fra gasskjøleren konstant, se Figur 3. Det er vanlig å bruke jevntrykksventil eller differanseventil. Disse typer ventiler regulerer etter høytrykket, og derfor kan man risikere at det ikke kommer riktig strømning inn på fordamperen. Man trenger derfor en væskeakkumulator som virker som en buffer når man endrer massestrømmen, den vil kunne sikre at det strømmer riktig væskemengde inn på fordamperen.





Figur 3 Varierende høytrykk gir varierende COP. Figur hentet fra Lorentzen [22].

For enkelte kjølemedier er det lønnsomt å legge inn en intern-varmeveksler mellom sugegassen og kjølemediet etter kondenseren (eller gasskjøleren i tilfelle med CO<sub>2</sub> transkritisk). Det gir to effekter, den ene er at kjølekapasiteten øker, den andre effekten er at kompressorarbeidet øker. Om det er lønnsomt eller ikke avhenger mye av kjølemediet, men også rammebetingelsene. For R-134A kan det lønne seg, for ammoniakk lønner det seg aldri. For CO<sub>2</sub> transkritisk syklus gir det en markant øking i COP hvis det blir gjort riktig, siden det bidrar til å senke optimalt høytrykk og derfor også kompressorarbeidet [18]. Et viktig bidrag for å finne høytrykket som gir best COP er gjort av Liao m. fl. [23]. De viser at det optimale høytrykket er en funksjon av disse tre faktorene, temperatur på CO<sub>2</sub> ut av gasskjøleren, fordampingstemperatur og kompressoregenskaper.

Dersom man ser på en kurve som viser  $\Delta T_{\text{sat}}/\Delta P$ , vil den ha en svært lav helning for CO<sub>2</sub>. Det betyr at temperaturen i CO<sub>2</sub> er lite følsom for trykkendring i forhold til andre kjølemedier. Dette er en viktig grunn til at kjølekretser med CO<sub>2</sub> oppnår høye virkningsgrader. Høy hastighet i varmevekslerne gir gode betingelser for varmeoverføring, men CO<sub>2</sub> har egenskaper som gjør at hastigheten ikke bør bli for høy i fordampere. Forholdet mellom tettheten til gass og væske gjør at varmeoverføringen da kan bli svært dårlig.

Den volumetriske kjøletettheten for CO<sub>2</sub> er omtrent fem til åtte ganger høyere enn for R-134A og R-22 ved 0 °C, dette gjør at dimensjonene på komponentene blir mindre, på den måten spares både plass og vekt. Trykknivået er i midlertidig høyt, opp mot 140 bar. Dette gjør at komponentene som skal brukes til CO<sub>2</sub>-kjølesyklus må tåle et betydelig høyere trykk enn komponenter med et tradisjonelt kjølemedium. Men på grunn av at komponentene kan lages mindre er det lettere å lage dem mer robust. Dessuten er ikke trykknivå på 100+ bar ekstremt i en industriell sammenheng [24]. Det absolutte trykket til CO<sub>2</sub> er høyt, men trykkforholdet over kompressoren i en kjølesyklus er lavt og derfor oppnår man høyere kompressorvirkningsgrader med CO<sub>2</sub> enn andre kjølemedier.

Viskositeten til CO<sub>2</sub> er lav, det gjør at pumpearbeidet kan reduseres sammenlignet med tradisjonelle kjølemedier som for eksempel isvann eller glykol [19]. I noen tilfeller er pumpearbeidet til CO<sub>2</sub> redusert til 10 % av arbeidet i forhold til pumper med andre kjølemedier.

CO<sub>2</sub> som kjølemedium er i dag utbredt for kjøling av supermarked. Det er sett på som et alternativ for air condition i bil [24] og i tog, og til å kjøle ned brusautomater. Siden varmen i en transkritisk syklus avgis ved glidende temperatur, er CO<sub>2</sub> svært godt egnet som varmepumpe til oppvarming av vann.

Når det gjelder videre utbredelse av CO<sub>2</sub> til datakjøling kan det være en hake. Det ser ut til at en stor trend er å heve temperaturen inn på datasentrene, slik at fordampingstemperaturen til kjølemediet kan heves. Utviklingen skjer mot at temperaturen nærmer seg kritisk temperatur for CO<sub>2</sub>, ca. 30 °C. Da vil man ikke få like gunstige betingelser for CO<sub>2</sub>, for eksempel vil ikke kjølingen skje ved konstant temperatur.

CO<sub>2</sub> er helseskadelig bare i høye konsentrasjoner. Det er heller ikke brennbart. Det var derfor populært å bruke CO<sub>2</sub> på kjøleskip på begynnelsen av forrige århundre. CO<sub>2</sub> fortrenger luft så eventuelle sikkerhetsventiler må plasseres med omhu slik at ikke for eksempel et trapperom fylles med CO<sub>2</sub> [4]. CO<sub>2</sub> er luktfritt og usynlig, så det bør installeres sensorer som kan avdekke en lekkasje [25]. CO<sub>2</sub> fortrenger luft, men likevel skal det ikke mye luftstrøm til før det ikke er noe problem. Sensorer er enklest å installere omtrent 1,2 m over bakken der folk puster [26].

For CO<sub>2</sub>-sykluser finnes det en del tiltak for å forbedre COP. Et vanlig tiltak er å dele kompresjonen og ekspansjonen opp i to trinn. Det er vanlig å gjøre det når trykkforholdet mellom fordampetrykk og kondenseringstrykk er over 5. Man kan redusere tapene med rundt 50 % på flere trinns kompresjon og ekspansjon [27]. Det er også mulig å bytte ut ekspansjonsventilen med ekspander som reduserer strupingstapet etter gasskjøleren. Dette kan være en turbin som leverer arbeid til en del av komprimeringen, eller det kan være en ejetor som løfter trykknivået til fordamperen.



## 4 Teori

### 4.1 Økonomiske betraktninger

For å avgjøre hvilke investeringer som gjøres på et kjøleanlegg må det alltid først gjøres en investeringsanalyse. Her kommer en gjennomgang av vurderingene som gjøres i dette prosjektet. Informasjonen som ligger til grunn for dette kapitlet er hentet fra Stene [21, 28] og Novakovic [29].

Først må man legge til grunn hvilken situasjon en gitt systemløsning vil gi. Det vil si, hvilke forutsetninger gjelder for energibruken, kuldeytelsen, investeringskostnader osv. Deretter utføres en økonomisk analyse. Levetiden til et anlegg er bestemt ut i fra hvor lenge anlegget er forventet å gi økonomisk gevinst. Forventet levetid for mellomstore og store kjøleanlegg er 15-20 år.

For å gjøre økonomiske betraktninger av de forskjellige anleggene i dette prosjektet, settes dagens anlegg som et nullpunkt, siden dette er et tradisjonelt datakjølingsanlegg. Deretter sammenlignes de to ulike systemene med CO<sub>2</sub>. Investeringskostnaden vil være differansen mellom dagens anlegg og et CO<sub>2</sub>-system. Eventuelt spart energi og differanse i servicekostnader vil være årlige driftskostnader.

Ved å beregne nåverdi, beregner man alle framtidige kontantstrømmer til dagens verdi, korrigert med rente. Se Formel 4.1. Så legger man sammen beløpene og dersom nåverdien til et anlegg er større enn 0 er anlegget lønnsomt. Dersom nåverdien er negativ vil anlegget ikke lønne seg økonomisk. Å beregne nåverdi er en av de vanligste måtene for å beregne om et prosjekt er lønnsomt og å sammenligne forskjellige investeringer mot hverandre.

$$NV = B_n + S - I_0 \quad \text{Formel 4.1}$$

*NV – Nåverdi*

*B – Årlige kontantstrømmer justert for renter*

*S – anleggets restverdi etter n år*

*I – Investeringskostnader, inkludert MVA (moms)*

Renten som benyttes til å kalkulere kostnad for en bedrift skal korrigeres for kostnaden det innebærer å binde kapital samt energiprisen. Slik virker energiprisen inn på om et anlegg er lønnsomt eller ikke. Høy energipris gjør at høyere investeringer lønner seg i forhold til situasjoner med lav energipris.

De årlige kostnadene blir korrigert for renter ved å bruke annuitetsfaktoren, *a*. Se Formel 4.2. Årlig netto inntjening, *B* er årlige inntekter minus årlige kostnader. I bygg med eksisterende kjøleanlegg er årlige inntekter hvor mye man sparer på å bruke mindre energi i det nye anlegget i forhold til det eksisterende. Årlige kostnader er service og eventuell etterfylling av kjølemedium.

$$a = \frac{r}{1 - (1 + r)^{-n}} \quad \text{Formel 4.2}$$

*a - annuitetsfaktor*

*r – rente korrigert for kostnad ved å binde kapital, realrente*

*n- økonomisk levetid*

Ved å kombinere får man

$$NV = B \cdot \left( \frac{1 - (1 + r)^{-n}}{r} \right) + S \cdot (1 + r)^{-n} - I_0 \quad \text{Formel 4.3}$$

I Formel 4.3, er årlige netto inntjening justert for hvert år av anleggets levetid, restverdien av anlegget er bare justert for verdien ved levetidens slutt. Investeringen skal skje nå, så den skal

ikke justeres fra framtid til nåtid. For kjøleanlegg er det vanlig å sette verdien ved levetiden slutt lik null. Desto lavere renten er, desto mer blir framtidige inntjeninger til et anlegg verdt. Ved høy rente vil det si at et anlegg som kan lønne seg målt i kroner, ikke har positiv nåverdi fordi selskapet har høyere krav til avkasting. For et anlegg vil økt levetid gjøre at renten betyr mer og investeringen mindre.

Som et mål på hvor raskt man får pengene man har investert tilbake, bruker man inntjeningsstid. Det vil bare si at man setter NV i Formel 4.3 lik null, og deretter løser ut for n. Da får man ligningen i Formel 4.4

$$IT = \frac{\ln\left(\left(1 - \frac{I_0}{B} \cdot r\right)^{-1}\right)}{\ln(1+r)} \quad \text{Formel 4.4}$$

*IT- Inntjeningsstid*

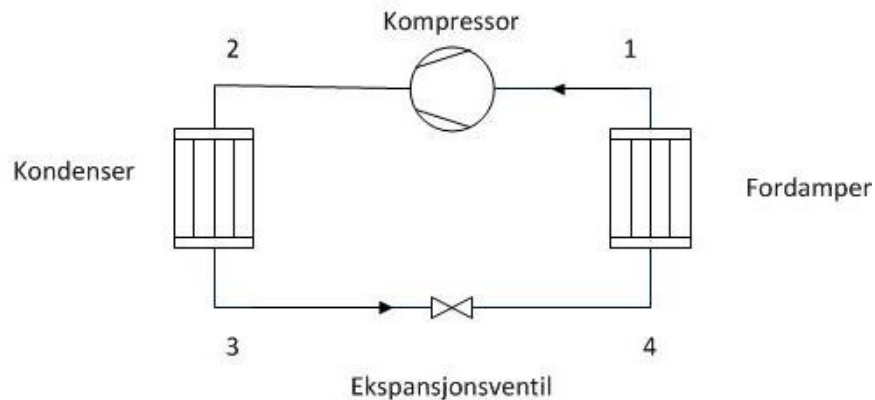
Følsomhetsanalysen gir tall på hvor høy investering man kan gjøre for at de årlige kontantstrømmene B vil gjøre at nåverdien blir lik null.

$$I_0 = \frac{B}{a} \quad \text{Formel 4.5}$$

Følsomhetsanalysen gir også en oversikt over hvor følsom investeringen er i forhold til å være lønnsom når verdien på rente, energipris, investeringskostnad, anleggets levetid og årlig energibesparelse.

## 4.2 Grunnleggende kjølesyklus

I beregningene er det henvist til punkter 1, 2, 3 og 4. De er som i Figur 4



Figur 4 Kjølesyklus

I en vanlig kjølesyklus går kjølemediet inn i en kompressor der det blir komprimert til et høyere trykk (1-2). Kompressoren blir tilført arbeid. Når kjølemediet har høyt trykk kondenserer det mot et annet medium som er kaldere (2-3). Her avgir kjølemediet varme, og det er dette som kalles den varme siden på en kjølesyklus. Deretter ekspanderes kjølemediet til et lavt trykk (3-4), hvor det fordamper (4-1). Her tas varme opp i kjølemediet, og dette er den kalde siden av en kjølesyklus. Med en slik syklus får man mer kjøling enn man bruker arbeid, derfor er det lite hensiktsmessig med en virkningsgrad som går fra null til en, man opererer heller med COP, som ofte er og bør være høyere enn 1. Mengden varme som avgis i kondenseren er lik varmen som blir tatt opp i fordamperen pluss arbeidet som tilføres kompressoren.

$$COP = \frac{Q}{W}$$

Formel 4.6

En kompressor er en volum-maskin, det vil si at kapasiteten til en kompressor avhenger av volum og ikke hvor mye masse den klarer å levere. En kompressor leveres med et slagvolum, som er hvor stort volum den kan håndtere i løpet av et tidsintervall. Men av ulike grunner utnyttes ikke



hele slagvolumet, derfor trengs en volumetrisk virkningsgrad, den kalles leveringsgraden, og finnes slik:

$$\lambda = \frac{\frac{\dot{Q}}{(h_4 - h_1)}}{\frac{V}{v_1}} \quad \text{Formel 4.7}$$

En kompressor har også ulike tap forbundet med arbeidet, de tas hensyn til med isentropisk virkningsgrad. Kompressorarbeidet blir da:

$$\dot{W} = \frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{is}} \quad \text{Formel 4.8}$$

Kuldeytelse regnes ut slik:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda \cdot V}{v_1} \cdot (h_1 - h_4) = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad \text{Formel 4.9}$$

Kompressoren må oljes og avhengig av type system må systemet alltid bygges opp med tanke på effektiv oljeretur. Som en del av et oljereturssystem er det viktig at rørdiameteren er riktig dimensjonert, slik at hastigheten på kjølemediet blir høy nok for å få et trykktap som gjør at oljen «blir med» kjølemediet. Det er viktig å ta hensyn til kjølemediet og driftsforhold når det velges hvilken olje som skal benyttes.

### 4.3 Varmetransport

Varme er energi, og likningene for varmetransport tar utgangspunkt i prinsippet om bevaring av energi.

Den generelle formelen, Formel 4.10 gjelder for å finne hvor mye varme som blir transportert av et medium. Temperaturdifferansen mellom før og etter varmevekslingen er proporsjonal med hvor mye varme som er avgitt.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad \text{Formel 4.10}$$

Før å finne varmestrømmen gjennom et areal bruker man Formel 4.11. Denne gjelder alle geometriske former og alle materialer. Verdien som endres med blant annet materiale, geometrisk form og strømningsforhold er varmegjennomgangstallet, også kalt U-verdi. Varmestrømmen er proporsjonal med temperaturdifferansen. Denne formelen brukes for eksempel til å finne varmestrømmen gjennom en bygningsvegg.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad \text{Formel 4.11}$$

Varmeledningsmotstand er invers av varmeledningsevne.

$$U = \frac{1}{R_{t,cond}} \quad \text{Formel 4.12}$$

Varmeledningsmotstanden for sylindrerformede gjenstander, regnes ut med Formel 4.13. Det er denne som benyttes for å finne varmestrøm radielt gjennom rør [30].

$$R_{t,cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \quad \text{Formel 4.13}$$

*k er en materialkonstant*

For å finne areal på varmevekslere ved glidende varmeovergang (hvor temperaturen endres på mediene som varmeveksler underveis i varmeveksleren) benyttes logaritmisk middeltemperaturdifferanse (LMTD) mellom de to mediene som varmeveksler.

$$LMTD = \frac{\Delta T_{inn} - \Delta T_{ut}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{inn}}{\Delta T_{ut}}\right)} \quad \text{Formel 4.14}$$

Formel 4.15

$$\Delta T_{inn} = T_{luft,ut} - T_{CO_2,inn}$$

$$\Delta T_{ut} = T_{luft,inn} - T_{CO_2,ut} \quad \text{Formel 4.16}$$

Arealet regnes da ut med Formel 4.17.

$$A = \frac{Q}{U \cdot LMTD} \quad \text{Formel 4.17}$$

I varmevekslingen må det være energibalanse. Dersom det er snakk om å kjøle luft og kondensere/gasskjøle mot luft blir Formel 4.5, 4.12 og 4.13 være oppfylt. Det vil si at det må være balanse mellom varme avgitt av luften som kjøles ned eller varmes opp, varme avgitt eller tatt opp av kjølemediet, og temperaturdifferansen i selve varmeveksleren.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_{p,luft} \cdot \Delta T \quad \text{Formel 4.18}$$

$$Q = \dot{m}_{CO_2} \cdot \Delta h \quad \text{Formel 4.19}$$

Ved å kombinere 4.5, 4.12 og 4.13 får man Formel 4.20.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{luft} \cdot c_{p,luft} \cdot \Delta T = \dot{m}_{CO_2} \cdot \Delta h = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD} \quad \text{Formel 4.20}$$

#### 4.4 Trykktap i rør

For å finne trykktapet knyttet til friksjon i rør brukes boka Fluid Mechanics skrevet av White [31]. Trykktapet er utledet av energibalanse i strømnings, mer utfyllende informasjon om dette temaet finnes i boka. Grunnen til at det er viktig å kjenne trykktapet i et rør er at høyere trykk gir høyere metningstemperatur. I tillegg er det viktig for å kunne dimensjonere sirkulasjonspumper.

$$\text{Re}_d = \frac{\rho V d}{\mu} \quad \text{Formel 4.21}$$

$$h_f = f \frac{L \cdot V^2}{d \cdot 2 \cdot g} \quad \text{Formel 4.22}$$

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot h_f \quad \text{Formel 4.23}$$

For å finne friksjonskonstanten, kan det brukes et diagram fra fluidmekanikken som kalles Moodys diagram [31].

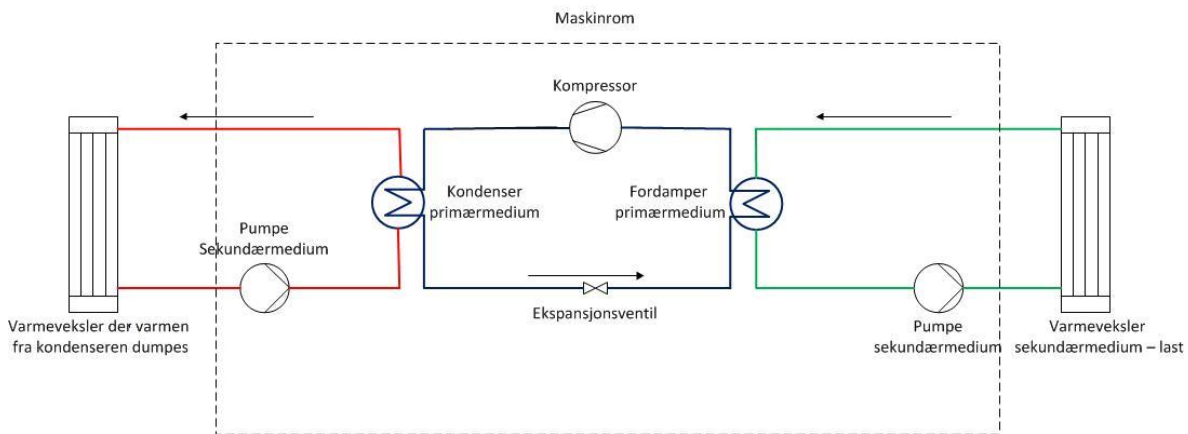
Friksjonskoeffisienten er avhengig av Reynoldsnummer og en materialkonstant som finnes i tabell.

I forbindelse med dette arbeidet er det laget et regneark med Excel som beregner trykktapet i rør med CO<sub>2</sub> som kjølemedium. I dette regnearket brukes Haalands formel for å finne friksjonskoeffisienten  $f$ , se White [31] i stedet for Moodys. Dette er fordi Haalands formel er enklere enn Moodys, og varierer mindre enn 2 % fra denne. For bend legges det til en korreksjonslengde som blir hentet fra tabell. Verdien på materialkonstanten,  $k$  er for rustfritt stål på 0,002 mm.

## 4.5 Indirekte system

Teorien om indirekte kjøling er tatt med i denne rapporten, siden dette er den type kjøling som blir brukt på datasentralen i Trondheim som studeres i dette prosjektet. Indirekte system med CO<sub>2</sub> har blitt utviklet kommersielt for dataromskjøling og brukes i dag, men det er ikke utbredt.

Litt avhengig av hva som er selve arbeidsmediet i kjølekretsen kan man ha en sekundærkrets både på fordampersiden og på kondensersiden. Det er vanlig å bruke glykol som sekundærmedium på kondensersiden, siden det er et frostsikkert medium. Vann er vanlig å bruke på fordampersiden, så lenge temperaturen ikke er i nærheten av 0 °C.



Figur 5 Prinsippkisse av indirekte kjøling

Med et indirekte system har man større fleksibilitet på hvilket kjølemedium man bruker i selve kjølesyklusen, fordi kjølemediet ikke trenger å bli sirkulert i lokalet, men bare sirkulere inne i et maskinrom. Det er en stor fordel hvis det for eksempel er et giftig eller miljøskadelig stoff som brukes i kjølesyklusen. Fyllingsmengden til kjølemediet blir mye mindre.

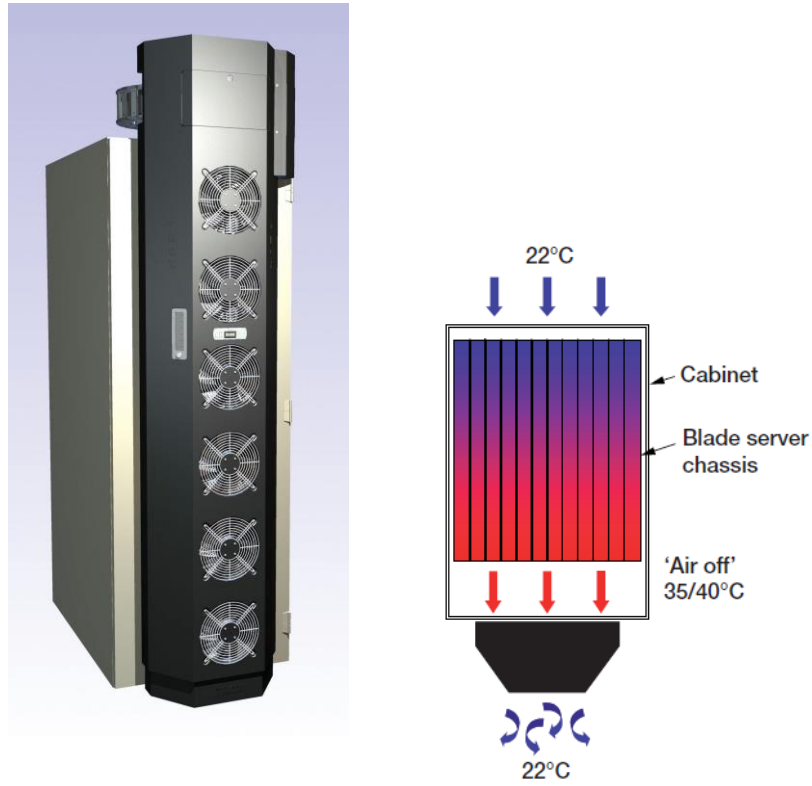
I et indirekte system er det behov for en sirkulasjonspumpe. Pumpearbeidet finnes ved å bruke Formel 4.24. I tillegg er det termodynamiske tap i de ekstra varmevekslerne som trengs.

$$\dot{W}_{Pumpe} = \Delta p \cdot \dot{V} \cdot \eta_{Pumpe} \quad \text{Formel 4.24}$$

Det er gjort en studie av hvordan et indirekte system med CO<sub>2</sub> som sekundærmedium fungerer til kjøling av dataservere av Jeong m. fl. [32]. De har laget en matematisk modell som viser trykktap, massestrømmer, volumstrømmer osv. for datakjøling med CO<sub>2</sub>. I deres system brukes ikke en mekanisk kjølesyklus, men CO<sub>2</sub>-gassen kondenserer mot vann som sirkulerer ved hjelp av pumpe, og varmeveksler mot uteluft. Med andre ord det er ingen kompressor i systemet. I dette systemet blir serverne kjølt ned av en fordampner som står mellom serverskapene.

For kjøling av datasentraler har indirekte kjøling med CO<sub>2</sub> blitt utviklet kommersielt av et firma, TROX AITICS, se Figur 6. De har brukt R-134A i primærkretsen, og CO<sub>2</sub> er sekundærmedium som fordampner i kabinettveggen på serverskapene. Vifter som er innebygde i «skapdøren» skal sørge for gjennomstrøm av luft. Her har de oppnådd serverskap som skal kunne takle 30-40 kW kjølebehov. Men på grunn av at ledelsen i selskapet ikke så nytten av CO<sub>2</sub> som kjølemedium og at selskapet i tillegg anså det som en risiko å operere med såpass høyt trykk som man må med CO<sub>2</sub>, kuttet de ut produksjonen i 2011 [33].

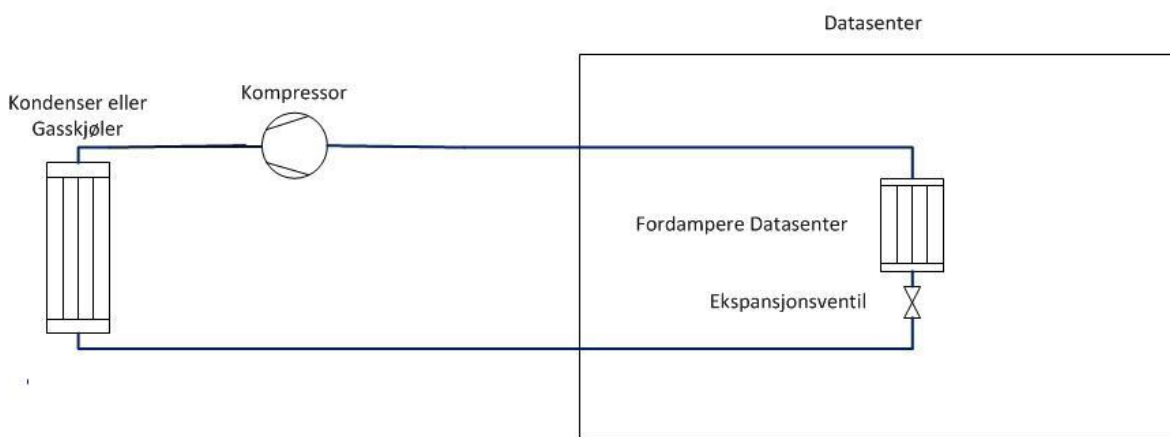
I datasentralen til et firma i Danmark som heter EnergiMidt, har de byttet ut glykol-kretsen med et indirekte system som bruker CO<sub>2</sub> som sekundærmedium. Som kjølemedium brukes propan. Dette systemet har gitt gode resultat, på grunn av gode varmeoverføringsegenskaper med CO<sub>2</sub> har dette gjort at de har kunnet heve temperaturen og det reduserer energibruken [34]. Systemet er nytt og har hatt oppstartsproblemer. Problemet har vært at sirkulasjonspumpa til CO<sub>2</sub>-kretsen, har blitt kjørt på for lavt turtall. Det kommer en rapport om dette anlegget fra Teknologiske institutt i Danmark [35].



Figur 6 Trox Aitcs system for kjøling av serverskap med CO<sub>2</sub> som sekundærmedium.

## 4.6 Direkte system (DX)

Med dette systemet skjer fordampingen av kjølemediet i varmeveksleren der hvor det skal kjøles. Det kalles ofte DX som står for *Direct Expansion*. Grunnen til at det kalles direkte ekspansjon er at mediet går gjennom ekspansjonsventilen rett før det går inn i varmeveksleren [36]. Med et slikt system sirkulerer kjølemediet rundt i hele kjøleanlegget, noe som stiller sikkerhetskrav i forhold til om mediet er brennbart eller giftig.



Figur 7 Prinsippkisse av direkte ekspansjon

Med CO<sub>2</sub> som kjølemedium kan det være hensiktsmessig å bruke internvarmeveksler (IHX) mellom sugegassen og gassen etter gasskjøleren. Men det må vurderes ut fra hvert enkelt anleggs forutsetninger, det vil si fordampertemperatur, temperatur på gassen etter gasskjøleren og hvor høyt trykket er etter kompressoren om det lønner seg. Det lønner seg ikke med subkritisk CO<sub>2</sub> syklus. Med internvarmeveksler vil den volumetriske kjøleevnen øke. Problemet med internvarmeveksler er at høyere temperatur på sugegassen vil føre til høyere gasstemperatur etter kompressoren og påfører syklusen tap. Ved lav temperatur på gassen etter gasskjøleren vil ikke internvarmeveksler gi økt COP. For at internvarmeveksleren skal lønne seg må trykkforholdet være under en gitt verdi, og temperaturen etter gasskjøleren være over en gitt verdi. Sugegassvarmeveksler har imidlertid noen andre fordeler som ikke er termodynamisk [37]. Grunnen til det er at tetthetsforskjellen mellom CO<sub>2</sub>-væsken- og gassen før og etter fordampingen er liten. Derfor vil litt av væsken kunne gå over til gass-siden av fordampingen og fordampingen

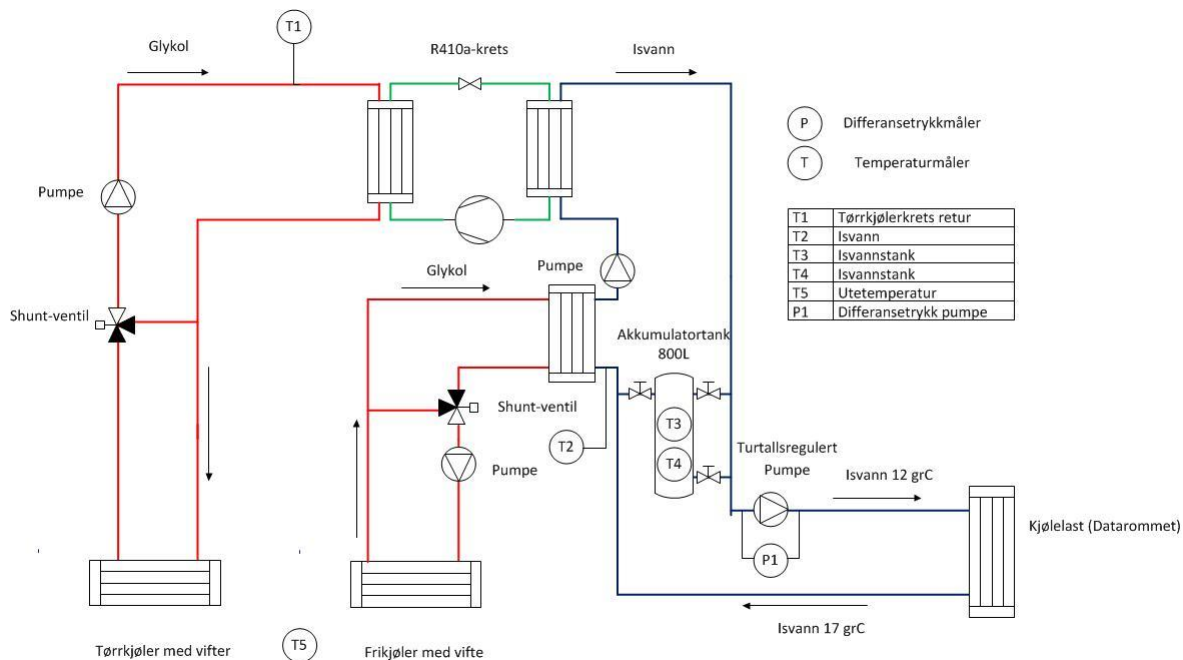


vil ikke skje fullstendig. Da både taper man kjølekapasitet og man kan i verste fall risikere kompressorhavari (slug).

Direkte ekspansjon med CO<sub>2</sub> er blant annet blitt testet av Cecchinato og Corradi [38] for å kjøle ned brusautomater. Til disse brusautomatene blir det brukt billige komponenter, og det resulterer i at syklusen bruker litt mer strøm enn tilsvarende brusautomater med R-134A og R-404A. Men det er først og fremst avhengig av temperaturen til CO<sub>2</sub> etter gasskjøleren, CO<sub>2</sub>-oppsettet blir spesielt mindre energieffektivt ved omgivelsestemperaturer over 25 °C.

## 4.7 Beskrivelse av dagens R-410A-anlegg

Datasenteret som er studert ligger i Trondheim. Det ligger i et bygg som er satt opp bare for å lagre data- og teleutstyr. Det er ingen fast bemanning eller kontorer på bygget. Det er installert to separate kjøleanlegg for å sikre så lite nede-tid som mulig. Et gammelt anlegg, og et nytt fra 2010. Det er det nye anlegget som blir studert i dette prosjektet. Det er et stort server-rom og to andre mindre rom som må kjøles, omtrent 10 kW på hvert rom. Det er estimert at IT-utstyret som står i sentralen totalt trenger 100 kW kjøling. I tillegg varmes bygget opp på varme sommerdager. Det nye anlegget har kjølekapasitet på i overkant av 100 kW ved betingelsene som gjelder for datasenteret.



Figur 8 Forenklet tegning av det aktuelle kjøleanlegget.

Systemet er basert på en kjølemaskin og en frikjøler som er koblet mot en isvannskrets som går inn til luftkjølere på datarommet. Når anlegget beskrives videre, refereres det til instrumentene i Figur 8.

Selve kjølemaskinen, har to parallelle kjølesykluser. Det brukes kjølemedium R-410A, med fylling på 10,1 kg. Hver kjølekrets har sin egen termostatiske ekspansjonsventil og scroll-kompressor, i tillegg til en del ekstra sikkerhetsventiler og lignende.

Temperaturen i isvannstanken, T3 og T4 blir sammenlignet, og den som viser lavest temperatur, er den som det blir regulert etter. Når en av disse temperaturmålerne viser over 14 °C skal begge kjølesyklusene i kjølemaskinen starte.

Varmen fra kjølemaskinen blir dumpet mot en tørrkjølerkrets med 30 % ethylen-glykol, og en utendørs tørrkjøler. Tørrkjølertemperaturen (T1) er satt til 30 °C. For å holde 30 °C reguleres tørrkjølerkretsen først 0-100 % med shunt-ventil, deretter 0-100 % med tre vifter. Dette er regulert på en slik måte at shunt-ventilen regulerer fra 0-20 % og fra 20-100 % reguleres med viftene. Det er verdien til T1 som regulerer shunt- og viftepådraget. Siden settpunkttemperaturen i tørrkjøleren er såpass høy som 30 °C, vil det i praksis aldri skje at utelufttemperaturen er høyere enn temperaturen i tørrkjøleren. Shunt-ventil-reguleringen er der for at temperaturen i T1 ikke skal bli for lav. Pumpa i tørrkjølerkretsen går hele tiden, uavhengig av om anlegget kjører 100 % frikjøling. Grunnen er at dette skal føre til at det blir mindre sjanse for at pumpa slutter å fungere.

Det er lagt til rette for frikjøling, når utelufttemperaturen tillater det. Slik reguleringen er satt nå skal pumpa i frikjølerkretsen gå når utelufttemperaturen er 2 °C lavere enn T2. En egen varmeveksler er satt opp utendørs for frikjøling. Frikjølerkretsen reguleres med shunt-ventil (0-100 %) og vifter (0-100 %). Temperaturen i isvannstanken, T3 eller T4 regulerer pådraget til disse. Isvannskretsen er laget slik at det er mulig å benytte frikjøling samtidig som kjøleanlegget kjøres. Slik reguleringen er tenkt nå skal frikjølingen dekke 100 % ved 4 °C utelufttemperatur. Det vil si at kjølemaskinen skal skrus helt av ved temperaturer under 4 °C ute.

Som sekundærmedium sirkulerer isvann først til en isvannstank på 800 liter, deretter først og fremst til hovedrommet hvor det er utplassert luftkjølere (Figur 9). Grunnen til at det er en isvannstank er at den skal virke som en slags buffer slik at kompressorene ikke må skues av og på for ofte.

Når det kalde isvannet kommer fram til datarommet varmeveksler det mot luft i luftkjølere som står plassert på siden av rommet. Luftkjølerne har egen intern regulering etter temperaturen. Luftkjølerne blåser den kalde luften ut under gulvet, og her er det både hull og gitter som luften strømmer opp gjennom. Luftinntaket er på toppen av luftkjølerne. En del av datautstyret som trenger ekstra kjøling har plassert egne små vifter. Det er ikke delt opp i varme og kalde soner, men luften strømmer opp mellom hvert kabinett.

Egne pumper sørger for sirkulasjonen i de forskjellige kretsene. Pumpene er satt opp slik at det er to pumper med like stor effekt som står ved siden av hverandre, med unntak av frikjølingskretsen som bare har en pumpe. Det reguleres slik at begge pumpene i hvert par skal få lik driftstid for å sørge for lik slitasje. Pumpa til isvannskretsen som går til datarommet er turtallsregulert etter differansetrykket i P1, resten er av-/på-regulert.

Rørene er isolert med 12 mm neoprengummi og er laget av stål.

Leverandøren av kjøleanlegget har beregnet at energiforbruket til kjøleanlegget er 173 235 kWh i året. Årlig kjølebehov er beregnet av leverandøren til 876 000 kWh. De har tatt utgangspunkt i at effektbehovet til kompressoren er 30 kW når begge kompressorene går. Videre antas det av leverandøren at anlegget kjøres på 100 % kapasitetsutnyttelse, det vil si 100 kW året rundt. Når det er under 4 °C kjøres anlegget på frikjøling, og summerer man alle timer i Trondheim i løpet av et år med gjennomsnittstemperatur under 4 °C utgjør dette 130 dager. Frikjølingen drar 1,2 kW effekt. På dette sparer man 89 856 kWh i løpet av de  $130 * 24$  timene som anlegget går i frikjølermodus.



Figur 9 Maskinrommet til datasentralen



Figur 10 Radene med datautstyr. Kald luft kommer opp fra gulvet.

Alle kjølekabinettene på serverrommet har egne vannlekkasjedetektorer på gulvet, som vil stenge vanntilførselen dersom de oppdager en vannlekkasje.

Bygget som datasentralen står i er laget av teglstein. På en av veggene på hovedrommet er det vinduer. Det er litt ventilasjon i rommene med datautstyr, denne er giret helt ned og leverer omtrent 200 m<sup>3</sup>/time. Innvirkningen som ventilasjonen har på kjølelasten vil være som følger

$$P_{Ventilasjon} = V_s \cdot \rho_{luft} \cdot c_{p,luft} \cdot (T_{ute} - T_{inne}) \quad \text{Formel 4.25}$$

$c_{p,luft}$  - spesifikk varmekapasitet luft er 1,004 kJ/kgK ved 0 °C

$\rho_{luft}$  – luftens tetthet er omtrent 1,3 kg/m<sup>3</sup> ved 1 atm og 0 °C

Prisen for et slikt anlegg er oppgitt av Gunnar Karlsen AS til 1,7 mill. kr. i investering. Servicekostnad er 20 000 kr. i året.

## 4.8 Modell av dagens R-410A-anlegg

For å få et godt estimat av hvordan anlegget fungerer, og hvor mye strøm det trekker er det laget en modell i Excel. Her blir energi-behovet regnet ut for hver time gjennom et helt år. Dette skal kunne gi et mer realistisk bilde av hvor mye kjøling anlegget faktisk leverer og hvor mye effekt som dras i forhold til dette i løpet av et år. Det er faktiske klimadata fra byen anlegget ligger i (Trondheim) som er lagt til grunn. Klimadata er hentet fra Meteonorm [39] og er målt et tilfeldig valgt år i Trondheim (år 2005).

Modellen virker slik at hver time, fra første time den 1.januar til siste time den 31.desember får en rad, hver last har sin kolonne, så summeres alle radene med effekt opp, og da blir resultatet energien for et år. En del av kolonnene i modellen for de 5 første av årets 8670 timer er vist i Figur 11 og Figur 12 for å vise prinsippet modellen er laget etter.

Døgn	Time	Temp ute [°C]	Temp inne [°C]	Varme fra datautstyr[kW]	Ventilasjonstap [kW]	Varmetap til omgivelse [kW]	Kjølebehov [kW]
0	1	8,40	21	50	0,91	0,32	48,77
0	2	7,90	21	50	0,95	0,33	48,72
0	3	7,40	21	50	0,99	0,34	48,67
0	4	6,90	21	50	1,02	0,35	48,63
0	5	6,60	21	50	1,04	0,36	48,60

Figur 11 Prinsippet til modellen, kjølebehovet regnes ut, deretter må effekten som dras av kjøleanlegget beregnes (vises i Figur 12).

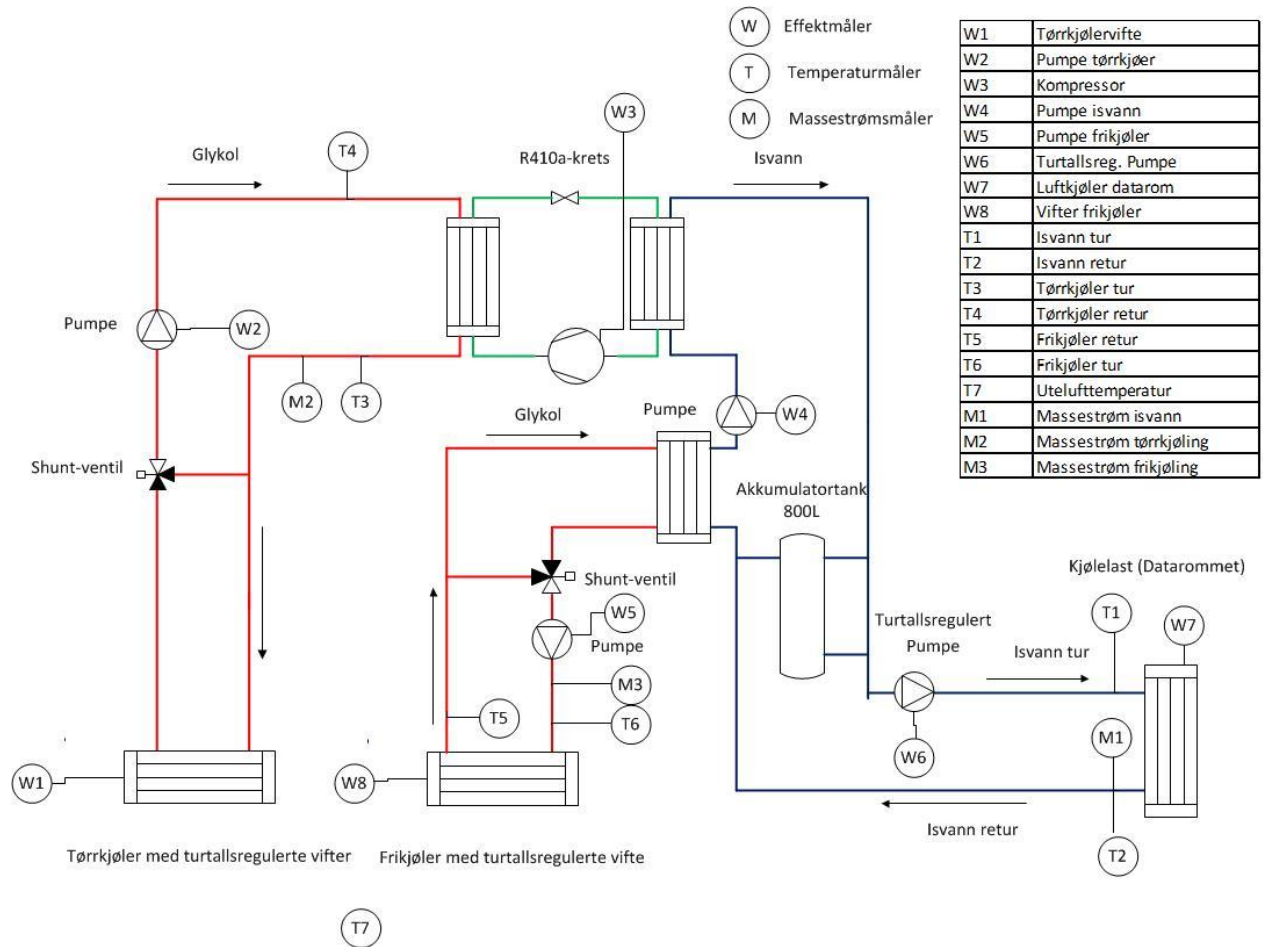
Vifte tørrkjøler [kW]	Pumpe tørrkjøler [kW]	Pumpe frikjøling [kW]	Viftearbeid frikjøler [kW]	Pumpearbeid isvannskrets før ak.tank [kW]
0,28	4,00	3,00	2,30	3,00
0,28	4,00	3,00	2,19	3,00
0,28	4,00	3,00	2,08	3,00
0,28	4,00	3,00	1,98	3,00
0,28	4,00	3,00	1,91	3,00

Figur 12 Denne figuren viser noen av lastene de fem første timene i året, lastene er lagt inn i modellen som funksjoner av kolonnen «Temp ute [°C]» i Figur 11.

Det er lagt inn spesifikt for hvert anlegg hvordan de forskjellige komponentene reguleres i forhold til utelufttemperatur og kjølelast.

## 4.9 Målinger

For å ta gode antakelser og verifisere modellen av kjøleanlegget, er det gjort målinger på anlegget. Hvilke målinger som er gjort på dette anlegget er vist i Figur 13. Der det henvises til målepunkter er de fra Figur 13.



Figur 13 Målinger som var planlagt for å kartlegge kjøleanlegget

Temperaturen blir målt med termoelement type T som sender et spenningssignal til dataloggeren som lagrer dataene. For at temperaturene skal bli så rett som mulig er det viktig at isolasjonen som ligger rundt rørene legges utenpå termoelementene når de måler. Termoelementene er festet til rørene med sølvtape. Stålrørene pusses med sandpapir for å sikre så god kontakt som mulig.



Målingene er gjort mellom stålrørene og isolasjonen. Stålet og isolasjonen har varmeledningsverdier som i Tabell 2.

Tabell 2 Varmegjennomgangstall for materialene som rørene og isolasjonen er laget av [30]

Materiale	Varmeledningskonstant, k [W/mK]
Stål	15
Rørisolasjon, «foamed rubber»	0,032

Som man kan se av Formel 4.13 blir motstanden mot varmeledning større, jo mindre k er. I dette tilfelle er k omtrent 500 ganger større for stål enn for rørisolasjonen, og derfor antas temperaturen som blir målt på stålrøret å være lik temperaturen på isvannet eller glykol-blandingen inne i røret.

Massestrømmen i isvannskretsen, M1 blir målt med et apparat som sender ultralyd gjennom røret og regner ved hjelp av tidsdifferanse ut hva som er massestrømmen inne i røret.

Strømforbruket (elektrisiteten) blir målt med instrument som består av tre strømklemmer og en logger. Strømmen blir målt i sikringsskapet, og instrumentet regner selv ut effekten. Spenningen stilles inn etter en øyeblikkmåling, den antas å være konstant. Strømmen i W2 og W5 måles bare som en øyeblikkmåling, siden de ikke er turtallsregulert vil effekten være den samme når massestrømmen ikke er null. Målingene utføres med tangamperemeter, og dersom de tre fasene har lik strøm kan effekten beregnes med Formel 4.26. Fasevinkelen mellom strøm og spenning,  $\cos \varphi$  finnes ved å måle strøm og spenning samtidig. Det blir ikke gjort i dette prosjektet og derfor antas den å være konstant lik 0,85.

$$P = \sqrt{3} \cdot I \cdot V \cdot \cos \varphi \quad \text{Formel 4.26}$$

Levert kjøling fra isvannskretsen finnes ved å bruke temperaturdifferanse mellom tur- og returtemperaturer i de forskjellige kretsene. Deretter kan man sammenstille verdiene slik at man får energibalanse, som i Formel 4.27.

$$\Delta E = 0 = Q_{Tørrkjøler} + Q_{Frikjøler} - Q_{Isvannskrets} \quad \text{Formel 4.27}$$

Pumpa for isvannskretsen som leverer kjøling til datasenteret er turtallsregulert. Pumpene i tørrkjøler- og frikjølerkretsen er av-/på-regulert. Derfor holder det å måle massestrømmen M2 og M3, en gang mens pumpa er i drift, deretter er massestrømmen når pumpa går kjent. Når pumpa er avskrudd er massestrømmen null. I dette anlegget er det montert TA innreguleringsventiler, og med et «TA-scope» er det mulig å måle massestrømmer i frikjøler- og tørrkjølerkretsene. Sammen med temperaturmålinger og Formel 4.27 finnes kuldeytelsen,  $Q_{\text{isvannskrets}}$ .

Det antas på grunnlag av informasjon fra datasenterets eier at kuldelasten fra datautstyret er tilnærmet konstant. Derfor antas det at det finnes en sammenheng mellom utelufttemperatur og pådraget til vifter i frikjøler og tørrkjøler. Derfor logges også utelufttemperaturen på utsiden av bygget. Termoelementet blir her skjult av et stålrør for å unngå sollys. Stålrøret står vertikalt og er åpent i begge ender for fri gjennomstrøm av luft.

## 4.10 Case

For å komme med forslag til systemløsninger, og se hvordan disse virker er dette caset satt for å finne virkningsgrader og energiforbruk. Til grunn for verdiene som er satt er det lagt opplysninger fra Gunnar Karlsen AS, og målte verdier på datasenteret i Trondheim. Ved de to alternative systemløsningene som blir foreslått er datasentralen tenkt bygd opp med varme og kalde soner.

Tabell 3 Data som bestemmer caset

Data som bestemmer caset	
Dimensjonerende utelufttemperatur	30 °C
Inngående lufttemperatur til datarommet	20-25 °C
Utgående lufttemperatur fra datarommet	36 °C
Relativ luftfuktighet inne på datasentralen	40 %
Maks effekt ved dimensjonerende utelufttemperatur	100 kW

Med det bygget som datasentralen skal simuleres i, tas det som en antagelse at lengden på rørene mellom kjøleanlegget og datasentralen er 15 meter og rørene mellom kjøleanlegget og gasskjøleren er 10 meter. Det er litt større avstander enn hva som faktisk er tilfelle, men bend på rør gjør at man legger til en ekvivalent lengde som gir tilsvarende trykktap.



## 5 Resultat

### 5.1 Målinger av anlegget

Effektmålinger gjort på anlegget når det går 100 % på frikjøling viser at effekten til tørrkjøler og kjølemaskin ikke er 0. For tørrkjøler er det 280 W og kjølemaskin 275 W (Tabell 4). Det antas at dette er til en styringsmekanisme. I tillegg går alltid pumpa til tørrkjølerkretsen for at dette skal gjøre pumpa mer driftssikkert.

Tabell 4 Målte effekter og strømverdier på dagens anlegg.

Målt effekt og strøm på dagens anlegg	
Tørrkjøler når anlegget går på frikjøling	280 W
Frikjøler når anlegget går på mekanisk kjøling	480 W
Kjølemaskin når anlegget går på frikjøling	275 W
Tørrkjølerpumpe	7,8 A
Frikjølerpumpe	6 A
Isvannspumpe sirkulasjon	5,4 A
Turtallsregulert isvannspumpe	2 A

Massestrømmen i tørrkjøler og frikjølerkretsen er målt med et TA-scope, mens den variable massestrømmen i isvannskretsen skulle måles med ultralydsmåler. Dessverre var det mer arbeidskrevende og vanskelig å sette opp ultralydsmåleren enn det var tid til i dette arbeidet, så målingene fra dette instrumentet ble ikke brukt. Energibalanse mellom kretsene ble brukt, og det antas at dette gir riktige verdier siden effektene til de turtallsregulerte pumpene og varmetransporten i frikjøler- og tørrkjølerkretsen varierer så lite.

For å verifisere målingene om hvor stor kjøleytelsen er, ble det tatt kontakt med eieren av datasenteret for å få en oversikt over strømregninger, slik at det eventuelt skulle la seg gjøre å etterprøve modellen. Eieren av datasentralen hadde ikke en slik oversikt tilgjengelig. Men det ble sendt ut en ansatt som gjorde målinger. Det ble målt at samlet effekt til IT-utstyret er 112 kW. Det er to omtrent like store kjøleanlegg (hvert på ca. 100kW) som kjøler datasenteret, og denne

rapporten omhandler bare det ene. Men målinger viste at det gamle anlegget skifter mellom å gå på full og halv drift. Det kan tyde på at det nye anlegget dekker mellom halvparten og en tredjedel av kjølebehovet.

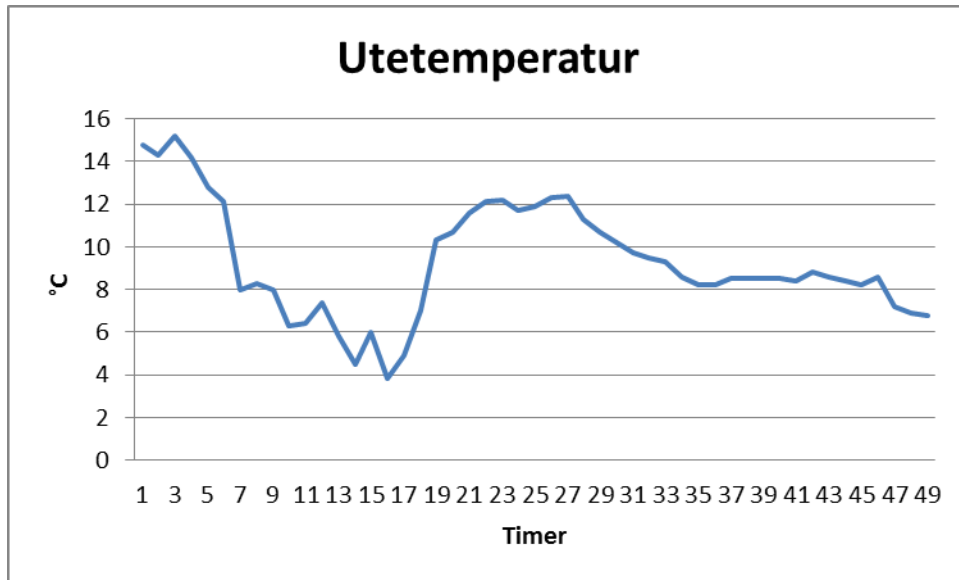
Utelufttemperaturen ble målt utenfor datasenteret. Men det eneste stedet hvor det var praktisk mulig å måle temperaturen ligger eksponert for sollys. Sammenligninger mot Det norske meteorologiske institutt (DNMI) [40] sine målinger på målestasjonen på Voll som ligger et par km. unna, og under hundre meter høyere viste at sola varmet opp temperaturmåleren utenfor datasentralen, slik at målingene ble feil. Derfor benyttes i stedet målinger fra DNMI. Sammenligninger mellom deres målinger og målingene på datasentralen når det ikke var sol viste at temperaturen er tilnærmet lik på Voll og utenfor datasentralen.

Måleseriene som danner grunnlag for modellen av kjøleanlegget er gjort i to perioder (Tabell 5). Første periode er tre uker i mars og den andre perioden er nesten tre døgn i midten av april. Grunnen til at det er utført to målinger er for å få måleresultater fra forhold med ulik utelufttemperatur.

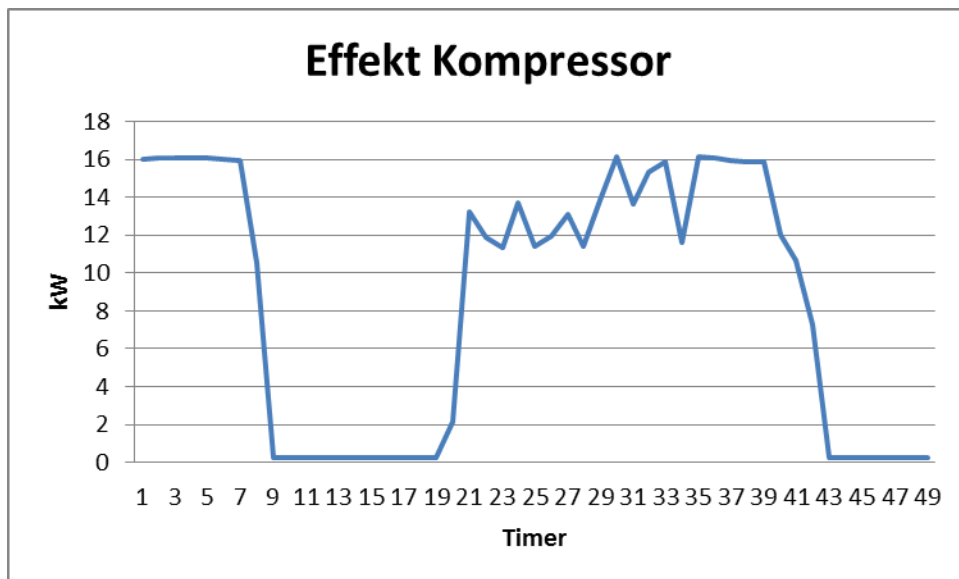
Tabell 5 Måleperioder for målinger på datasentralen

Måleperioder	Dato	Målte utelufttemperaturer i perioden
1	11. mars – 9. april	-15 °C til +5 °C
2	15. april – 17. april	+4 °C til +15 °C

Siden utelufttemperaturen i måleperiode 2 varierte rundt den temperaturen hvor anlegget veksler fra å gå i frikjølerdrift til å gå på mekanisk kjøling (Tabell 5), er denne perioden interessant for å lage modellen av anlegget. Temperaturen i måleperiode 1 varierer også mye, fra -15 til +5 °C. Se Vedlegg for alle målinger. Målingene er for øvrig korrigert med -7,2 °C, etter at en måling med termoelementene i en Thermos-flaske med is og vann avdekket at verdien fra målingene var 7,2 °C for høye.

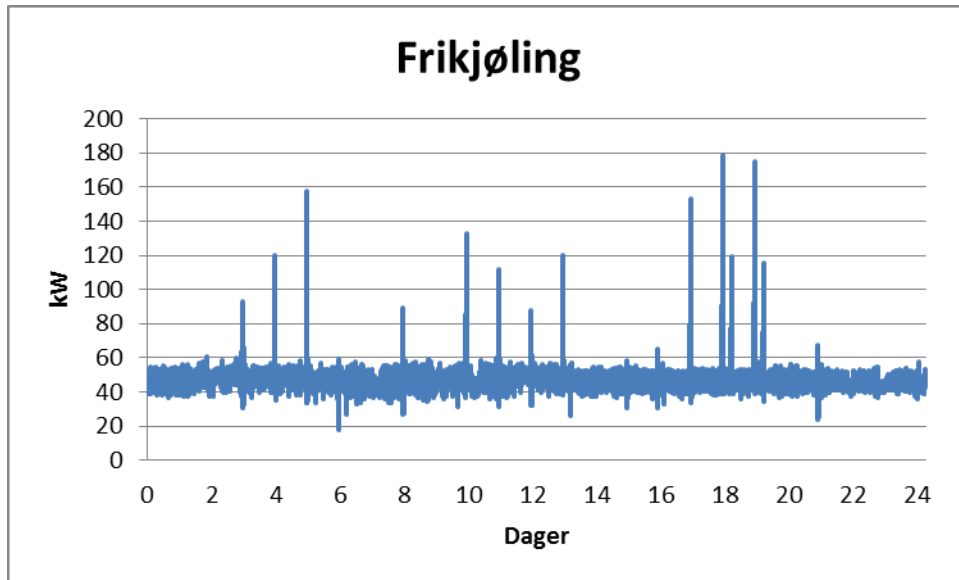


Figur 14 Utelufttemperatur i måleperiode 2



Figur 15 Kompressorarbeid i måleperiode 2

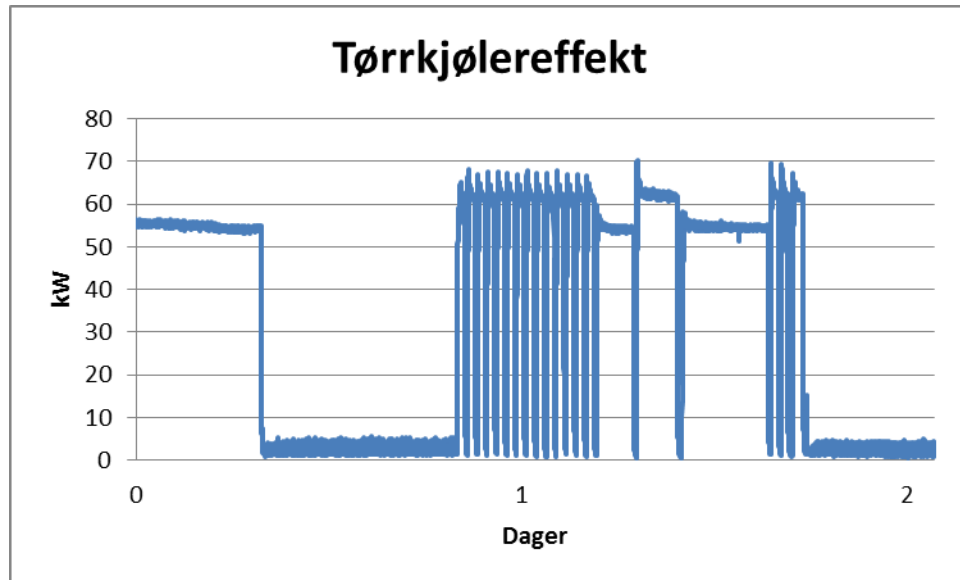
Fra Figur 14 og Figur 15, kan man se at kjøleanlegget legger om fra mekanisk kjøling til å gå i frikjølingsdrift når utelufttemperaturen synker.



Figur 16 Frikjøling regnet ut med Formel 4.10 fra temperaturdifferanser i frikjølerkretsen i måleperiode 1

En kommentar til Figur 16 og Figur 17 er at det er temperaturdifferansen mellom tur- og returrør som er brukt til å regne effekten med Formel 4.10, og at denne metoden er mest egna når anlegget går. Derfor ses det bort fra effekttoppene, det er tiden når anlegget går stabilt som danner grunnlag for modellen. Ved mekanisk kjøling skal også effekten fra kompressor dumpes, og derfor er effekten for varmen som dumpes høyere for tørrkjølerkretsen enn i frikjølerkretsen. Likevel er det en liten målefeil, siden frikjølingen er negativ når anlegget ikke går på frikjøling. Sannsynligvis er det en feil på termoelementene som gjør at de måler litt forskjellig, og det gjør at temperaturdifferansen kan bli negativ. Målingene fra anlegget viser at anlegget ikke går med mekanisk kjøling og frikjøling samtidig.





Figur 17 Tørrkjøling regnet ut fra temperaturdifferanser i måleperiode 2, bare tidsrommet der anlegget går stabilt danner videre grunnlag for modellen.

Videre viser Figur 16 og Figur 17 at kjølebehovet er lavere enn antatt. Når kjølingen går i frikjølermodus dumpes ca. 45 kW varme, når kjølemaskinen går dumpes omtrent 60 kW siden varme tilsvarende tilført effekt til kompressoren også må dumpes.

Sammenligninger mellom kjølebehovet når det er målt utelufttemperaturer på  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  og  $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$  viser at variasjonen av kjølebehov er svært liten i forhold til variasjonen av utelufttemperatur.

Fra måleserie 2 ser man at anlegget går over fra frikjøling til kjølemaskinen ved omtrent  $9\text{ }^{\circ}\text{C}$  utelufttemperatur. Det betyr at anlegget går mer på frikjøling enn hva som er antatt av leverandøren, som hadde satt  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$  som grense. Grunnen til denne forskjellen er sannsynligvis at kjølebehovet er mindre enn antatt.

Ut i fra måleserie 1 som strekker seg fra utelufttemperatur  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  til  $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$  er effekten som dras til frikjølingsdrift konstant opp til utelufttemperatur lik  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Ved  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  og varmere øker pådraget til frikjøleren. Dette er økt viftarbeid, siden luftmengden må være større for å kvitte seg med den samme varmen når temperaturdifferansen blir mindre.

## 5.2 Modell av dagens R-410A-anlegg

De fleste komponentene i kjølekretsen antas å dra den effekten som er oppgitt av leverandøren. Fra målte effekter i kapittel 5.1, og Formel 4.26, kommer det fram at effekten avviker lite fra det som oppgis i komponentlisten til leverandøren. Siden målingene i dette prosjektet ikke registrerer fasevinkel, brukes de oppgitte effekt-verdiene. For den turtallsregulerte pumpa brukes målt verdi, siden anlegget går på del-last og oppgitte effekter fra leverandøren er makseffekter.

Det antas at kjølebehovet til datasenteret er temmelig konstant på i underkant av 50 kW. Varmen som må dumpes gjennom tørrkjølerkretsen omtrent 65 kW, siden kompressoren drar 15 kW. Målingene som dekker utelufttemperaturer fra -15 °C til +15 °C viser at kjølebehovet ikke blir særlig påvirket av utelufttemperatur. Rommet er godt isolert og ventilasjonstapet er lite.

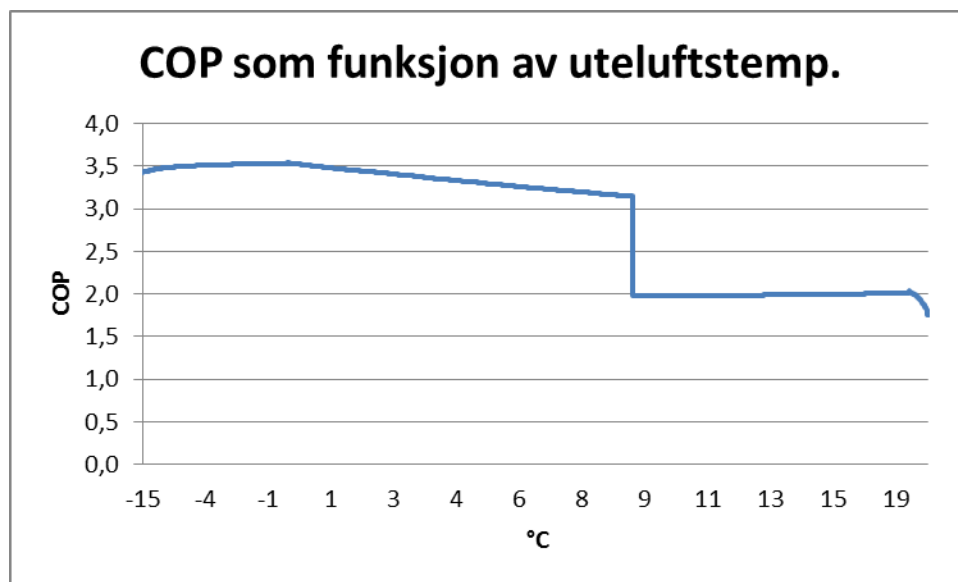
Ved temperaturer over 9 °C kommer det fram av måleserie 2 at effekten som dras er konstant opp til 15 °C. Dette er den høyeste utelufttemperaturen det finnes målinger fra. Det antas at effekten til tørrkjøleren vil ha et likt forløp i forhold til utelufttemperaturen, slik som frikjøleren siden viften på de to kjølerne er regulert likt, turtallsregulert fra 0 – 100 %.

Kompressoren som sitter i kjølemaskinen er en Copeland Scroll ZP235KCE-TWD. Fra målinger før jul, antas det at kjølemaskinen har fordampingstemperatur 9 °C, og 40 °C kondenseringstemperatur [41], det vil si at den har en kjølekapasitet på ca. 65 kW per kompressor. I modellen er høyeste temperatur 26 °C i løpet av året, da er kjølebehovet til datasentralen omtrent 50 kW. I modellen går derfor bare en kompressor om gangen.

Resultatet fra modellen av dagens anlegg er presentert i Tabell 6. De viktigste tallene er årlig energiforbruk som er simulert til 146 702 kWh per år, og årlig kjølebehov som er simulert til 425 610 kWh per år. Årlig kjølebehov er omtrent halvparten av hva som er prosjektert av leverandøren.

Tabell 6 Resultat av modellen av dagens anlegg

Resultat fra modellen		
Totalt kjølebehov gjennom et år	425610	kWh
<b>Totalt energiforbruk</b>	<b>146702</b>	<b>kWh</b>
<b>Systemets COP</b>	<b>2,90</b>	
Max kjøleeffektbehov	50,48	kWh
Kompressorarbeid gjennom et helt år	49350	kWh
Total mekanisk kjøling	162238	kWh
Timer frikjøling	5470	Timer
Total frikjøling	263372	kWh



Figur 18 COP for dagens R-410A-anlegg som funksjon av utelufttemperatur fra modellen.

Grunnen til at COP stiger med økende utelufttemperatur er fordi pumper ikke er turtallsregulert, og at COP derfor blir høyere når kjølebehovet blir større (Figur 18). Effekten som dras ved de laveste temperaturer er likevel lavere ved lave utelufttemperaturer. Pumpene som ikke reguleres er også grunnen til at COP varierer så lite med utelufttemperaturen.

Siden modellen ble laget for et tilfeldig valgt år, er det tatt inn observasjonsdata fra andre år fra DNMI for å sammenligne og se hvor mye det varierer i løpet av et år. Resultatet ble som i Tabell

7. 2011 ble ikke tatt med fordi det manglet noe data fra det året. Variasjonen i energiforbruket er på 5,8 % hvis anlegget simuleres for år 2012 i stedet for 2005. Det viser at modellen bør kjøres for flere år. I beregningene til leverandøren brukes tabell for å finne gradedager. Dette vil være gjennomsnittsverdier. I leverandørens beregning er det lagt 130 dager der det er 4 °C eller lavere, i året som danner grunnlag for simuleringen (2005) er det 147 dager med 4 °C eller lavere.

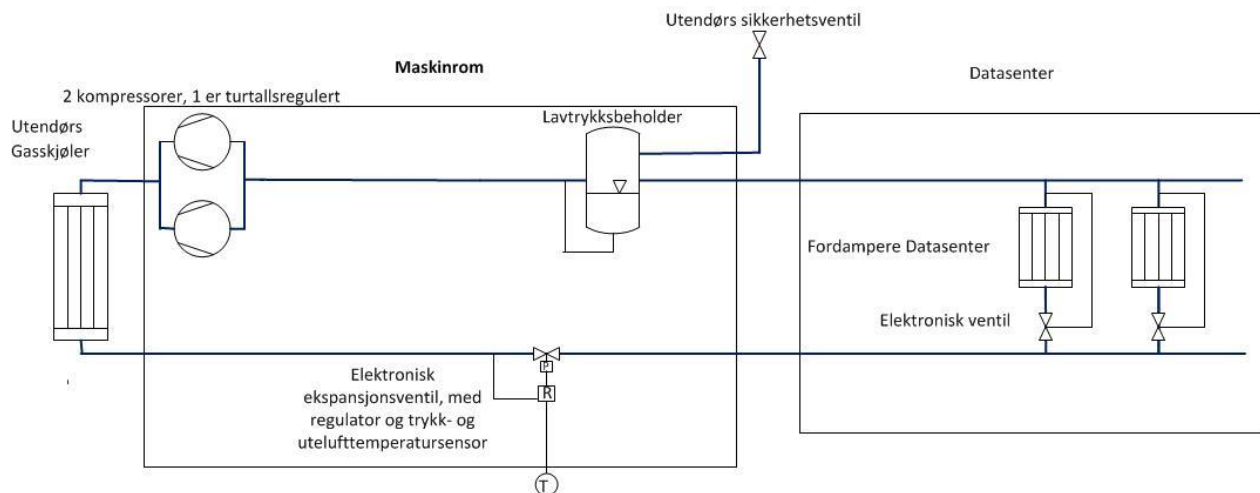
**Tabell 7 Datasenter simulert for flere år, temperaturdata fra Meteonorm [39] og DNMI [40]**

<b>Energiforbruk simulert i modellen fra forskjellige år</b>	
<b>År</b>	<b>Energiforbruk</b>
2005	161 688
2009	160 307
2010	154 856
2012	152 294

## 5.3 Systemløsning direkte system (DX)

### 5.3.1 Systemet og rammebetingelser

Denne systemløsningen er et direkte system (DX) med CO<sub>2</sub> som eneste kjølemedium (Figur 19). Inne på datasentralen kjøles datautstyret ned med luftkjølere som blåser inn kald luft under gulvet. Kjølingen og datautstyret er plassert slik at man får varme og kalde soner. Temperaturen på den kalde luften som blåses inn er 22 °C og den varme luften som suges ut er 36 °C. En del data for det direkte anlegget ved dimensjonerende punkt er listet opp i Tabell 8.



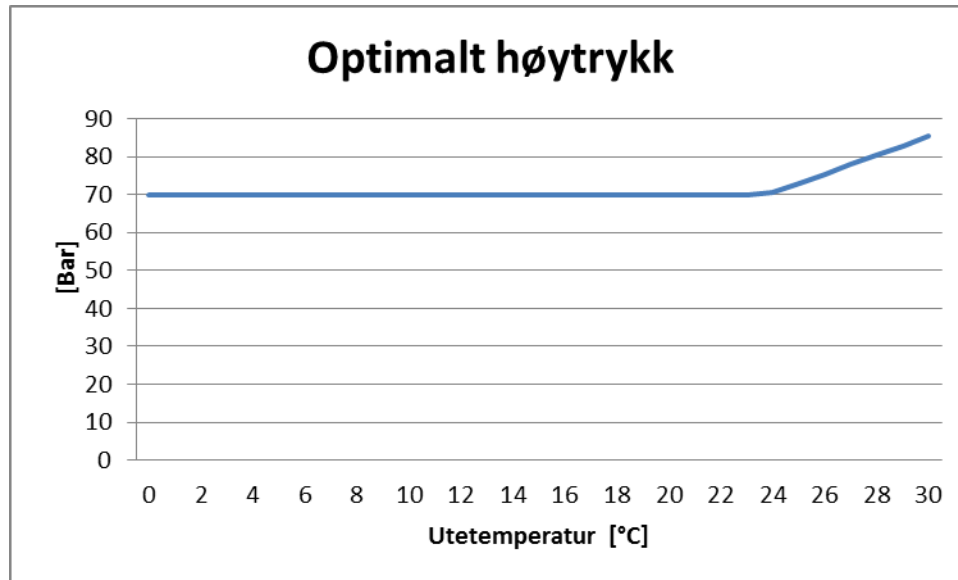
Figur 19 DX med sugegassvarmeveksler, totalt er det 7 fordampere i datarommet.

Det er ikke sugegassvarmeveksler i dette systemet. Grunnen til det er at den høye fordampingstemperaturen og lave utelufttemperaturer gjør at temperaturen etter gasskjøleren og sugegassen ikke vil ha stor nok differanse til at det skjer en varmeveksling store deler av året. Med lavtrykksbeholder får man ingen overheting. Da er det viktig at sugeledningen legges med fall, slik at væsken renner tilbake til akkumulatortanken. Det er spesielt viktig at det ikke er et bend eller lignende hvor det kan akkumuleres væske, som plutselig kan komme som en slug inn på kompressoren.

Tabell 8 Data for direkte CO<sub>2</sub>-system ved dimensjoneringspunkt

Data for direkte system ved dimensjoneringspunkt	
Utelufttemperatur	30 °C
Temperatur CO <sub>2</sub> etter Gasskjøler	35 °C
Kjølebehov	100 kW
Optimalt høytrykk	86,0 bar
Fordampertemperatur	14 °C
Volumstrøm CO <sub>2</sub>	21,0 m <sup>3</sup> /h
Overheting i fordamperen	0 K
Underkjøling	0 K

Siden det absolutte trykknivået i et CO<sub>2</sub>-anlegg er såpass høyt, kan man senke kondenseringstemperaturen ved lave utelufttemperaturer, før det blir problem med for lavt trykk for kompressoren. Når utelufttemperaturen synker slik at kondenseringstemperaturen synker under en gitt verdi, må trykket holdes konstant for å holde kompressortrykket høyt nok, i dette tilfellet 70,7 bar (Figur 20). Systemet vil likevel være mer energieffektivt ved lave utelufttemperaturer fordi det er mulig å underkjøle. Slik vil man kunne øke den volumetriske kjølekapasiteten, og derfor få like stor kjøleytelse med mindre kompressorarbeid. Slik som dette systemet er laget, reguleres viftene slik at maksimal underkjøling er 9 K ved 70,7 bars trykk. 9 K som maksimal underkjøling, er en antagelse som er tatt. Det er simulert i HXsim at gasskjøleren er god nok til å gi kondensering med underkjøling ved 10 °C utelufttemperatur, men det var ikke mulig å simulere med små luftstrømmer, dvs. når viftene er avskrudd.



Figur 20 Optimalt høytrykk for det direkte CO<sub>2</sub>-systemet beregnet i Excel med Rnlib , trykket senkes ikke lavere enn 70 bar for å holde seg innenfor kompressorens arbeidsområde

Med denne systemløsningen er fordampingstemperatur satt til 14 °C. Det blir det 8 °C differanse mellom gasstemperaturen og ønsket lufttemperatur inn på datasenteret. Kondenseringstemperaturen/temperaturen etter gasskjøleren ligger 5 °C over utelufttemperaturen. Det optimale høytrykket er funnet i Excel, og vil under drift variere med utelufttemperaturen. Det brukes en elektronisk ekspansjonsventil med en trykksensor oppstrøms og en regulator som regulerer høytrykket mot målt utelufttemperatur. Reguleringskurven er vist i Figur 20.

Kompressorene er stempelkompressorer. Virkningsgradene er for en Dorin CD2000H-kompressor [42], se Figur 21. Det er to kompressorer fordi det da er mulig å regulere ved å skru av den ene, og siden den andre er turtallsregulert kan man regulere trinnløst. Reguleringskurven er satt lik ideell i denne beregningen. I virkeligheten vil det være noe tap forbundet med å kjøre del-last, men i beregningene i denne rapporten vil man for eksempel få 60 % ytelse ved 60 % kompressorarbeid.



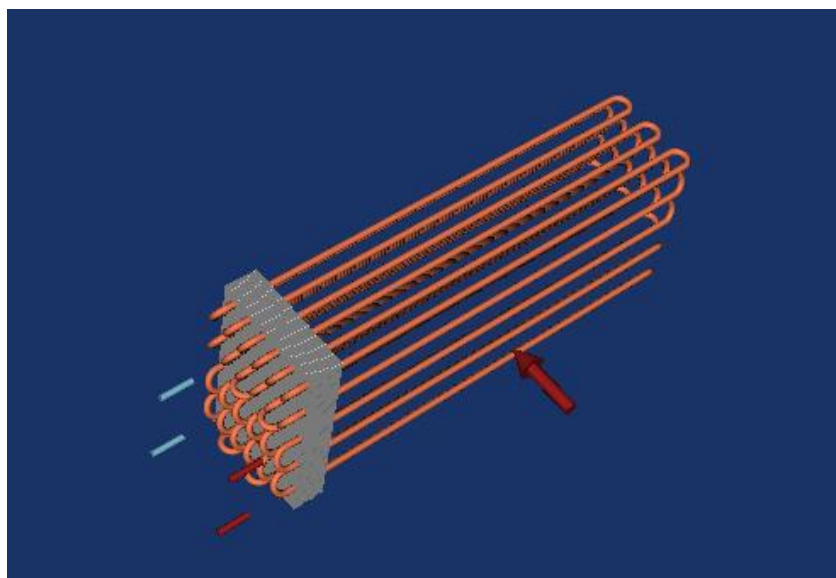
Figur 21 Dorin CD2000H kompressor for CO<sub>2</sub>. Foto: Dorin

Ut i fra beregninger på kjølesyklusen er det kommet fram til at nødvendig massestrøm for å kunne levere 100 kW kjøling ved dimensjonerende forhold er på 0,89 kg CO<sub>2</sub> per sekund. Volumstrømmen inn på kompressoren er da 21 m<sup>3</sup>/h. Ved -15 °C er kjølebehovet i det virkelige datasenteret beregnet til 47 kW, dette gir en massestrøm på 0,25 kg/s. Det tilsvarer en volumstrøm på 7,2 m<sup>3</sup>/h. Det gjør at det er behov for en akkumulator som kan virke som en buffer mellom de forskjellige utelufttemperaturene. Størrelsen på denne er beregnet til 37 liter.

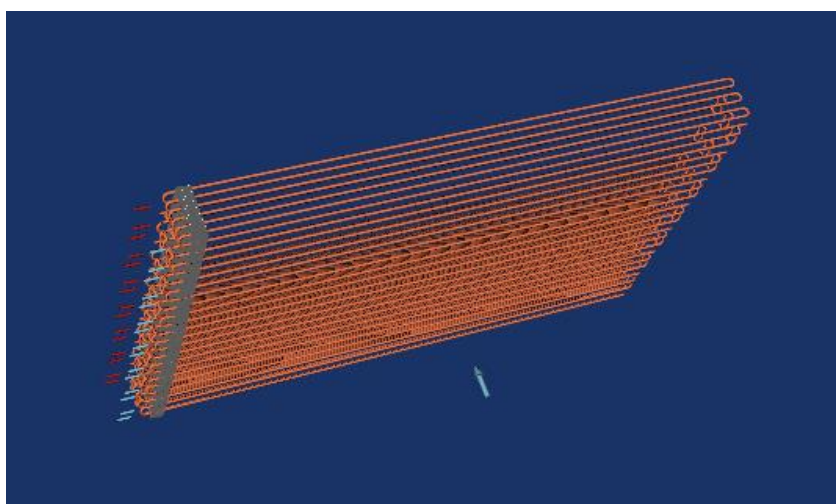
Rørene er dimensjonert etter anbefalte hastigheter, deretter er de dimensjonene som er tilgjengelig på markedet som standard valgt. Rørene er i rustfritt stål. For sugeledningen er det valgt DN25 rør med STD veggtykkelse og trykk- væskerørene er DN20, også med STD veggtykkelse. Trykktapet i sugeledningen er beregnet til ca. 0,45 bar som tilsvarer et temperaturtap på 0,5 K. Kjølemediet i rørene er omtrent 14 °C, det er ikke veldig mye kaldere enn omgivelsestemperaturen. Hvis det brukes 10 mm isolasjon finnes det Formel 4.11 og Formel 4.13 at hele varmetapet på rørene til og fra datarommet er i underkant av 1 kW ved 17 grader omgivelse. Omgivelsene til røret er stort sett et uoppvarmet verkstedsrom i kjelleren på bygget. Som varmevekslere benyttes kobberør med aluminiums-finner. Varmevekslerne dimensjoneres for det høye trykknivået som følger av at man bruker CO<sub>2</sub>. Programmet HXsim [43] er brukt for å teste hvordan forskjellige varmevekslere vil fungere, og finne ut hvor mye viftearbeid som er nødvendig ved dimensjonerende punkt. Gasskjøleren er testet både ved dimensjonerende



utelufttemperatur 30 °C og at den er stor nok som kondenser når høytrykket er 70 bar og utelufttemperaturen er 9 °C. Figur 22 og Figur 23 viser hvordan varmevekslerne som er simulert vil se ut. Det vil være lameller langs hele rørene i varmeveksleren, men de er tatt bort for å vise rørgeometrien. For simuleringen i HXsim, måtte det også legges inn 10 °C overheting på fordampere.



Figur 22 Fordampere som skal stå inne i datasenteret, figur fra HXsim

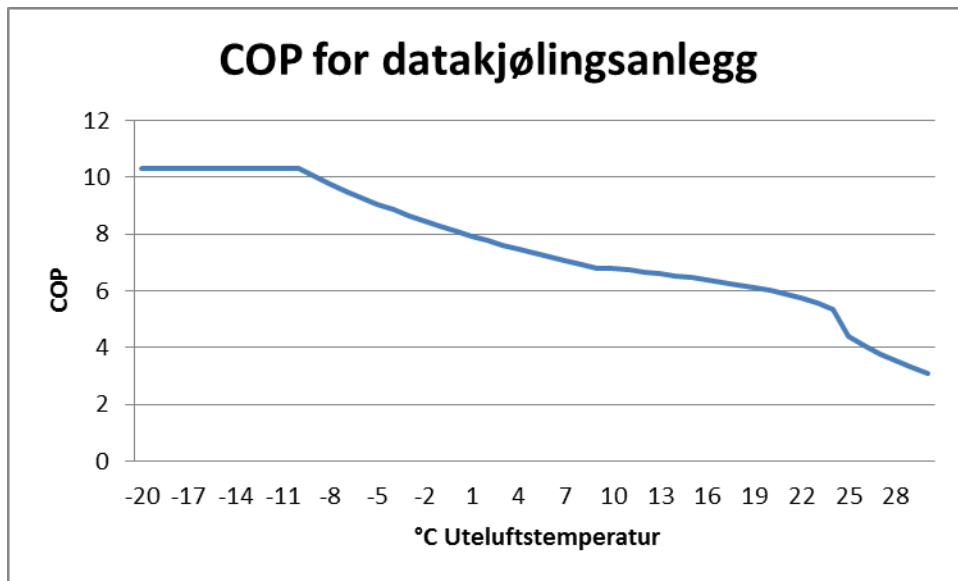


Figur 23 Gasskjøler / kondenser for det direkte systemet

Tabell 9 Spesifikasjoner og ytelse til varmevekslerne i direkte system

	<b>Fordamper (1 av 7)</b>	<b>Gasskjøler/kondenser</b>
Type varmeveksler	Fin and tube	Fin and tube
<b>Lameller</b>	Flate	Flate
Lamellavstand	2,5 mm	2,5 mm
Lamelltykkelse	1,5 mm	1,0 mm
<b>Rør</b>	Kobber, 9 mm indre diameter	Kobber, 9 mm indre diameter
Veggtykkelse rør	0,5 mm	0,5 mm
<b>Geometri</b>		
Høyde	0,180 m	0,180 m
Bredde	0,300 m	1,350 m
Lengde	0,668 m	1,954 m
Rørdeling	Forsatte rør, 30 x 30mm senteravstand	Forsatte rør, 30 x 30mm senteravstand
<b>Simulering ved dimensjonerende punkt</b>		
Kjølekapasitet	14,6 kW	119,1 kW
LMTD	12,98 °C	
Utgående temperaturdifferanse (mlm. kald luft og CO <sub>2</sub> )	6,9 °C	4,9 °C
Massestrøm CO <sub>2</sub>	0,11 kg/s	0,80 kg/s
Temp CO <sub>2</sub> inn/ut	15,0 °C / 24,0 °C	66,0 °C / 34,9 °C
Trykktap	121 kPa (1 °C)	137 kPa (ca. 0 °C)
Inngående luft	0,9 m <sup>3</sup> /s, 36 °C, 40 % luftfuktighet	15 m <sup>3</sup> /s, 30 °C, 60 % luftfuktighet

### 5.3.2 Ytelse



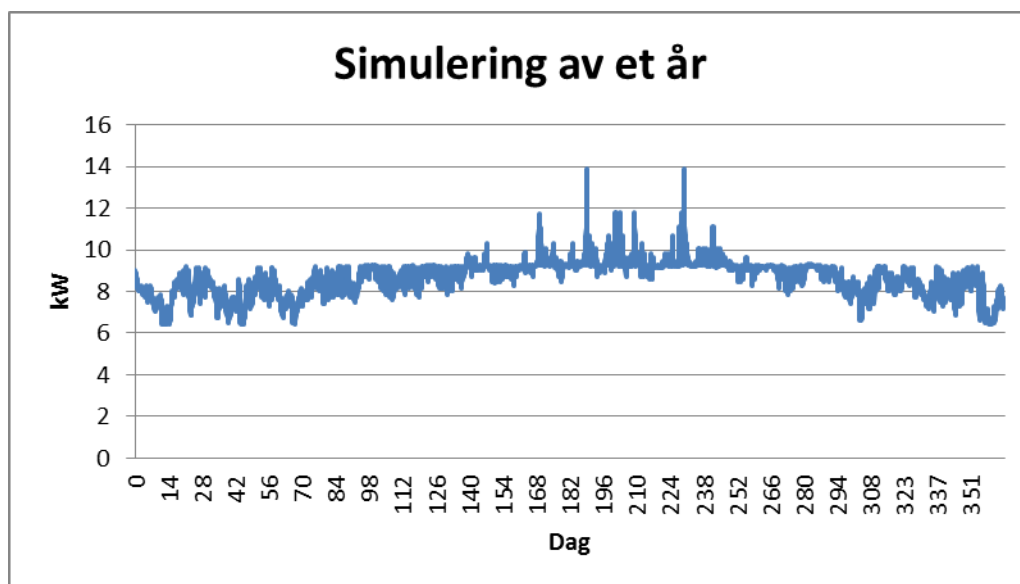
Figur 24 COP for det direkte systemet som funksjon av utelufttemperatur ved 100kW kjøling

COP varierer som i Figur 24. For utelufttemperaturer under  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  går ikke viftene i det hele tatt, og COP er konstant. Fra  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  til  $9\text{ }^{\circ}\text{C}$  skrur viftene gradvis på fra 0 % til 100 %. Fra  $9\text{ }^{\circ}\text{C}$  og opp til  $24\text{ }^{\circ}\text{C}$  holdes trykket konstant på 70,7 bar, men redusert underkjøling gjør at volumetrisk kjøleytelse blir lavere, og dermed blir også COP lavere. Fra  $24\text{ }^{\circ}\text{C}$  til dimensjonerende utelufttemperatur  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  økes trykket fra 70,7 bar til 85,0 bar, og COP synker. COP ved  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  er 3,2.

I beregningen av COP er ikke viftene til fordamperne i datarommet regnet med. Det er fordi de ikke er med i målingen av dagens anlegg, og da ville ikke sammenligningsgrunnlaget være likt. Før hver fordamper sitter det en elektronisk ventil. Slike ventiler måler temperaturen oppstrøms og nedstrøms for fordamperen, og regulerer slik at fordampingen skal skje mest mulig effektivt.

Beregningene for denne syklusen er utført i Microsoft Excel med innlagt RnLib og med Coolpack.

Systemet er simulert for det samme året som danner grunnlag for simulering i Kapittel 5.2. Gjennom dette året varierer effekten til kjøleanlegget som i Figur 25. Hovedårsaken til at arbeidet varierer er at COP for anlegget varierer med utelufttemperaturen. For dette året er energibehovet til anlegget 75 643 kWh.



Figur 25 Effektbruk gjennom et år for det direkte systemet

For å få effektiv oljeretur tas det ut en ledning fra bunn av lavtrykksbeholderen som går inn på sugeledninga. Massestrømmen i denne oljereturledninga er liten og derfor antas det at det som skulle bli med denne ledninga av CO<sub>2</sub> i væskeform vil fordampe i sugeledningen.

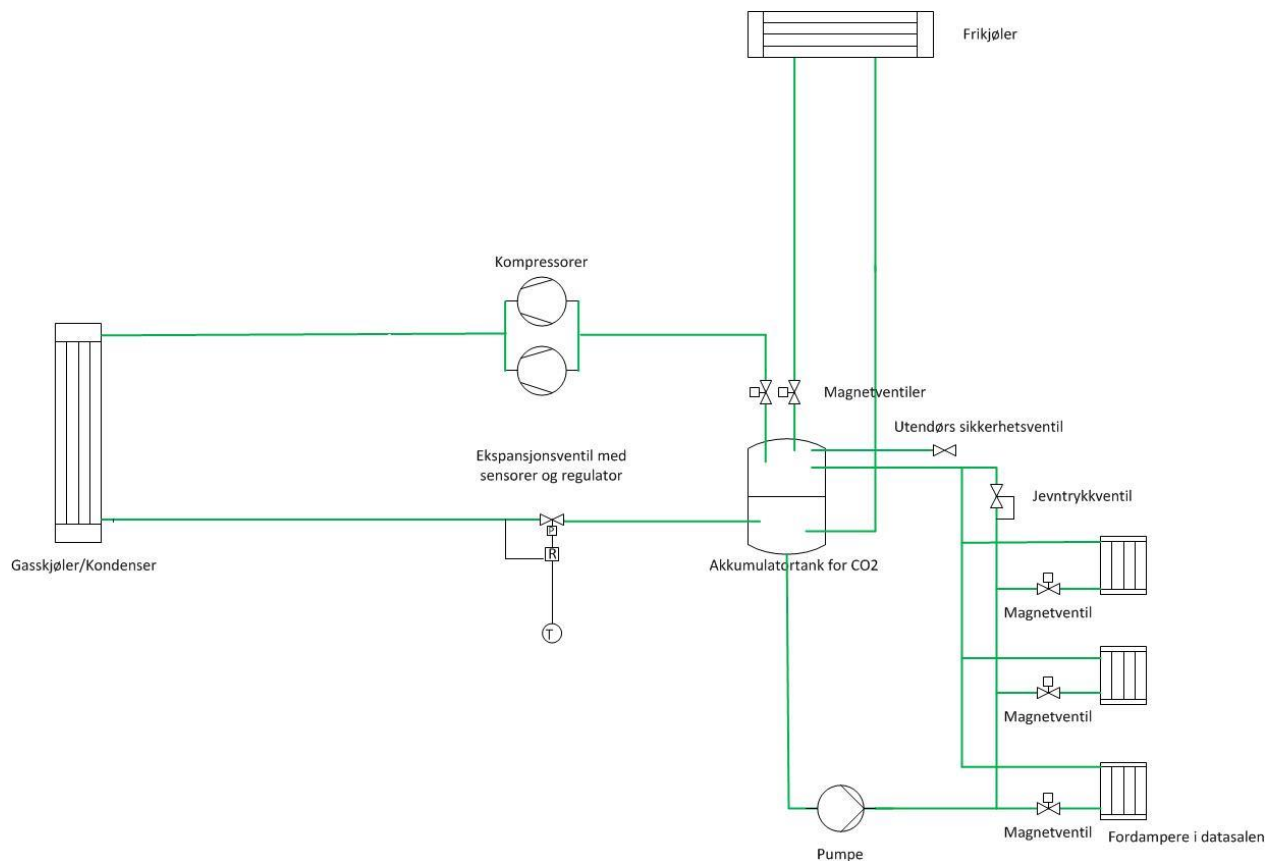
### 5.3.3 Økonomi

Investeringskostnaden for et slikt anlegg er anslått av Gunnar Karlsen AS til å være 1,5 mill. kroner. Servicekostnadene for et DX anlegg er antatt å være 20 000 kr. i året, som er likt med de andre to anleggene. Når nåverdien for et slikt anlegg, er det gjort på to ulike måter. En måte er å sette investeringer til dagens anlegg som et nullpunkt. Dersom det skal bygges et nytt kjøleanlegg, tilsvarer et direkte CO<sub>2</sub>-anlegg 0,2 mill. kr mindre i investering enn et R-410A-anlegg, altså er investeringen lik -0,2 mill. kr. I tillegg spares 71 059 kWh i året. Derfor kommer det ikke som en overraskelse at nåverdien er positiv. Nåverdien er beregnet til 0,9 mill. kr. En annen måte å se på den økonomiske betraktningen, er å se på CO<sub>2</sub>-anlegget når det allerede står et R-410A anlegg i datasentralen. Dersom det står et kjøleanlegg som dagens anlegg, er nåverdien av å bytte det ut med et direkte CO<sub>2</sub>-anlegg lik -0,8 mill. kr. Det lønner seg altså ikke å bytte ut dagens anlegg på datasentralen. Følsomhetsanalysen gir at investeringen for et direkte CO<sub>2</sub> system kan være 0,7 mill. kr. høyere enn investeringen for dagens anlegg for at nåverdien skal være lik 0. Prisen per kWh er satt til 1 kr./kWh, det betyr at reduserte årlige energiutgifter blir 71 059 kr. med et direkte CO<sub>2</sub>- anlegg. Tar man med servicekostnader, betyr det en årlig reduksjon i kostnader på 43 %.

## 5.4 Systemløsning fylt system

### 5.4.1 Systemet og rammebetingelser

Et fylt system har noen av karakteristikkene til et direkte system, og noen til et indirekte system. Likheten med et direkte system er at det bare er ett kjølemedium i hele systemet, og at det ikke er kaskadevarmeveksler mellom kjølemedier i de forskjellige kretsene. Likheten med et indirekte system er at systemet har en akkumulatortank på lavtrykksiden som gjør det mulig med frikjøler og gass i returledningen fra fordampere. Man slipper tapene forbundet med kaskadevarmevekslere som man har i et indirekte system. Men man må velge et kjølemedium ut i fra at det skal sirkulere rundt i hele lokalet. CO<sub>2</sub> er godt egnet siden det både er ufarlig og billig å anskaffe. Det er nødvendig med en sirkulasjonspumpe for å sirkulere kjølemediet mellom akkumulatortanken og fordampere. Se Figur 26 for en skisse av systemløsningen, i Tabell 10 er det listet opp en del verdier for systemet ved dimensjonerende punkt.



Figur 26 Skisse av et fylt system

Som med et direkte system legges det opp til at datasentralen har varme og kalde soner, varm luft ut og kald luft inn er henholdsvis 36 °C og 20-25 °C. Med et fylt system er muligheten for frikjøling stor med de klimatiske forutsetningene som gjelder for et datasenter i Trondheim. En skisse av et slikt system er vist i Figur 26.

Kompressorenes samlede slagvolum må være 20 m<sup>3</sup>/h. Derfor velges samme type kompressor som for direkte system, Dorin CD2000H. To stykker, der den ene kan turtall-reguleres gir økt energieffektivitet. Hver kompressor har slagvolum på 11,6 m<sup>3</sup>/h, med volumetrisk virkningsgrad lik 0,9.

Tabell 10 Data for fylt system ved dimensjoneringspunkt.

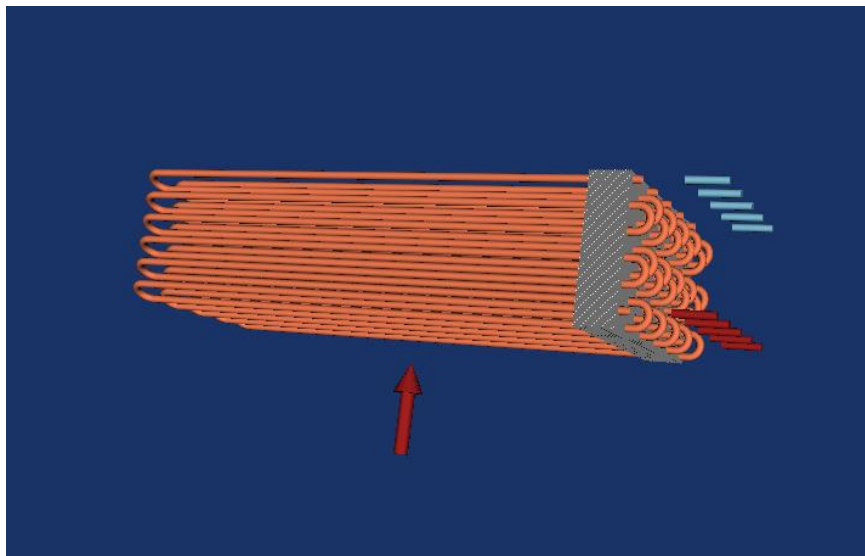
Data for fylt system i dimensjoneringspunktet	
Dimensjonerende utelufttemperatur	30 °C
Temperatur CO <sub>2</sub> etter gasskjøler	35 °C
Kjølekapasitet ved dimensjoneringspunkt	100 kW
Optimalt høytrykk	86 bar
Temperatur i lavtrykksbeholder	15 °C
Volumstrøm CO <sub>2</sub> ved 30 °C utelufttemperatur	21 m <sup>3</sup> /h
Massestrøm CO <sub>2</sub> væskeledning	1,69 kg/s
Pumpearbeid ved 100 kW kjøling	150 W
Fordampertemperatur	15 °C
Frikjøling maks temperatur	10 °C

Rørene på lavtrykksida til dette systemet er dimensjonert etter anbefalinger i boka ASHRAE Refrigeration [26]. Til høytrykksida brukes samme rør som til DX-system. Alle rør er i rustfritt stål. Det er litt høyere massestrøm her, slik at trykktapet vil bli litt større.. På lavtrykksida brukes DN125 i et vertikalt rør fra akkumulatortanken og ned på pumpa. Dette røret er dimensjonert for lav hastighet, slik at gassbobler skal kunne stige tilbake til akkumulatortanken. Dette røret er vertikalt for å få et minimum trykk over pumpe for å unngå kavitasjon ved oppstart.

Væskeledninga til fordampene er DN50 og returledninga er DN80, alle har STD veggtykkelse. 10 mm isolasjon anbefales brukt i dette tilfellet.

På grunn av viskositeten til CO<sub>2</sub> vil pumpearbeidet bli lite sammenlignet med en tradisjonell glykol-krets. Pumpearbeidet til dette systemet er beregnet på grunnlag av trykktap i rør, og trykktap i fordamper som ble funnet i HXsim. Det er funnet til å bli 165 W ved 100 kW, det antas at virkningsgraden er 0,85. Ved halv last antas det i modellen at pumpearbeidet er 100 W.

Fordamperen som er simulert for dette systemet har sirkulasjonstall på 2, det vil si at halvparten av væsken som pumpes gjennom væskeledningen, fordamper til gass i fordampene. Med en slik fordamping kan fordampingstemperaturen legges nærmere lufttemperaturen, og da blir mulighetene større for frikjøling. 2 er et lavere sirkulasjonstall enn hva som er vanlig for andre kjølemedier, men som er mulig for CO<sub>2</sub> [26]. Trykkfallet i fordamperen er beregnet av HXsim til å være 99 kPa, som tilsvarer 0,8 K i endret metningstemperatur. Trykktapet i rørene er beregnet til 5 kPa. Derfor vil fordampingen skje ved omtrent 15,4 °C. Fordamperen er dimensjonert ut i fra dette.



Figur 27 En av fordampene i datarommet ved pumpesirkulert system, fra HXsim



Tabell 11 Spesifikasjoner og ytelse til varmevekslere i fylt system

	<b>Fordamper</b>	<b>Frikjøler (Simulert av AlfaLaval, har ikke alle data)</b>
Type varmeveksler	Fin and tube	Fin and tube
<b>Lameller</b>		
Lamellavstand	2,5 mm	2,1 mm
Lamelltykkelse	1,5 mm	
Rør	Kobber, 9 mm indre diameter	
Veggtykkelse rør	0,5 mm	
<b>Geometri</b>		
Høyde	0,120 m	0,900 m
Bredde	0,360 m	2,290 m
Lengde	0,668 m	5,705 m
Rørdeling	Forsatte rør, 30 x 30mm senteravstand	
<b>Simulering ved dimensjonerende punkt</b>		
Kjølekapasitet	15,0 kW	100 kW
LMTD	13,30 °C	
Temperaturdif. (CO <sub>2</sub> / kald luft)	7,7 °C	1,2 °C
Sirkulasjonstall	2	
Massestrøm CO <sub>2</sub>	0,24 kg/s	0,732 kg/s
Volumstrøm væske CO <sub>2</sub>		2,39 m <sup>3</sup> /h
Temp CO <sub>2</sub> inn/ut	16,3 °C / 15,5 °C	15 °C / 14,5 °C
Trykktap	99 kPa (0,80 °C)	
Inngående luft	1,2 m <sup>3</sup> /s, 36 °C, 40 % luftfuktighet	24,8 m <sup>3</sup> /s, 10 °C

Gasskjøleren/kondenseren er den samme varmeveksleren som brukes til DX-systemet, se Figur 23 og Tabell 9. Det er ganske like arbeidsforhold. I dette systemet vil massestrømmen gjennom

gasskjøleren være 1 kg/s. Det må installeres viftekapasitet på til sammen 5 kW. Gasskjøleren vil da ha kapasitet på 121 kW ved dimensjonerende punkt, og temperaturdifferansen vil være 5,12 K.

Frikjøleren til det pumpe-sirkulerte systemet er ikke simulert i HXsim, men den er simulert av AlfaLaval [44]. Det er en stor varmeveksler, 5,7 m lang.

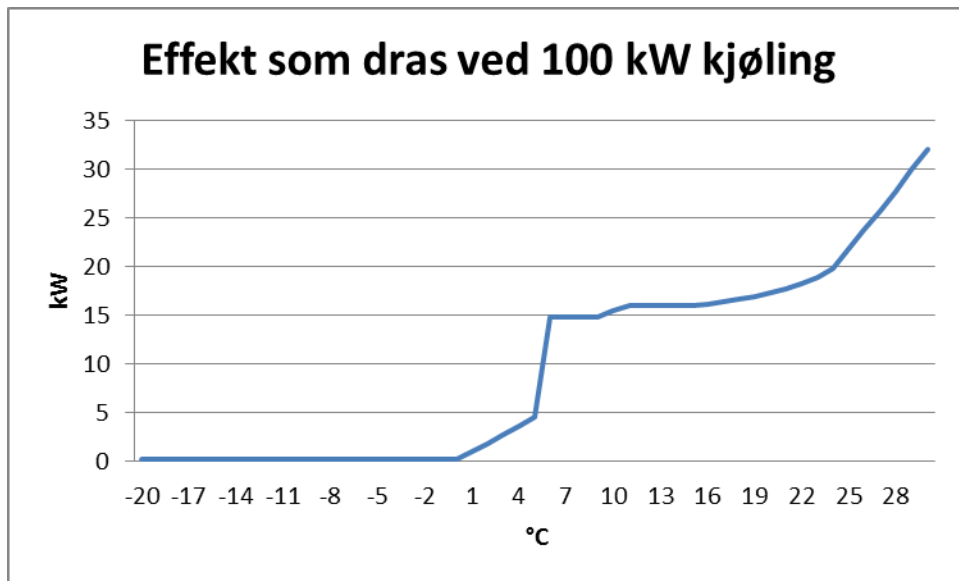


Figur 28 Tilsvarende gasskjøler som den som foreslås til dette anlegget. For dette anlegget trengs en som er betydelig større.  
Foto: AlfaLaval

Oljereturssystemet til et slikt system vil gå ut på at det tas ut en liten grein fra pumpe-sirkulasjonskretsen, like nedstrøms for akkumulatortanken med f.eks. 2 % av massestrømmen. Dette varmeveksles mot ledningen mellom ekspansjonsventilen og akkumulatortanken slik at CO<sub>2</sub>-gassen i oljereturledningen koker av, for det blir sendt inn på sugeledningen og inn til kompressoren.

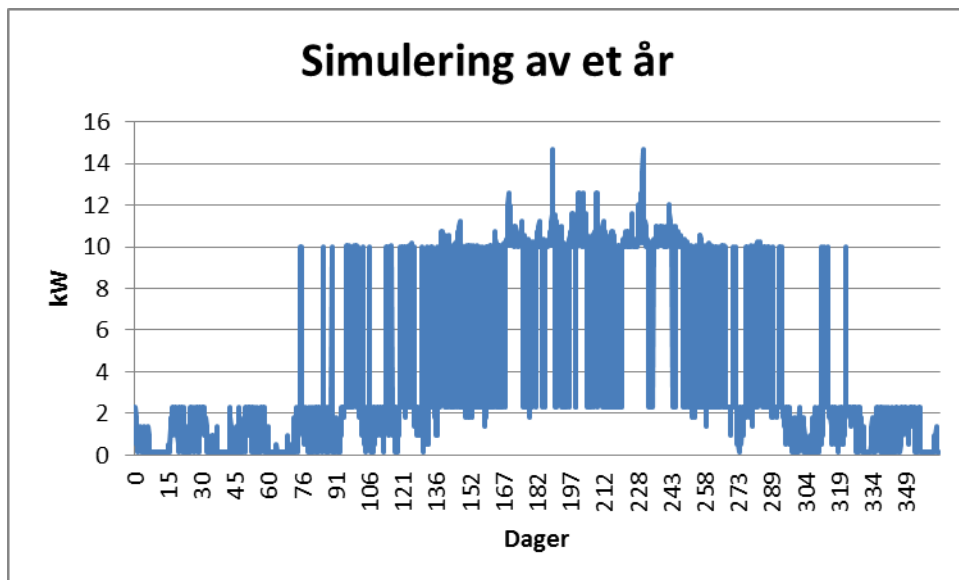
Akkumulatortanken i systemet er dimensjonert for å romme hele fyllingen på lavtrykksiden multiplisert med en faktor på 1,2. Det er ikke tatt hensyn til at størrelsen på gassvolumet skal hindre at væskedråper som kommer i returledningen fra fordamperne skal bli sugd inn i kompressoren igjen. Størrelsen på tanken er beregnet til 290 liter. For å redusere prisen på en så stor tank som skal tåle 60 bar, er det mulig å dele tanken opp i flere mindre tanker som kobles i parallell. Det er viktig at akkumulatortanken er dimensjonert for minst 60 bar siden metningstrykket ved romtemperaturen er ca. 50 bar.

## 5.4.2 Ytelse



Figur 29 Effekt som dras av fylt CO<sub>2</sub>-system ved 100 kW kjøling som en funksjon av utelufttemperatur

I stedet for å vise en graf som viser COP, gir Figur 29 et inntrykk av hvordan effektiviteten stiger ved synkende utelufttemperatur. Grunnen til at grafen ikke viser COP, er fordi COP vil være veldig høy når frikjølingsviftene kan skrus av.



Figur 30 Simulering av energibruk gjennom et år

Simuleringen av et år vises i Figur 30. For et slikt system vil effekten som dras være mer ujevn siden mulighet for frikjøling vil føre til at kompressoren må skrues av og på. Dette kan være et problem dersom det skjer for ofte. For dette systemet finnes det grovt sett 4 forskjellige driftsforhold. Når det er over 24 °C ute vil syklusen variere gasskjølertrykket slik at det optimale høytrykket velges. Når det er mellom 24 °C og 15 °C vil kompressorene gå, men høytrykket vil være låst på ca. 70 bar slik at kompressoren holdes innenfor arbeidsområdet. Mellom 14 °C og 0 °C vil anlegget gå på frikjøling, men med viftene påskrudd i frikjølerkretsen. Ved kaldere utelufttemperatur enn 0 °C vil bare sirkulasjonspumpa dra effekt.

Totalt energibruk gjennom året er funnet til å bli 35 928 kWh. Timer frikjøling er funnet til å bli 6443 gjennom hele året. Med andre ord går anlegget 74 % av tiden på frikjøling. Det betyr at viftarbeidet på frikjølerne og sirkulasjonspumpa vil ha mye å si for ytelsen til anlegget.

### 5.4.3 Økonomi

Investeringskostnaden for et slikt anlegg er antatt av GK til å være 1,6 mill. kroner.

Servicekostnadene for et fylt er antatt å være 20 000 kr i året, som er likt med de andre to anleggene. Når det ses på nåverdi for et slikt anlegg, er det gjort på to ulike måter. Dersom det skal bygges et nytt kjøleanlegg, tilsvarer et fylt CO<sub>2</sub>-anlegg 0,1 mill. kr mindre i investering. I tillegg spares 110 763 kWh i året. Derfor kommer det ikke som en overraskelse at nåverdien er positiv. Nåverdien er beregnet til 1,2 mill. kr. Dersom det står et kjøleanlegg som dagens anlegg, er nåverdien lik -0,5 mill. kr. Det lønner seg altså ikke å bytte ut dagens anlegg på datasentralen. Følsomhetsanalysen gir at investeringen for et fylt CO<sub>2</sub> system kan være 1,1 mill. kr. høyere enn investeringen for dagens anlegg før nåverdien er lik 0. Pris per kWh er satt lik 1 kr/kWh, det betyr at årlig sparte energiutgifter er 110 763 kr. dersom et slikt anlegg brukes i stedet for dagens anlegg. Tar man med servicekostnader, betyr det en årlig reduksjon i kostnader på 66 %.

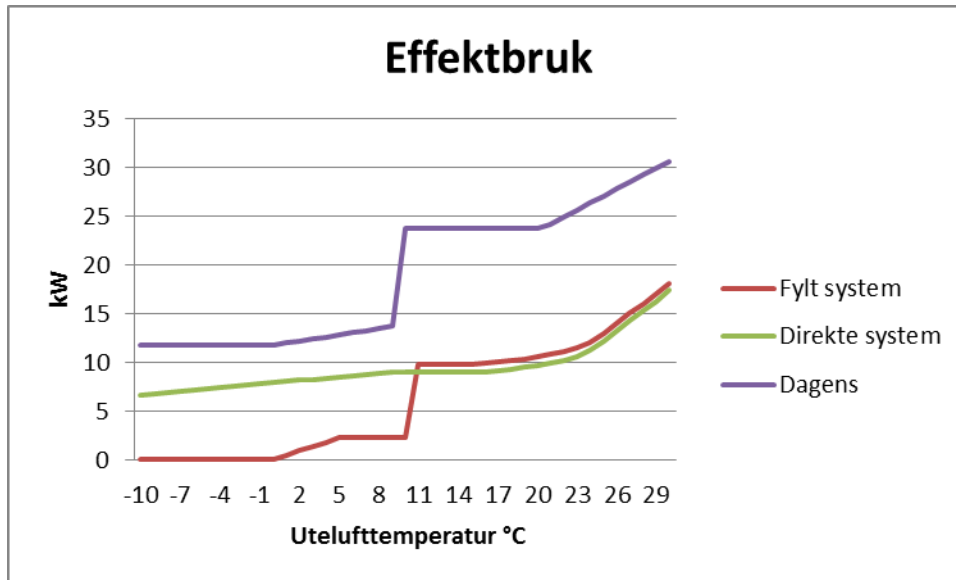


## 6 Diskusjon

Det skulle utarbeides et case, som skulle danne rammebetingelsene for to forskjellige CO<sub>2</sub>-system i dette prosjektet. Caset skulle være slik at det tilsvarer dagens situasjon i et spesifikt datasenter i Trondheim.

Valg av temperaturer i luftstrømmen på varm og kald side ble gjort relativt konservativt. Det vil si at nye datasenter som bygges kan ha enda høyere lufttemperaturer. Likevel er det fortsatt vanlig å holde seg til relativt lave temperaturer som det er sett på i dette prosjektet. Dersom man hever temperaturen enda mer vil man kunne få anlegg som går på frikjøling hele året. Effektforbruket øker kraftig på de to systemene som kan gå i frikjølingsdrift (dagens system og fylt system), når de går over til mekanisk kjøling (Figur 31).

Resultatene fra simuleringen viste at de to ulike CO<sub>2</sub>-systemene drar mindre effekt enn dagens R-410A-system ved alle temperaturer (Figur 31). Fylt system er spesielt energieffektivt når det går i frikjølingsdrift, med nødvendig effekt på bare 0,1 kW. Styringsmekanismen til CO<sub>2</sub>-systemene er ikke tatt med i beregningen, den vil sannsynligvis dra effekt i samme størrelsesorden som dagens system, som er et par hundre watt.



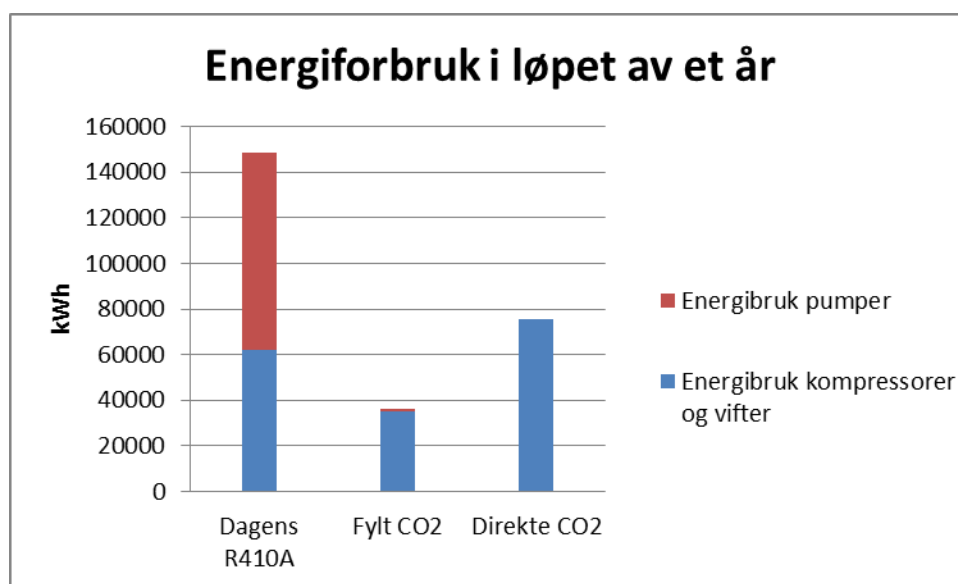
Figur 31 Effektforbruk for kjølesystemene som funksjon av utelufttemperatur, simulert for tre ulike kjølesystemer på datasentralen.

En stor forskjell mellom dagens anlegg med R-410A og isvann- og glykolkretser er at dagens anlegg bruker mer energi i løpet av et år til sirkulasjonspumper (Figur 32). Fra målingene av dagens anlegg, ble det funnet at anlegget alltid har minst tre sirkulasjonspumper som går når anlegget er i drift. Selve kjølekretsen er ikke så veldig forskjellig når det kommer til energiforbruk, men både direkte og fylt CO<sub>2</sub>-system har ingen eller lavt energiforbruk til sirkulasjonspumper. Derfor blir sesongs-virkningsgradene for CO<sub>2</sub>-systemene høyere enn for dagens anlegg (Tabell 12). Pumpearbeidet i det fylte systemet for å transportere kjølemediet fra maskinrommet til datarommet ved ca. 50 kW kjøling er ca. 0,1 kW i CO<sub>2</sub>-systemet. Tilsvarende verdi er ca. 1 kW ved dagens system. Lav viskositet sørger for en reduksjon av pumpearbeidet som gjør stort utslag på årlig energiforbruk (Tabell 12 og Figur 32).



Tabell 12 Simulert årlig energibruk og COP basert på simulert årlig kjølebehov som er 425 610 kWh/år

Resultat simulering	Årlig energibruk simulert på datasentralen [kWh]	COP
Dagens R410-isvann	146 702	2,9
Direkte (DX) CO <sub>2</sub>	75 643	5,6
Fylt CO <sub>2</sub> system	35 928	11,8



Figur 32 Simulert årlig energiforbruk for de tre systemene.

Energiforbruket som var beregnet av leverandøren av kjøleanlegget, er 173 235 kWh i løpet av et år. Dette er ikke så forskjellig fra det som ble beregnet i simuleringmodellen i dette prosjektet, som er 146 702 kWh/år. Leverandørens tall inkluderer bare kompressoren. Bak leverandørens beregning ligger antagelsen om at anlegget går på full drift gjennom hele året. I simuleringmodellen går anlegget på del-last hele året, men effekter til pumper og vifter er store nok til at energiforbruket ble beregnet til omtrent det samme i simuleringmodellen og av leverandøren. Kun kompressor-arbeidet ble simulert i modellen til 50 000 kWh per år.

Kjølebehovet ble simulert til 425 610 kWh i modellen, i stedet for 876 000 kWh som var beregnet av leverandøren av dagens kjøleanlegg.

I denne oppgaven ble ikke geometrien til varmevekslere optimalisert. Grunnen til dette er at en slik optimalisering vil være svært tidkrevende med HXsim, som er tilgjengelig Software. Energibruken vil variere avhengig av valgt fordampertemperatur, for å heve fordampertemperatur trengs økt investering i varmeveksleren for å øke arealet, siden temperaturdifferansen mellom mediene som varmeveksler blir mindre. Det vil si at det finnes et punkt som er mest økonomisk lønnsomt, avhengig av pris per areal varmeveksler, og pris per kWh. I dette prosjektet er det brukt verdier som er vanlige for lamellavstand, rørdiameter osv., slik at det skal være enkelt å produsere varmevekslerne som blir simulert. Verdiene er oppgitte av den norske varmevekslerprodusenten TTC.

Til CO<sub>2</sub>-systemene ble det valgt kompressorer med nok slagvolum til å kunne holde ideell høytrykkskurve ved 30 °C utelufttemperatur. I løpet av det året som ble simulert, er det aldri varmere enn 26 °C. Derfor kan det være interessant å se på en kompressor som har mindre slagvolum, men som må ha høyere trykk for å få høyere volumetrisk kjølekapasitet de dagene det er over 25 °C. Da blir systemet mindre energieffektivt ved høye temperaturer, men billigere i innkjøp.

Målingene av det gamle anlegget ble gjort med enkle måleinstrument som bare måler strøm og ikke spenning. Da får man ikke med fasevinkelen mellom spenning og strøm ( $\cos \varphi$ ). Den er satt konstant lik 0,85. Det er bare størrelsen på effekten til den turtallsregulerte isvannspumpa som kun ble basert på antagelsen om konstant fasevinkel.

De økonomiske betraktningene er redusert til et minimum, siden anleggene som ble vurdert i dette prosjektet både har lavere investerings- og driftskostnader. Tabell 13 viser en sammenligning av de økonomiske resultatene for de to ulike CO<sub>2</sub>-systemene. Nåverdien er høyest for et fylt CO<sub>2</sub>-system, dette systemet fører også til største årlige besparelser. Service-kostnadene er de samme for alle anleggene. Med et direkte anlegg blir energiutgiftene redusert med 49 %, med et fylt system blir energiutgiftene redusert med 76 %. Dersom man regner med

servicekostnader, som er like for alle systemene, reduseres årlige kostnader med 43 % med direkte CO<sub>2</sub>-system, og 66 % med fylt CO<sub>2</sub>-anlegg i forhold til dagens R-410A-anlegg.

Tabell 13 Resultat av økonomisk analyse, verdier i norske kroner (NOK)

	Direkte system (DX)	Fylt system
Investering	1,5 mill.	1,6 mill.
Investering i forhold til tradisjonelt anlegg	-0,2 mill.	-0,1 mill.
Nåverdi i forhold til å installere et anlegg som dagens anlegg	0,9 mill.	1,1 mill.
Økt investering i forhold til dagens anlegg som gir null i nåverdi (følsomhetsanalyse)	0,7 mill.	1,0 mill.
Sparte energiutgifter i året i forhold til å ha et anlegg som dagens anlegg.	0,07 mill.	0,11 mill.



## 7 Konklusjon

Fra litteraturstudiet er det tydelig at fokus på energieffektive kjølesystem for datasentraler øker blant eierne. CO<sub>2</sub> er ikke er utbredt som kjølemedium i datasentraler. Det finnes noen få datasentraler med CO<sub>2</sub> som kjølemedium, men da bare som sekundærmedium i et indirekte system. En trend er at nye, store datasentraler som bygges i dag, bygges med tanke på å benytte så mye frikjøling som mulig.

Fra dette prosjektet kom det fram at CO<sub>2</sub> er svært godt egnet som kjølemedium til kjøling av datasentralen som er studert i Trondheim. CO<sub>2</sub> som kjølemedium er miljøvennlig, energibesparende, ikke giftig eller brennbar, det er billig som kjølemedium i innkjøp og lavere investering til anlegget.

CO<sub>2</sub>-anlegg i stedet for et anlegg som dagens, vil være en økonomisk lønnsom investering. Med både lavere investeringskostnad og lavere energikostnad, kommer begge CO<sub>2</sub>-systemene godt ut i nåverdiberegningen. Årlige kostnader reduseres med 43 % med direkte CO<sub>2</sub>-anlegg, og 66 % med fylt CO<sub>2</sub>-anlegg i forhold til dagens R-410A-anlegg.



## 8 Videre arbeid

For datasentraler er det svært viktig med driftssikkerhet. I dette prosjektet er systemene bare sammenlignet med tanke på energieffektivitet og investeringskostnader. For datasentraleiere ville det også vært interessant å se en sammenligning av nede-tid til de forskjellige anleggene. Fylt system kommer best ut i dette prosjektet, men med mange start/stopp på kompressorene på grunn av frikjøling, kan det hende at det trengs mer service og at anlegget oftere er ute av drift.

I det fylte systemet er det lagt til grunn at frikjølerkretsen skal fungere ved selvsirkulasjon på grunn av tetthetsforskjell mellom gass og væske. Dette er ikke nærmere studert i dette prosjektet, men vil være naturlig å se nærmere på ved videre arbeider.

Det gjenstår å bygge et CO<sub>2</sub>-anlegg med systemløsning som et av de to systemene som er gjennomgått i denne rapporten. Det interessante vil være et anlegg der CO<sub>2</sub> blir eneste kjølemediet i anlegget. Gjennom dette prosjektet er det erfart at det er krevende å etter-installere målere på et anlegg som er i drift. Det vil derfor være interessant å bygge et anlegg med innebygde måleapparater slik at man får et godt inntrykk av hva anlegget faktisk presterer. For å oppnå enda høyere COP i forhold til økonomi for CO<sub>2</sub>-systemene vil det være interessant å optimalisere varmevekslere.

I dette prosjektet ble det gjennomgått systemer som skal erstatte små og mellomstore kjøleanlegg der datautstyret ikke er av det mest energiintensive på markedet. Systemene som det er sett på benytter luftkjøling som har en begrensning på tettheten av kjøling. Et område som vil kunne være lovende for CO<sub>2</sub> kan være serverskap der CO<sub>2</sub> fordamper helt tett inntil datautstyret, inne i selve serverskapene.





## 9 Referanser

1. Koomey, J.G., *Growth in Data Center Electricity use 2005 to 2010*, 2011.
2. Howard, A. and J. Holmes, *Addressing data center efficiency: lessons learned from process evaluations of utility energy efficiency programs*. Energy Efficiency, 2012. **5**(1): p. 137-148.
3. Patankar, S.V., *Airflow and Cooling in a Data Center*. Journal of Heat Transfer, 2010. **132**(7): p. 073001-17.
4. ASHRAE, *2011 ASHRAE Handbook - Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Applications (I-P Edition)*, 2011, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
5. GreenGrid. Available from: <http://www.thegreengrid.org>.
6. Uptime. *Yearly survey*. 2012; Available from: <http://uptimeinstitute.com>.
7. Sorell, V., *The oft-forgotten component of air flow management in data center applications*, 2011: ASHRAE Transactions.
8. Patterson, M.K. and D. Fenwick, *The State of Data Center Cooling A review of current air and liquid cooling solutions.*, 2008, Intel.
9. Woods, A., *Cooling the Data Center*. Communications of the Acm, 2010. **53**(4): p. 36-42.
10. Cader, T., et al., *Liquid Cooling in Data Centers*. Journal Name: ASHRAE Transactions, 115(pt. 1):231-241; Journal Volume: 115; Journal Issue: 1, 2009.
11. Almoli, A., et al., *Computational fluid dynamic investigation of liquid rack cooling in data centres*. Applied Energy, 2012. **89**(1): p. 150-155.
12. El-Sayed, N., et al., *Temperature management in data centers: why some (might) like it hot*, in *Proceedings of the 12th ACM SIGMETRICS/PERFORMANCE joint international conference on Measurement and Modeling of Computer Systems 2012*, ACM: London, England, UK. p. 163-174.
13. GoogleGreen. 2012; Available from: <http://www.google.com/green/efficiency/#data-centers>.
14. Facebook. 2012; Available from: <http://www.facebook.com/luleaDataCenter>.
15. Dai, J., D. Das, and M. Pecht, *Prognostics-based risk mitigation for telecom equipment under free air cooling conditions*. Applied Energy, 2012. **99**(0): p. 423-429.
16. Boucher, T.D., et al., *Viability of Dynamic Cooling Control in a Data Center Environment*. Journal of Electronic Packaging, 2006. **128**(2): p. 137-144.
17. Nekså, P., *CO2 heat pump systems*. International Journal of Refrigeration, 2002. **25**(4): p. 421-427.
18. Kim, M.-H., J. Pettersen, and C.W. Bullard, *Fundamental process and system design issues in CO2 vapor compression systems*. Progress in Energy and Combustion Science, 2004. **30**(2): p. 119-174.
19. Haukås, H.T., *Refrigeration and Heat Pump Cycles with CO2 as Refrigerant*. 2010.
20. Groll, E.A. and J.-H. Kim, *Review Article: Review of Recent Advances toward Transcritical CO2 Cycle Technology*. HVAC&R Research, 2007. **13**(3): p. 499-520.
21. Stene, J., *Varmepumper Grunnleggende varmepumpeteknikk*1997.

22. Lorentzen, G., *Revival of carbon dioxide as a refrigerant*. International Journal of Refrigeration, 1994. **17**(5): p. 292-301.
23. Liao, S.M., T.S. Zhao, and A. Jakobsen, *A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles*. Applied Thermal Engineering, 2000. **20**(9): p. 831-841.
24. Lorentzen, G. and J. Pettersen, *A new, efficient and environmentally benign system for car air conditioning*. International Journal of Refrigeration, 1992. **16**(1): p. 4-12.
25. Bardiya, M.S., R. Powar, and P. Kulkarni, *Safety Aspects of CO2 as a Refrigerant*.
26. *2010 ASHRAE handbook: refrigeration*2010, Atlanta, Ga.: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. : ill.
27. Reulens, W., *Natural Refrigerant CO2*. Leonardo project "NARECO2", 2009.
28. Stene, J., *Investeringsanalyse*. Forelesningsnotater fra TEP4260, NTNU, 2012.
29. V.Novakovic, *Economics*. Forelesningsnotater TEP4235, NTNU, 2012.
30. Incopera and DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*2007.
31. White, F.M., *Fluid Mechanics 5th edition*2003: McGraw - Hill.
32. Jeong, J., et al., *Operation Characteristics of Heat Transportation System Using CO2*. Energy Procedia, 2012. **14**(0): p. 1601-1606.
33. Andy Widdess, C.E., TROX UK Ltd, 2012.
34. Shecco, *2012: Natural Refrigerants Marked Growth For Europe*, 2012, Shecco.
35. Thomas Busk Rohde, E., *Telefonsamtale 13. desember 2012*, 2012.
36. Trane. *DX Unitary Systems - HVAC systems*. [cited 2012 01.november]; Available from: [http://www.trane.com/Commercial/hvacsystems/1\\_2\\_Refrigerant.aspx](http://www.trane.com/Commercial/hvacsystems/1_2_Refrigerant.aspx).
37. Zhang, F.Z., et al., *Efficiencies of subcritical and transcritical CO2 inverse cycles with and without an internal heat exchanger*. Applied Thermal Engineering, 2011. **31**(4): p. 432-438.
38. Cecchinato, L. and M. Corradi, *Transcritical carbon dioxide small commercial cooling applications analysis*. International Journal of Refrigeration, 2011. **34**(1): p. 50-62.
39. Meteotest, *Meteonorm*.
40. institutt, D.n.m., *eKlima: klima.no*.
41. Solemdal, Y., *CO2-kjølesystemer for data-/telesentraler*, in *Prosjektoppgave*2012, NTNU.
42. Pisano, G., *Mailkontakt*, 2013, Dorin.
43. Skaugen, G., K. Kolsaker, and T. Andresen, *HXsim*, 2007, SINTEF.
44. Hammerson, G., *Mailkontakt*, 2013, AlfaLaval: 06.05.2013.

## Vedlegg

### Vedlegg A

Som vedlegg er det lagt til en CD med følgende filer

Mappe	Beskrivelse
Figurer i Paper	Alle figurene i Viso-format og JPEG som brukes i utkastet til paperet.
HMS	Risikoanalyse i forbindelse med feltarbeid.
Måleperiode 1 og 2	Temperatur- og effektmålinger fra datasentralen i måleperiode 1 og 2
Målinger TA-scope	Massestrømsmålinger på datasenteret med TA-scopet.
Oppgaveteksten	Oppgaven som er gitt som masteroppgave.
Paper som ble brukt	De fleste vitenskapelige paper jeg brukte (som også er oppgitt som kilder). Funnet med Google og Universitetsbibliotekets søkemotor, Primo Central.
Simuleringsmodeller	Dette er regnearkene som ble brukt for å simulere de forskjellige systemene i oppgaven.
Trykktap i rør	Regneark som beregner trykktap i rør med hjelp av Haalands formel.
Rapporten	Rapporten i Word og PDF-format
Sammendrag	Sammendrag på norsk og engelsk, word og PDF-format.
Varmevekslere	Varmevekslere simulert i HXsim (hxi-filformat), og frikjøleren som er simulert av AlfaLaval.

## **Vedlegg B**

De neste fire sidene inneholder risikovurdering som ble utført i forbindelse med feltarbeidet på datasentralen.

NTNU	Kartlegging av risikofylt aktivitet			Utarbeidet av	Nummer	Dato
 HMS				HMS-ansv.	HMSRV2601	22.03.2011
				Godkjent av	Side	Eriater
				Rektor	1 av 1	01.12.2006

Enhet: Institutt for Energi- og prosesseteknikk **Dato: feb 2013**  
 Deltakere ved kartleggingen (m/ funksjon): Yngve Solemdal (student) og Trygve Eikevik (Veileder)

Kort beskrivelse av hovedaktivitet/hovedprosess: Måling på kuldeanlegg som tilhører Telenor



ID nr.	Aktivitet/prosess	Ansvarlig	Eksisterende dokumentasjon	Eksisterende sikringstiltak	Lov, forskrift o.l.	Kommentar
1	Måling på kuldeanlegg	YS				

NTNU		Risikomatrixe		Nummer		Dato	
				HMS/SRV2604		06.03.2010	
HMS/SKS				side		Erstatter	
				1 av 1		09.02.2010	
		utarbeidet av					
		HMS-avd.					
		godkjent av					
		Rektor					



### MATRISSE FOR RISIKOVURDERINGER ved NTNU

		<b>KONSEKVENSENS</b>											
		Svært alvorlig		E1		E2		E3		E4		E5	
		Alvorlig		D1		D2		D3		D4		D5	
		Moderat		C1		C2		C3		C4		C5	
		Liten		B1		B2		B3		B4		B5	
		Svært liten		A1		A2		A3		A4		A5	
				Svært liten		Liten		Middels		Stor		Svært stor	
				<b>SANNSYNLIGHET</b>									

Prinsipp over akseptkriterium. Forklaring av fargene som er brukt i risikomatriksen.

Farge	Betegnelse
Rød	Uakseptabel risiko. Tiltak skal gjennomføres for å redusere risikoen.
Gul	Vurderingsområde. Tiltak skal vurderes.
Grønn	Akseptabel risiko. Tiltak kan vurderes ut fra andre hensyn.

NTNU		Risikovurdering		Dato	
				04.02.2011	
HMS/SKS				Erstatter	
				9.2.2010	
		utarbeidet av		Nummer	
		HMS-avd.		HMSRV2603	
		godkjert av		side	
		Rektor		1 av 2	



**Enhet:** Institutt for Energi- og prosestetikk  
**Linjeleder:** Olav Bolland  
**Deltakere ved risikovurderingen (m/ funksjon):** Yngve Solemdal (student) og Trygve Eikevik (Veileder)

**Dato:** feb 2013

ID nr	Aktivitet fra kartleggings-skjemaet	Mulig uønsket hendelse/ belastning	Vurdering av sannsynlighet (1-5)	Vurdering av konsekvens:				Risiko-verdi	Kommentarer/status Forslag til tiltak
				Menneske (A-E)	Ytre miljø (A-E)	Øk/ materiell (A-E)	Om-dømme (A-E)		
1		Brann	1	C	A	A	A	1A	Gjøre meg kjent med rømningsveier og gi andre beskjed om tidspunkt jeg drar ned
1		Gasslekkasje	1	A	A	A	A	1A	Gjøre meg kjent med rømningsveier og gi andre beskjed om tidspunkt jeg drar ned

**Sannsynlighet**  
 1. Svært liten  
 2. Liten  
 3. Middels  
 4. Stor  
 5. Svært stor

**Konsekvens**  
 A. Svært liten  
 B. Liten  
 C. Moderat  
 D. Alvorlig  
 E. Svært alvorlig

**Risikoverdi (beregnes hver for seg):**  
 Menneske = Sannsynlighet x Konsekvens  
 Ytre miljø = Sannsynlighet x Konsekvens  
 Økonomi/materiell = Sannsynlighet x Konsekvens  
 Omdømme = Sannsynlighet x Konsekvens

NTNU	Risikovurdering			utarbeidet av	Nummer	Dato
 HMS/IKS				HMS-avd.	HMSRV2603	04.02.2011
		godkjært av	Rektor	side	Erstatter	
				2 av 2	9.2.2010	



### Sannsynlighet vurderes etter følgende kriterier:

Svært liten 1	Liten 2	Middels 3	Stor 4	Svært stor 5
1 gang pr 50 år eller sjeldnere	1 gang pr. 10 år eller sjeldnere	1 gang pr år eller sjeldnere	1 gang pr måned eller sjeldnere	Sjker ukentlig

### Konsekvens vurderes etter følgende kriterier:

Gradering	Menneske	Ytre miljø Vann, jord og luft	Øk/materiell	Omdømme
E Svært Alvorlig	Død	Svært langvarig og ikke reversibel skade	Drifts- eller aktivitetsstans >1 år.	Troverdighet og respekt betydelig og varig svekket
D Alvorlig	Alvorlig personskade. Mulig uførhet.	Langvarig skade. Lang restitusjonstid	Driftsstans > ½ år Aktivitetsstans i opp til 1 år	Troverdighet og respekt betydelig svekket
C Moderat	Alvorlig personskade.	Mindre skade og lang restitusjonstid	Drifts- eller aktivitetsstans < 1 mnd	Troverdighet og respekt svekket
B Liten	Skade som krever medisinsk behandling	Mindre skade og kort restitusjonstid	Drifts- eller aktivitetsstans < 1 uke	Negativ påvirkning på troverdighet og respekt
A Svært liten	Skade som krever førstehjelp	Ubetydelig skade og kort restitusjonstid	Drifts- eller aktivitetsstans < 1 dag	Liten påvirkning på troverdighet og respekt

### Risikoverdi = Sannsynlighet x Konsekvens

Beregn risikoverdi for Menneske. Enheten vurderer selv om de i tillegg vil beregne risikoverdi for Ytre miljø, Økonomi/materiell og Omdømme. I så fall beregnes disse hver for seg.

### Til kolonnen "Kommentarer/status, forslag til forebyggende og korrigerende tiltak":

Tiltak kan påvirke både sannsynlighet og konsekvens. Prioriter tiltak som kan forhindre at hendelsen inntreffer, dvs. sannsynlighetsreducerende tiltak foran skjerpet beredskap, dvs. konsekvensreducerende tiltak.