

■ www.energy.sintef.no ■



**SINTEF Energiforskning AS**

Postadresse: 7465 Trondheim
Resepsjon: Sem Sælands vei 11
Telefon: 73 59 72 00
Telefaks: 73 59 72 50
www.energy.sintef.no

Foretaksregisteret:
NO 939 350 675 MVA

TEKNISK RAPPORT

SAK/OPPGAVE (tittel)

FORPROSJEKT – Prototyp CO₂-varmepumpesystem for oppvarming og kjøling av en større bygning

SAKSBEARBEIDER(E)

Jørn Stene, Arne Jakobsen

OPPDRAKSGIVER(E)

Statsbygg, Næringslivets Idéfond, NTNU-SINTEF Smartbygg

TR NR. TR A6195	DATO 22.03.2006	OPPDRAKSGIVER(E)S REF. Monica Lium, Jon Lippe, Øyvind Aschehoug	PROSJEKTNR. 16X360.04	
ELEKTRONISK ARKIVKODE 041207144538		PROSJEKTANSVARLIG (NAVN, SIGN.) Rune Aarlién	GRADERING Åpen	
ISBN NR. 82-594-2906-3	RAPPORTTYPE	FORSKNINGSSJEF (NAVN, SIGN.) Inge R. Gran	OPPLAG 15	SIDER 74
AVDELING Energiprosesser	BESØKSADRESSE Kolbjørn hejes vei 1 D	LOKAL TELEFAKS 73 59 39 50		

RESULTAT (sammendrag)

Med utgangspunkt i aktiviteten på CO₂-varmepumper under NTNU-SINTEFs strategiske forskningsprogram SMARTBYGG (2002–2006), har det vært en økende interesse for å få prosjektert, bygget, installert og testet en prototyp CO₂-varmepumpe for oppvarming og kjøling av en større bygning. I samarbeid med Statsbygg og Næringslivets Idéfond ble det i 2005 startet opp et forprosjekt, som har hatt som hovedmålsetting å få gjennomført utvalgte aktiviteter for å få et best mulig grunnlag for å få realisert et prototypanlegg. Denne rapporten omhandler følgende tema:

1. Teknologisk vurdering av CO₂-varmepumper mht.:
 - a. Grunnleggende egenskaper – systemutforming og drift
 - b. Effektfaktor (COP) – årsvarmefaktor (SPF) ved ulike driftsforhold
 - c. Kompressorvolum og varmevekslerflater
2. Teknologisk vurdering av samspillet mellom CO₂-varmepumpen og sekundærsystemene:
 - a. Sekundærsystemet – oppbygging og drift
 - b. Samtidighet av romoppvarming og oppvarming av ventilasjonsluft i utvalgte bygg
 - c. Temperaturbegrensning for arbeidsmedier kontra effekt- og energidekning
3. Mulighetsstudie med hensyn til tilgang på egnede CO₂-komponenter
 - a. Kompressorer
 - b. Varmevexlere
 - c. Ventiler osv.
4. Presentasjon av en norsk industripartner, Teknotherm AS (Halden), som kan prosjektere, bygge og vedlikeholde en prototyp CO₂-varmepumpe

I prosjektperioden har Statsbygg ikke funnet et egnet bygg hvor det kan installeres en prototyp CO₂-varmepumpe. Det anbefales imidlertid at det arbeides videre med å få realisert et CO₂-prototypanlegg gjennom opprettelse av et hovedprosjekt.

STIKKORD

EGENVALGTE	Varmepumper	Oppvarming og kjøling
	Større bygninger	Karbondioksid (CO ₂) som arbeidsmedium

INNHOLDSFORTEGNELSE

		Side
<hr/>		
1	INNLEDNING	4
1.1	VARMEPUMPER FOR OPPVARMING OG KJØLING AV STØRRE BYGNINGER.....	4
1.2	CO ₂ SOM ARBEIDSMEDIUM I VARMEPUMPER	4
1.3	FORPROSJEKT FOR PROTOTYP CO ₂ -VARMEPUMPE	5
2	CO ₂ SOM ARBEIDSMEDIUM I VARMEPUMPER	6
2.1	INNLEDNING	6
2.1.1	Varmpumpeprosessen – arbeidsmediets funksjon	6
2.1.2	Varmpumpe-systemer for kombinert oppvarming og kjøling av bygninger	7
2.1.3	Arbeidsmedier i varmpumpeanlegg – sammenlikning av egenskaper	7
2.2	VARMEPUMPER MED CO ₂ SOM ARBEIDSMEDIUM	11
2.2.1	Grunnleggende egenskaper for CO ₂	11
2.2.2	Varmpumpeprosessen med CO ₂ som arbeidsmedium	11
2.2.3	Optimalt gasskjølertrykk og maksimal COP	12
2.2.4	Betydningen av lav returtemperatur ved varmeavgivelse – temperaturtilpasning	16
2.2.5	Årssimulering av CO ₂ -varmpumpe for oppvarming og kjøling av kontorbygg.....	21
2.2.6	Generelle vurderinger av tiltak for å øke CO ₂ -varmpumpens energieffektivitet	26
2.2.7	Oppsummering – gunstige rammebetingelser for CO ₂ -varmpumper.....	33
3	BYGNINGEN – EFFEKT- OG ENERGIBEREGNINGER	36
3.1	ÅRLIG ENERGIBEHOV TIL OPPVARMING OG KJØLING AV STØRRE BYGNINGER.....	36
3.2	BEREGNING AV NØDVENDIG SLAGVOLUM FOR CO ₂ -KOMPRESSOR	37
3.3	BEREGNING AV VARMEVEKSLERFLATER	38
4	CO ₂ -VARMEPUMPE – BYGGING OG SERVICE/VEDLIKEHOLD	41
4.1	TILGJENGELIGHET AV KOMPONENTER FOR CO ₂ -ANLEGG	41
4.1.1	Kompressorer	41
4.1.2	Varmevekslere	42
4.1.3	Andre komponenter	47
4.2	BYGGING AV VARMEPUMPEAGGREGAT – SERVICE OG VEDLIKEHOLD	49
4.2.1	Teknotherm A/S.....	49
4.2.2	Bygging av komponenter og CO ₂ -aggregat	50
4.2.3	Service og vedlikehold av CO ₂ -aggregat	50

5	ANALYSE AV CO ₂ -VARMEPUMPE OG SEKUNDÆRSYSTEMER.....	51
5.1	SEKUNDÆRSYSTEMER.....	51
5.1.1	Innledning.....	51
5.2	SAMTIDIGHET AV ROMOPPVARMING OG OPPVARMING AV VENTILASJONSLUFT	53
5.2.1	Innledning.....	53
5.2.2	Analyse av måledata for seks bygninger.....	53
5.3	TEMPERATURBEGRENSNING FOR VARMEPUMPEN – EFFEKT- /ENERGIDEKNING	58
5.3.1	Dimensjonering av varmepumpeanlegg for oppvarming og kjøling	58
5.3.2	Arbeidsmedier – konsekvenser av temperaturbegrensning.....	59
5.3.3	Anleggseksempel – Høgskolebygget i Bergen – Statsbygg som byggherre.....	61
6	FORSLAG TIL VIDERE ARBEID	65
7	REFERANSER.....	66
8	<u>VEDLEGG A</u> – SIMULERINGSPROGRAMMET CSIM.....	68
9	<u>VEDLEGG B</u> – FORDELER/ULEMPER MED CO ₂ -VARMEPUMPER	71

1 INNLEDNING

1.1 Varmepumper for oppvarming og kjøling av større bygninger

Varmepumper for oppvarming og kjøling av større bygninger har i de senere årene fått økt anvendelse i Norge og resten av verden. Det skyldes at anleggene utnytter omgivelsesvarme (fornybar energi), og dermed reduserer energibehovet for oppvarming med typisk 70% i forhold til konvensjonelle oppvarmingssystemer. Varmepumper som bruker sjøvann, grunnvann eller energibrønner i fjell som varmekilde dekker dessuten hele eller store deler av kjølebehovet med *frikjøling*. Det vil si at byggets varmeoverskudd dumpes til varmekilden uten at varmepumpen trenger å kjøres som kjølemaskin. Slike varmepumpeanlegg vil dekke bygningens totale varme- og kjølebehov på en meget energieffektiv måte, og vil i mange tilfeller bidra til god lønnsomhet for byggeieren ettersom energikostnadene holdes på et lavt nivå.

I varmepumper benyttes et såkalt arbeidsmedium (kuldemedium) som sirkulerer internt i varmepumpen, og som transporterer varme fra varmekilden til varmeforbruker. For større anlegg har det vært vanlig å benytte syntetisk framstilte arbeidsmedier (HFK). HFK-mediene er imidlertid drivhusgasser og har derfor vært regulert av Kyoto-protokollen siden 2003. Selv om det normalt kun er små lekkasjer fra varmepumpeanlegg med HFK, regnes det som en bedre langtidsløsning å bruke arbeidsmedier som ikke har noen negativ innvirkning på det globale miljø. Det viktigste alternativet i den sammenheng har vært ammoniakk.

Norge er det land i verden som har installert flest ammoniakk-varmepumper for bygningsoppvarming. Anleggene oppnår høy energisparing og driftserfaringene er generelt sett gode. Ulempen med ammoniakk er imidlertid at det på grunn av mediets giftighet kreves spesiell utforming av aggregater og maskinrom, noe som gir relativt kostbare anlegg. I tillegg kan standard ammoniakkanlegg kun levere varme opp mot ca. 50°C. Ved tilkobling til varmedistribusjonssystemer med relativt høye temperaturkrav vil dermed anleggenes energidekning og energisparing reduseres. En kan unngå temperaturbegrensningen ved å benytte 40 bars ammoniakk-aggregater som kan levere varme opp mot ca. 70°C, men på grunn av økte kostnader er dette først og fremst en løsning for store varmepumper i fjernvarmeanlegg og lignende.

1.2 CO₂ som arbeidsmedium i varmepumper

NTNU–SINTEF har over en 20-års periode arbeidet med utvikling av varmepumpe- og kuldeanlegg hvor karbondioksid (CO₂, R744) brukes som arbeidsmedium. CO₂ er et ugiftig og ubrennbart medium, som ikke gir noen negativ miljøeffekt ved eventuelle lekkasjer ettersom anleggene fylles med overskudds-CO₂ fra industrien. I 1999 ble Norges første og foreløpig eneste CO₂-varmepumpeanlegg installert hos Eggprodukter AS i Larvik med utgangspunkt i teknologi utviklet ved NTNU–SINTEF. Varmepumpen produserer 75°C forbruksvann, og anlegget oppnår ca. 80% energisparing i forhold til konvensjonelle varmtvannsberedere. CO₂-teknologien har også blitt lisensiert til Japan via *Shecco Technology* (Norsk Hydro ASA), som har patentrettighetene. Flere japanske produsenter leverer nå mindre CO₂-varmepumper for kombinert romoppvarming og varmtvannsberedning. De siste par årene er det solgt flere hundre tusen anlegg av denne typen, og teknologien vil snart bli introdusert på det europeiske markedet.

Analyser og beregninger gjort under NTNU-SINTEFs Smartbygg-program¹ (Andresen/Stene, 2004; Stene/Andresen/Stang, 2004) har vist at CO₂-varmepumper for oppvarming og kjøling av større bygninger kan oppnå høyere energieffektivitet (COP) enn konvensjonelle varmepumper såfremt utforming og drift av varmedistribusjonssystemet tilpasses CO₂-varmepumpens karakteristikk. Dette har gjort CO₂-teknologien til et interessant alternativ til de konvensjonelle arbeidsmediene, også i større anlegg. I den senere tid har mange internasjonalt ledende produsenter av kulde- og varmepumpeteknisk utstyr utviklet komponenter for CO₂-anlegg, deriblant kompressorer, varmevekslere og ventiler. Det betyr at det nå er mulig å bygge større CO₂-varmepumper av høy kvalitet til en relativt overkommelig pris.

¹ Strategisk forskningsprogram ved NTNU-SINTEF (2002–2006), <http://www.ntnu.no/em/fokus/smartbygg/index.htm>

1.3 Forprosjekt for prototyp CO₂-varmepumpe

Med utgangspunkt i aktiviteten på CO₂-varmepumper under NTNU-SINTEF Smartbygg har det vært en økende interesse for å få prosjektert, bygget, installert og testet en prototyp CO₂-varmepumpe for oppvarming og kjøling av en større bygning. I samarbeid med Statsbygg og Næringslivets Idéfond ble det i 2005 startet opp et forprosjekt som har hatt som hovedmålsetting å få gjennomført utvalgte aktiviteter som skal gi et best mulig grunnlag for å få realisert et prototypanlegg.

5. Identifisere en bygning på skisseprosjektstadiet (Statsbygg)
 - a. 3.000–5.000 m²
6. Identifisere en norsk industripartner for CO₂-aggregatet med hensyn til:
 - a. Prosjektering
 - b. Bygging
 - c. Service/vedlikehold
7. Mulighetsstudie med hensyn til tilgang på egnede CO₂-komponenter
 - a. Kompressorer
 - b. Varmevexlere (fordamper, gasskjøler)
 - c. Ventiler osv.
8. Teknologisk vurdering av CO₂-varmepumpen mht.:
 - a. Grunnleggende egenskaper
 - b. Systemutforming og drift
 - c. Kompressorvolum og varmevexlerflater
9. Teknologisk vurdering av varmedistribusjonssystemet mht.:
 - a. Systemutforming og drift

I prosjektperioden har Statsbygg ikke funnet et egnet bygg hvor det kan installeres en prototyp CO₂-varmepumpe. Det anbefales imidlertid at det arbeides videre med å få realisert et CO₂-prototypanlegg gjennom opprettelse av et hovedprosjekt med mulig finansiering fra for eksempel Statsbygg, Næringslivets Idéfond, Norges forskningsråd og ENOVA SF.

2 CO₂ SOM ARBEIDSMEDIUM I VARMEPUMPER

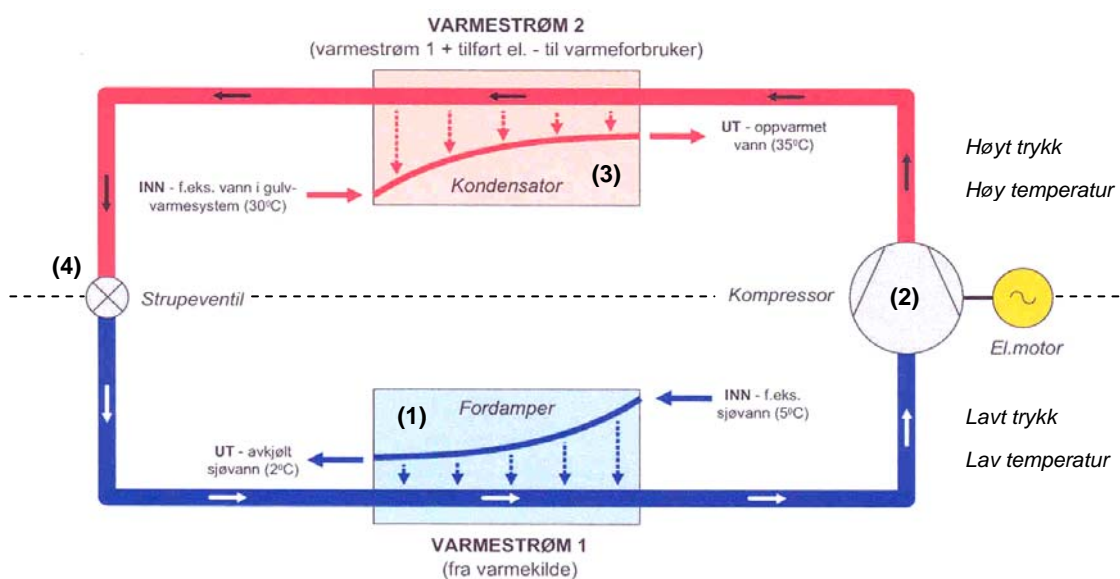
Dette kapittelet gir innledningsvis en sammenlikning av arbeidsmediene R134a, R407C, ammoniakk og propan som i dag brukes i større varmepumpeanlegg. Det er videre gitt en presentasjon av karbondioksid (CO₂, R744) mht. grunnleggende egenskaper, varmeavgivelsesprosessen, optimal drift, betydning av lav returtemperatur i varmeanlegget ved varmeavgivelse samt maksimalt oppnåelig effektfaktor (COP) ved ulike driftstilstander. Til slutt er det presentert simuleringsresultater for en varmepumpeanlegg med CO₂, aktuelle tiltak for å øke anleggseffektiviteten samt gunstige rammebetingelser for CO₂-varmepumper.

2.1 Innledning

2.1.1 Varmepumpeprosessen – arbeidsmediets funksjon

En varmepumpe består av fire hovedkomponenter; *fordamper*, *kompressor*, *kondensator* og *strupeventil*. Komponentene er bundet sammen i en lukket røkrings, og i kretsen sirkulerer et prosessmedium (*arbeidsmedium*) som transporterer varme fra varmekilden til varmekonsumer. De arbeidsmediene som i dag benyttes i større varmepumpeanlegg er R407C, R134a, ammoniakk (R717) og tildels propan (R290). Karbondioksid (CO₂) er regnet som et lovende arbeidsmedium i større varmepumper, men er foreløpig kun benyttet i et 20 kW anlegg for varmtvannsberedning ved Eggprodukter AS i Larvik (Tønseth, 2001).

Figur 2.1 viser en prinsipiell skisse av en konvensjonell varmepumpeprosess hvor arbeidsmediet gjennomgår følgende 4 tilstandsforandringer i en lukket kretsprosess: (1) fordampning (væske → gass), (2) trykk-/temperaturøkning, (3) kondensasjon (gass → væske), (4) trykk-/temperatursenkning.



Figur 2.1 Prinsipiell skisse av et varmepumpeanlegg med sirkulerende arbeidsmedium.

- Ved innløpet til *fordamperen*, som er en varmeveksler, er arbeidsmediet normalt en blanding av væske og gass. Arbeidsmediet har så lavt metningsstrykk at temperaturen er lavere enn varmekildens temperatur, og temperaturforskjellen fører til at varme strømmer fra varmekilden til arbeidsmediet. Ved utløpet har all væsken fordampet, og varmemengden som har blitt overført fra varmekilden har økt energiinnholdet i arbeidsmediet.
- *Kompressoren* suger av gassen i fordamperen, og komprimerer denne slik at trykket og dermed temperaturen øker. Kompressoren drives av en elektromotor, og det meste av den energimengden som tilføres går med til å øke energiinnholdet i gassen.

- Ved innløpet til *kondensatoren*, som er en varmeveksler, har gassen høyt trykk og høy temperatur. Ettersom temperaturen på gassen er høyere enn det mediet som skal varmes, f.eks. vann i et gulvvarmesystem, overføres varme til gulvvarmesystemet. Under varmeavgivelsen kondenserer arbeidsmediet, og ved utløpet av kondensatoren er alt arbeidsmediet i væskeform.
- Arbeidsmediet i væskeform ved høyt trykk og høy temperatur, strømmer til en *strupeventil* (trykkreduksjonsventil, ekspansjonsventil). Der senkes trykket og temperaturen på mediet til henholdsvis fordampningstrykk og fordampningstemperatur. Arbeidsmediet, som nå er en blanding av væske og gass, strømmer til fordamperen, og kretsløpet gjentas på nytt.

2.1.2 Varmepumpesystemer for kombinert oppvarming og kjøling av bygninger

Varmepumper for kombinert oppvarming og kjøling av større bygninger kan klassifiseres som vindusaggregater (luft/luft), split-anlegg (luft/luft), integrerte aggregater (luft/luft) og varmepumpe- og kjøleanlegg (vann/vann- eller væske/vann-aggregater).

Kombinerte varmepumpe- og kjøleanlegg leverer varme og kjøling via vannbårne distribusjonssystemer, og henter/dumper varme til en ekstern varmekilde, det vil si sjøvann, grunnvann eller energibrønner i fjell (termisk lager). Denne rapporten tar kun for seg denne typen varmepumpesystemer.

Vann/vann- og væske/vann-varmepumper for oppvarming og kjøling av har to driftsmodi:

- *Varmemodus* – bygningens varmebehov er dominerende i forhold til kjølebehovet. Varmepumpen henter varme fra varmekilden (sjøvann, grunnvann eller grunnvarme²), og leverer varme til romoppvarming, ettervarming av ventilasjonsluft og evt. varmtvannsberedning. Når varmebehovet i varmedistribusjonssystemet på de kaldeste dagene ikke kan dekkes med varmepumpen alene, leveres tilleggsvarme fra en kjelsentral (spisslast). Bygningens kjølebehov dekkes ved frikjøling mot varmekilden og som et biprodukt av varmepumpens varmeproduksjon (fordamperytelsen).
- *Kjølemodus* – bygningens kjølebehov er dominerende i forhold til varmebehovet. Varmepumpen kapasitetsreguleres etter kjølebehovet i bygningen, og anlegget drives som en standard kjølemaskin (isvannsmaskin). Overskuddsvarmen fra varmepumpen dumpes til varmekilden via en egen varmeveksler som er koblet til varmedistribusjonskretsen (dumpingsvarmeveksler).

Kombinerte varmepumpe- og kjøleanlegg oppnår høy årsenergifaktor (SPF_{tot} ³) ettersom varmen leveres med høy energieffektivitet og hele eller store deler av kjølebehovet dekkes som et biprodukt av varmepumpens varmeproduksjon eller ved direkte varmeveksling mot varmekilden (frikjøling). Figur 2.2 viser et *prinsipielt eksempel* på anleggsutforming, hvor varmepumpeanlegget benytter energibrønner i fjell som varmekilde-/sluk, og hvor varme og kjøling leveres til vannbårne distribusjonssystemer.

I overordnet *varmedrift* går pumpe P1, P2 og P4, mens P3 og P5 er avslått. Videre er ventil V1, V3 og V5 åpne mens ventil V2, V4 og V6 er stengt. I overordnet *kjøledrift* går alle pumpene. Ventil V2, V4, V5 og V6 er åpne, mens ventil V1 og V3 er stengt.

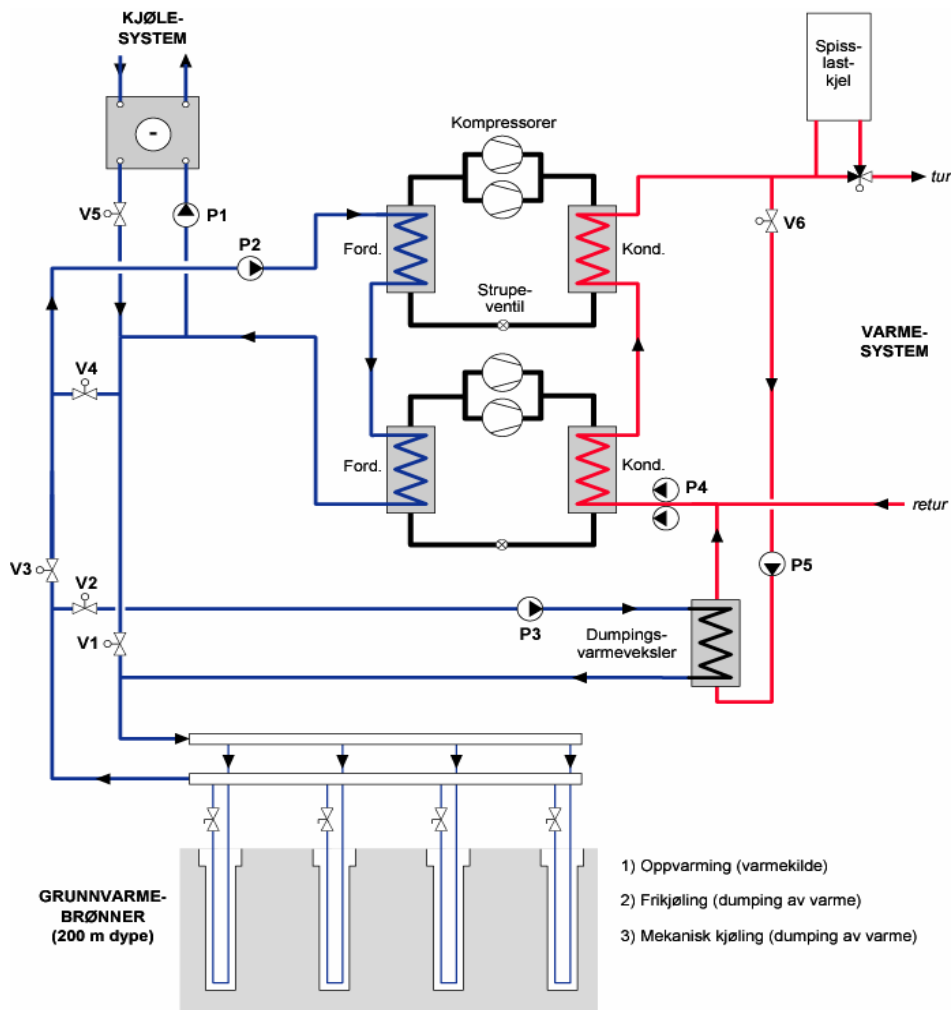
2.1.3 Arbeidsmedier i varmepumpeanlegg – sammenlikning av egenskaper

Tabell 2.1 gir en oversikt over utvalgte egenskaper for de syntetiske arbeidsmediene R407C og R134a samt de naturlige arbeidsmediene ammoniakk (R717) og propan (R290). Ingen av arbeidsmediene som brukes i varmepumper har noen negativ innvirkning på ozonlaget, det vil si at $ODP=0$ ⁴.

² Varmeopptak fra 150–200 m dype energibrønner i fjell. I brønnene legges det Ø40 mm plastslanger som tilkobles varmepumpeanleggets fordampner (lukket krets). Varme overføres fra brønnene til fordamperen ved hjelp av en sirkulerende frostvæske.

³ Årsenergifaktoren er gitt av forholdet mellom årlig levert varme/kjøling [kWh] og tilført drivenergi til kompressorene [kWh].

⁴ ODP – Ozone Depletion Potential, evne til nedbryting av stratosfærisk ozon. Referansen er R11 (KFK11).



Figur 2.2 Prinsipielt eksempel på utforming av et væske/vann-varmepumpeanlegg for oppvarming og kjøling av en bygning. Ford=fordamper, Kond.=kondensator, P=pumpe, V=ventil.

Tabell 2.1 Oversikt over utvalgte egenskaper for R407C, R134a, R717 og R290 (Stene, 1998).

Medium	Type ¹⁾	t_{maks} ²⁾	V_{kompr} ⁴⁾	GWP ⁵⁾	Brennbar	Giftig	Annet
R407C	Syntetisk	ca. 52°C	67%	1530	Nei	Nei ⁶⁾	Tyngre enn luft
R134a	Syntetisk	ca. 68°C	100%	1300	Nei	Nei ⁶⁾	Tyngre enn luft
Ammoniakk	Naturlig	ca. 48°C ³⁾	52%	0	Nei	Ja ⁷⁾	Illeluktende
Propan	Naturlig	ca. 57°C	72%	3	Ja ⁸⁾	Nei	Tyngre enn luft

1) Syntetiske medier er framstilt med basis i hydrokarboner og inneholder hydrogen, fluor og karbon (HFK). Naturlige medier som f.eks. ammoniakk og propan finnes naturlig i jordens biosfære, og har ingen negativ innvirkning på det globale miljø.

2) t_{maks} – maksimalt utgående vanntemperatur fra kondensatoren ved bruk av standard 25 bars varmepumpeanlegg (reelt 23 bar minus 10%). Det er forutsatt 2 K differanse mellom maks. kondenseringstemperatur og utgående vanntemperatur.

3) Ved bruk av 40 bars kompressorer øker maksimalt utgående vanntemperatur til ca. 74°C.

4) V_{kompr} – relativt kompressorvolumbehov med R134a som referanse. Det er ikke tatt hensyn til kompressorvirkningsgraden.

5) GWP – Global Warming Potential. Relativ innvirkning på drivhuseffekten. Referansen er CO₂ hvor GWP_{CO2}=1.

6) Når HFK-mediene eksponeres for brann dannes hydrogenfluorid-gass (HF), som er giftig

7) Threshold Limit Value (TLV) er 25 ppm, mens Immediate Danger for Life and Health (IDLH) er 500 ppm

8) Nedre/øvre eksplosjonsgrense (LEL/UEL) er 2,1/9,5 volum% i luft. Selvantennelsestemperaturen (AIT) er 470°C.

2.1.3.1 HFK-mediene

HydrogenFluorKarboner (HFK) er syntetisk framstilte arbeidsmedier, som på grunn av sine gode termofysiske egenskaper egner seg godt for varmepumper i større bygninger. De mest brukte HFK-mediene for større varmepumpeanlegg er *R407C* og *R134a*.

Ulempene med bruk av HFK som arbeidsmedium i varmepumper er:

- HFK-mediene er drivhusgasser, dvs. de har relativt høy GWP-verdi⁵, og ved utilsiktede utslipp vil de bidra til drivhuseffekten på samme måte som f.eks. CO₂ og metangass. GWP-verdien for R134a og R407C er henholdsvis 1300 og 1520 (Stene, 1998).
- Bruken av HFK er regulert av Kyoto-protokollen, og i januar 2003 ble det i Norge innført CO₂-avgift på import av HFK. I januar 2005 var avgiftssatsen 186 kroner per tonn CO₂-ekvivalenter, og for R407 og R134a utgjør dette henholdsvis kr 285 og kr 243 per kg (SFT, 2005). Dette gir en utsalgspris for R407C og R134a på henholdsvis kr 505 og kr 386 per kg (Foku, 2005).

HFK-mediene R407C og R134a er forøvrig karakterisert med følgende egenskaper:

- Utstyr og aggregater finnes for alle ytelsesområder
- *R407C* brukes der en har relativt moderate temperaturkrav (<52°C). Kompressorvolumbehovet er ca. 15–20% høyere enn ved bruk av ammoniakk som arbeidsmedium.
- *R134a* velges når en skal levere varme på et høyere temperaturnivå (<68°C). Varmepumper med R134a oppnår noe høyere effektfaktor (*COP*⁶) enn anlegg med R407C på grunn av bedre termofysiske egenskaper for arbeidsmediet. Anleggene krever imidlertid ca. 50% høyere kompressorvolum enn anlegg med R407C for å gi samme varmeytelse.

Selv om det normalt kun er små lekkasjer fra varmepumpeanlegg med HFK, regnes det som en mer miljøvennlig løsning å bruke arbeidsmedier som er helt uten negativ innvirkning på det globale miljø. Alternativet er såkalte *naturlige arbeidsmedier* hvor de viktigste er ammoniakk, (NH₃) hydrokarboner (f.eks. propan og propylen) og karbondioksid (CO₂).

2.1.3.2 Ammoniakk

Ammoniakk (NH₃, R717) er et arbeidsmedium som er mye benyttet i industrielle kuldeanlegg. Mediet bidrar ikke til drivhuseffekten ved utilsiktede utslipp til atmosfæren, dvs. GWP=0.

Ulempene med bruk av ammoniakk som arbeidsmedium i varmepumper er:

- Meget giftig, illeluktende (panikkskapende ved lekkasje) og lettere enn luft. I henhold til CEN-standard EN 378 er ammoniakk klassifisert i sikkerhetsklasse B2 (*Higher Toxicity*). Det betyr at varmepumpeaggregater og maskinrom må ha spesialutforming for å kunne oppfylle gjeldende sikkerhetskrav (Stene, 1998). Det medfører økte kostnader i forhold til HFK-anlegg.
- Ammoniakk-varmepumper med standard 25 bars trykkklasse oppnår en maks. utgående vanntemperatur på ca. 48°C (York, 2005). Denne temperaturbegrensningen krever at anlegget tilkobles et varmedistribusjonssystem med moderate temperaturkrav. Hvis ikke vil anleggets energidekning og energisparing reduseres. Dette er nærmere beskrevet i Kap. 5.3. Ved bruk av to-trinns anlegg hvor slutttrinnet er dimensjonert for 40 bars trykkklasse vil en kunne oppnå en utgående vanntemperatur opp mot ca. 74°C, men aggregatene er nesten dobbelt så dyre som ved 25 bars utførelse (York 2005).

⁵ GWP – Global Warming Potential – Relativ innvirkning på drivhuseffekten. Referansen er CO₂, hvor GWP_{CO2} = 1.

⁶ Effektfaktoren (*COP*) er gitt av forholdet mellom levert varmeeffekt [kW] og tilført elektrisk effekt til kompressorene [kW].

- Ammoniakk-varmepumper leveres med varmeytelser fra ca. 200 kW ettersom varmevekslere, rør, beholdere osv. må bygges i stål (ammoniakk/fukt tærer kobber). Ettersom varmepumper i Norge dimensjoneres for å dekke ca. 40–60% av bygningens netto effektbehov til romoppvarming og oppvarming av ventilasjonsluft, vil det si at det er uaktuelt å benytte ammoniakk-varmepumper i bygninger med netto effektbehov lavere enn ca. 300–400 kW.
- Aggregatene er typisk 20-30% dyrere enn anlegg med R407C.

Ammoniakk er forøvrig karakterisert med følgende egenskaper:

- Mediet har meget gode termofysiske egenskaper, og ammoniakk-varmepumper oppnår derfor typisk 5–10% høyere COP enn varmepumpeanlegg med HFK-medier.
- Nødvendig kompressorvolum for en ammoniakk-varmepumpe er omlag 25% og 90% lavere enn ved bruk av henholdsvis R407C og R134a.

I Norge er det installert et titalls ammoniakk-varmepumper for bygningsoppvarming med ytelse fra ca. 200 kW opp til ca. 8.000 kW. Det finnes et mindre antall norske rådgivere leverandører, entreprenører, installatører og driftspersonell som har nødvendig kompetanse for prosjektering, installasjon og drift av varmepumpeanlegg med ammoniakk. Driftserfaringene med denne typen varmepumper er forøvrig gode.

2.1.3.3 Hydrokarboner

Hydrokarboner, f.eks. propan (R290) og propylen (R1270), har tradisjonelt vært brukt i bl.a. kuldeanlegg i petrokjemisk industri. Mediene har gode termofysiske og praktiske egenskaper, som medvirker til høy energieffektivitet og god driftssikkerhet for anleggene.

Ulempen med bruk av hydrokarboner som arbeidsmedier i varmepumper er:

- Hydrokarboner er meget brennbare og eksplosive og dessuten tyngre enn luft. I henhold til CEN-standard EN 378 mediene derfor klassifisert i sikkerhetsklasse A3 (*Higher flammability*). For å få godkjenning av denne typen anlegg i større bygninger kreves det særskilt utforming av varmepumpeaggregatene og maskinrom, og det er derfor kun aktuelt å benytte hydrokarboner i mindre anlegg hvor en kan oppnå liten mediefylling per aggregat (Stene, 1998).

På grunn av brennbarheten samt manglende norsk kompetanse innen prosjektering, installasjon og drift av varmepumpeanlegg med brennbare arbeidsmedier hos de fleste rådgivere, leverandører, entreprenører, installatører og driftspersonell, finnes det kun et par propanvarmepumper som er installert i større bygninger i Norge. Internasjonalt brukes hydrokarboner i dag som arbeidsmedium i kjøleskap og fryserer samt mindre varmepumper og indirekte kuldeanlegg i supermarkeder.

2.1.3.4 Karbondioksid

Karbondioksid (CO₂, R744) er et 100% miljøvennlig arbeidsmedium som verken er brennbart eller giftig, og det er derfor ingen ekstra sikkerhetsrisiko eller kostnader knyttet til sikkerhet ved å installere CO₂-varmepumper i bygninger. De senere årene har CO₂ som arbeidsmedium fått betydelig internasjonal oppmerksomhet, og mediet brukes i dag i boligvarmepumper (Japan) samt kommersielle fryse- og kjøleanlegg (Norge, Europa). Det er i dag generelt sett en økende interesse for bruk av CO₂ i ulike typer varmepumper. En CO₂-varmepumpe som installeres i en større bygning i Norge vil være det første av sitt slag, og vil følgelig få betydelig oppmerksomhet.

2.2 Varmepumper med CO₂ som arbeidsmedium

2.2.1 Grunnleggende egenskaper for CO₂

Karbondioksid (CO₂, R744) brukt som arbeidsmedium i varmepumpeanlegg kan karakteriseres ved følgende grunnleggende egenskaper:

- Miljøvennlig og sikkert arbeidsmedium:
 - ODP=0 og GWP=0
 - Ubrennbar⁷, ugiftig (TLV⁸ 5.000 ppm, IDLH⁹ 50.000 ppm), luktfritt
- Lav kritisk temperatur (31,1°C) og høyt kritisk trykk (73,8 bar) medvirker til:
 - Høyt arbeidstrykk (30 til 120 bar)
 - Varmeavgivelse ved overkritisk trykk ($p > p_{\text{kritisk}}$) og glidende temperatur
- Moderat molvekt (44,01) og svært høy gasstetthet medvirker til:
 - Små kompressorer – 10 til 25% av volumbehovet i forhold til vanlige kompressorer
 - Små dimensjoner på varmevekslere, rør osv.
- Gunstige termofysikalske egenskaper medvirker til:
 - Lavt trykkforhold – høy kompressorvirkningsgrad
 - Meget gode varmeoverføringsegenskaper – lav temperaturdifferanse i varmevekslere
- Høy spesifikk varmekapasitet (c_p -verdi) i nærheten av kritisk punkt medvirker til:
 - Høyt strupningstap – tapet kan reduseres betydelig ved optimalisert komponentutforming og systemtilpasning samt bruk av gunstige rammebetingelser
- Varme kan, hvis ønskelig, leveres ved relativt høye temperaturer (maks. ca. 90–100°C)

2.2.2 Varmepumpeprosessen med CO₂ som arbeidsmedium

Sammenliknet med konvensjonelle arbeidsmedier har CO₂ svært lav kritisk temperatur (31,1°C) og høyt kritisk trykk (73,8 bar). CO₂-varmepumper vil derfor ha 5–10 ganger høyere driftstrykk enn anlegg med HFK, ammoniakk eller propan som arbeidsmedium. Ettersom de fleste varmebehov har temperaturkrav høyere enn ca. 30°C, vil en CO₂-varmepumpe måtte operere i en såkalt *transkritisk prosess*. Det vil si at mediet tar opp varme fra varmekilden ved tilnærmet konstant temperatur og underkritisk trykk som i en konvensjonell varmepumpeprosess, og avgir varme ved tilnærmet konstant overkritisk trykk. Ved overkritisk trykk avgis ikke varmen ved kondensasjon av arbeidsmediet i en kondensator, men ved nedkjøling av mediet i en såkalt *gasskjøler*. Temperaturendringen for CO₂-gassen ved varmeavgivelse i gasskjøleren kalles mediets *temperaturglidning* ved de gitte driftsforhold. I figur 2.3 er den transkritiske varmepumpeprosessen med CO₂ som arbeidsmedium illustrert i et såkalt trykk-entalpidiagram (log p-h diagram).

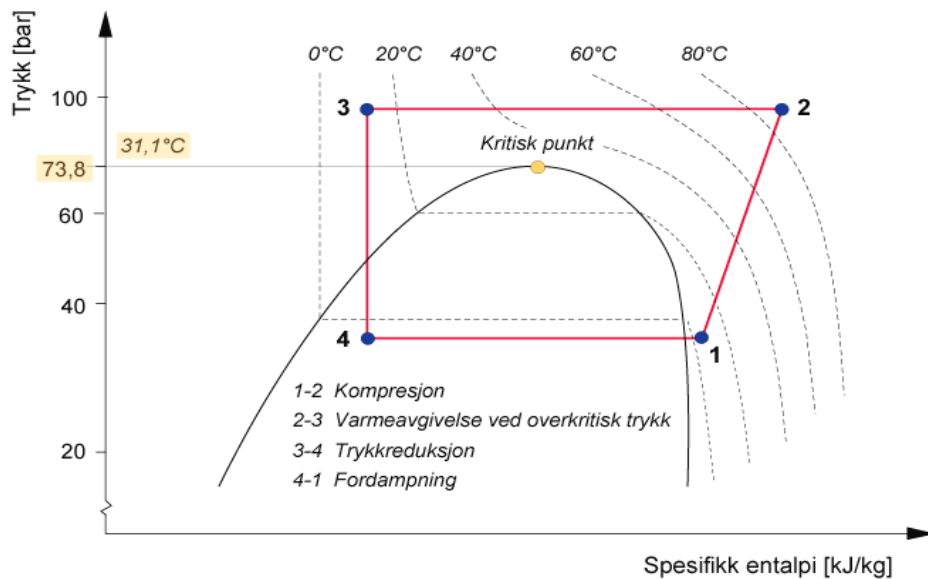
Tilstandsendingene i CO₂-prosessen er som følger:

- 1 – 2: *Kompressor*: Kompresjon av CO₂-gass fra underkritisk til overkritisk trykk
- 2 – 3: *Gasskjøler*: Varmeavgivelse ved nedkjøling av CO₂-gass ved tilnærmet konstant trykk
- 3 – 4: *Strupeventil*: Struping/ekspansjon av CO₂-gass fra overkritisk til underkritisk trykk
- 4 – 1: *Fordamper*: Varmeopptak ved tilnærmet konstant underkritisk trykk og konstant temperatur

⁷ CO₂ brukes i brannslukningsapparater (brannhemmende)

⁸ TLV – Threshold Limit Value

⁹ IDLH – Immediate Danger to Life and Health



Figur 2.3 Prinsipiell framstilling av en varmepumpeprosess med CO₂ som arbeidsmedium.

I eksempelet er fordampningstemperaturen -5°C. CO₂-gassen i gasskjøleren avkjøles fra 90–15°C (2 → 3), dvs. CO₂-gassen har en temperaturglidning på 75 K.

Effekt faktoren (COP) for en CO₂-varmepumpe er gitt av følgende uttrykk:

$$\text{COP} = \frac{\dot{m} \cdot (h_i - h_u)}{W} \quad (2.1)$$

hvor \dot{m} er sirkulert mengde CO₂ [kg/s], h_i and h_u er spesifikk entalpi [kJ/kg] for CO₂-gassen ved henholdsvis innløp og utløp av gasskjøleren og W er tilført elektrisk effekt [kW] til kompressoren.

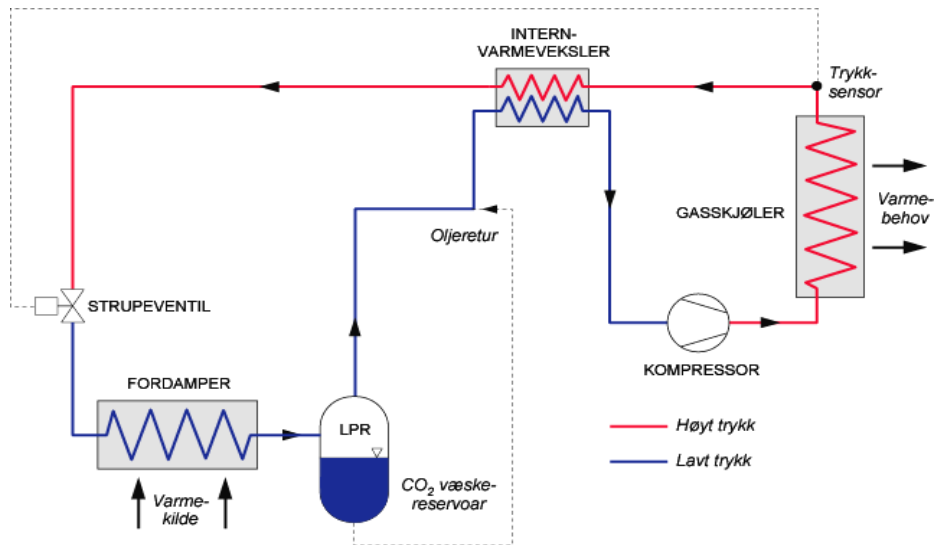
Likning 2.1 viser at COP øker proporsjonalt med entalpiforskjellen for CO₂-gassen ved varmeavgivelse. For å oppnå høy effekt faktor for en CO₂-varmepumpe må følgelig *nyttig varme* avgis over et relativt stort temperaturområde (stor temperaturglidning), slik at temperaturen på CO₂-gassen blir lavest mulig ved utløpet av gasskjøleren. *Jo lavere utløpstemperatur, desto høyere COP.* På den annen side må trykket i gasskjøleren holdes lavest mulig, ettersom tilført effekt til drift av kompressoren er tilnærmet proporsjonalt med trykkdifferansen i anlegget.

2.2.3 Optimalt gasskjølertrykk og maksimal COP

I en konvensjonell varmepumpeprosess er kondenseringstemperaturen og dermed kondenseringstrykket i kondensatoren bestemt av varmebalansen i varmeveksleren. I en transkritisk CO₂-prosess er imidlertid gasskjølertrykket og temperaturen uavhengige størrelser, og CO₂-trykket i gasskjøleren er dermed entydig bestemt av mengden CO₂-gass (antall CO₂-molekyler) og varmevekslerens indre volum.

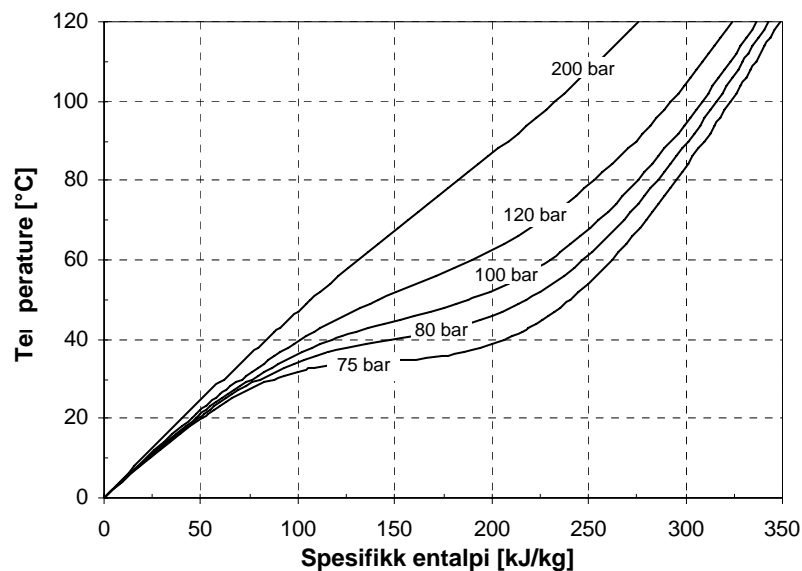
Den vanligste metoden for å regulere gasskjølertrykket er å benytte en regulerbar trykkreduksjonsventil (strupeventil) i kombinasjon med en såkalt lavtrykksbeholder (LPR) plassert på utløpet av fordampere. Trykket reguleres ved å åpne og lukke ventilen slik at mengden CO₂-gass i gasskjøleren endres. Ved økende mengde CO₂-gass øker trykket i gasskjøleren og vice versa. Variasjonene i CO₂-fyllingen i gasskjøleren ved økning og reduksjon av trykket leveres fra og taes opp av CO₂-reservoaret (væske) i lavtrykksbeholderen.

Figur 2.4 viser en prinsippskisse av en CO₂-varmepumpe utstyrt med en lavtrykksbeholder (LPR) og regulerbar trykkreduksjonsventil for regulering av gasskjølertrykket.



Figur 2.4 Prinsippskisse av CO₂-varmepumpe med lavtrykksbeholder (LPR) og trykkreduksjonsventil (strupeventil) for regulering av trykket i gasskjøleren.

Både trykket og temperaturen påvirker CO₂-gassens spesifikke varmekapasitet (c_p -verdien, kJ/kgK), og dermed avkjølingskurvens forløp. Figur 2.5 viser konstant-trykkurver (isobarer) for CO₂ ved ulike superkritiske trykk ($p > 73,8$ bar). Helningen på kurvene ($\partial T / \partial h$)_p tilsvarer den inverse av c_p -verdien ved konstant trykk, $c_p = (\partial h / \partial T)_p$. Det vil si jo slakere kurve, desto høyere c_p -verdi.



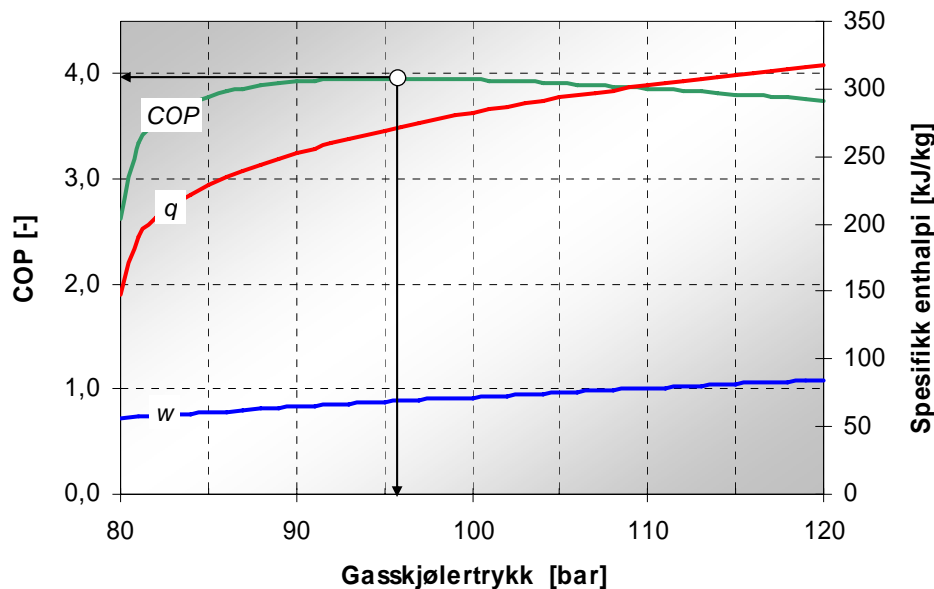
Figur 2.5 Konstant-trykkurver (isobarer) for CO₂ ved ulike overkritiske trykk (dvs. $p > 73,8$ bar).

Ved svært høyt trykk (200 bar) er den spesifikke varmekapasiteten for overkritisk CO₂ nærmest uavhengig av temperaturen (konstant), slik at avgitt varmemengde er tilnærmet proporsjonal med temperatursenkningen på CO₂-gassen. Ved trykk og temperaturer i nærheten av de kritiske verdiene (kritisk punkt) vil en imidlertid ha ulineære avkjølingskurver på grunn av betydelige variasjoner i den spesifikke varmekapasiteten. De store variasjonene i spesifikk varmekapasitet, termisk konduktivitet (varmeledningsevne), viskositet og tetthet påvirker også den lokale varmeovergangseffektiviteten i gasskjøleren i betydelig grad.

Gasskjøleren for en CO₂-varmepumpe utformes i størst mulig grad som en *motstrøms varmeveksler* for å gi best mulig temperaturtilpasning mellom CO₂-gassen og det mediet som skal varmes opp (vann eller luft). En viktig størrelse i denne sammenheng er den såkalte *temperaturtilnærmingen* ΔT_A , som er gitt av differansen mellom utgående CO₂-temperatur og inngående vann/luft-temperatur i gasskjøleren. En lavest mulig tilnærmingstemperatur er ønskelig, ettersom det fører til en lav utgående CO₂-temperatur, stor entalpiendring for CO₂-gassen i gasskjøleren og følgelig høy COP for anlegget.

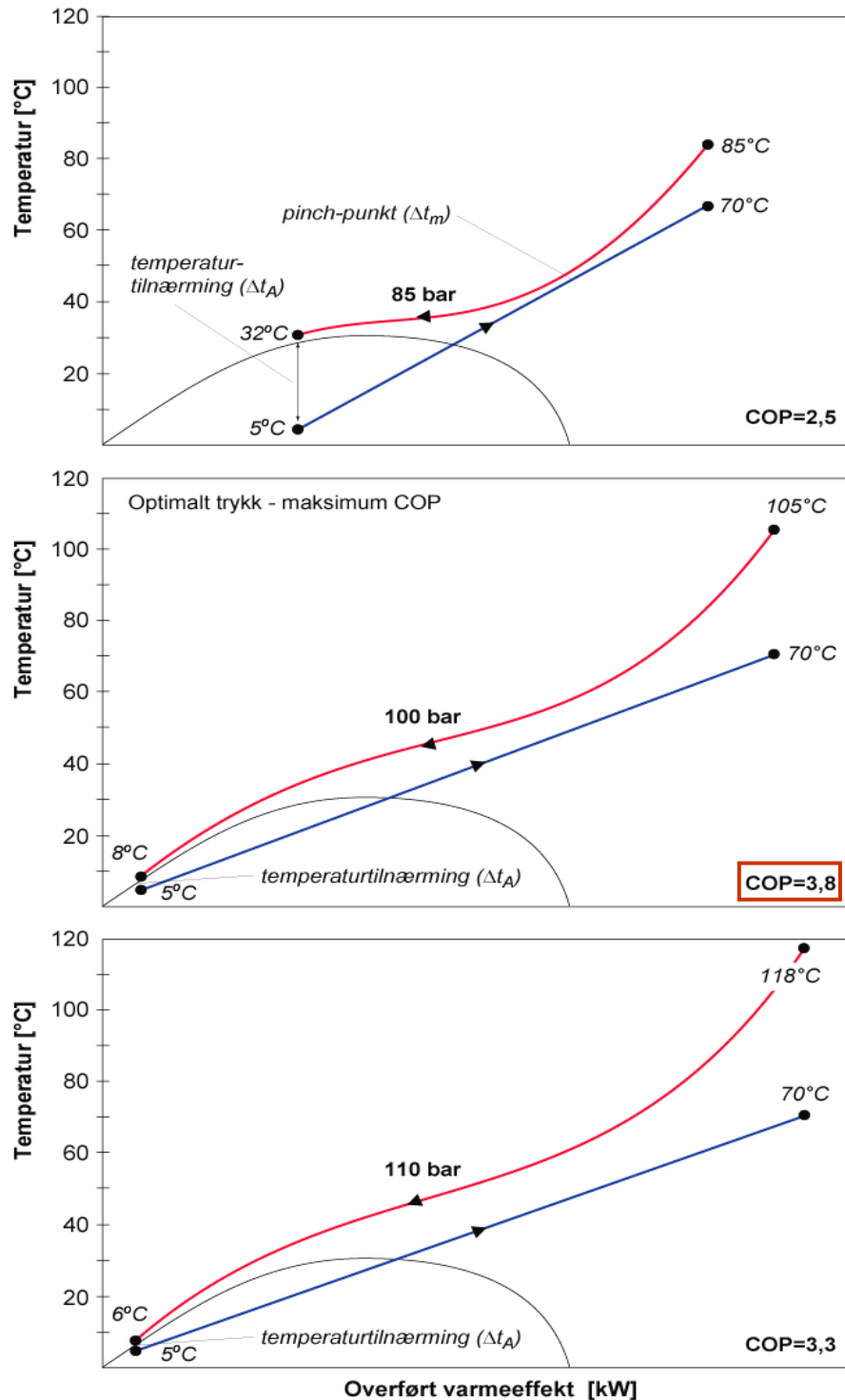
Ettersom trykket i gasskjøleren har sterk innflytelse på CO₂-avkjølingskurvens forløp, vil trykket også påvirke temperaturdifferansen i de ulike deler av gasskjøleren og følgelig både utløpstemperaturen og CO₂-varmepumpens varmeytelse. I tillegg påvirker gasskjølertrykket nødvendig tilført effekt for å drive kompressoren, da økt gasskjølertrykk gir større kompressorarbeid. Ettersom relativ endring i gasskjølerens varmeytelse ikke er den samme som endringen i kompressorarbeidet, *eksisterer det et optimalt gasskjølertrykk som fører til en maksimal oppnåelig COP for varmepumpen ved de rådende driftsforhold.*

Figur 2.6 viser et eksempel på sammenhengen mellom spesifikk gasskjølerytelse (q) [kJ/kg], spesifikt kompressorarbeid (w) [kJ/kg] og CO₂-varmepumpens effektivitet (COP) ved ulike gasskjølertrykk. I dette eksempelet er optimalt gasskjølertrykk ca. 96 bar og maksimalt oppnåelig COP er ca. 4,0.



Figur 2.6 Illustrasjon av sammenhengen mellom optimalt gasskjølertrykk og maksimalt oppnåelig COP for en CO₂-varmepumpe i transkritisk drift. COP = effektivitet, q = spesifikk varmeytelse for gasskjøleren [kJ/kg] og w = spesifikt kompressorarbeid [kJ/kg]

Figur 2.7 viser et eksempel på sammenhengen mellom gasskjølertrykket, inngående CO₂-temperatur i gasskjøleren (dvs. trykkgasstemperaturen) samt avkjølings- og oppvarmingskurvene for henholdsvis CO₂ og vann, temperaturdifferansen ved utløpet av gasskjøleren (ΔT_A), gasskjølerytelsen (dvs. overført varmeeffekt i kW) og COP for en CO₂-varmepumpe som varmer forbruksvann fra 5 til 70°C.



Figur 2.7 Prinsipielt eksempel som viser sammenhengen mellom gasskjølertrykket, inngående CO₂-temperatur i gasskjøleren, avkjølings- og oppvarmingskurven for hhv. CO₂ og vann, temperaturtilnærmingen, overført varmeeffekt i kW og COP for en CO₂-varmtvannsvarmepumpe.

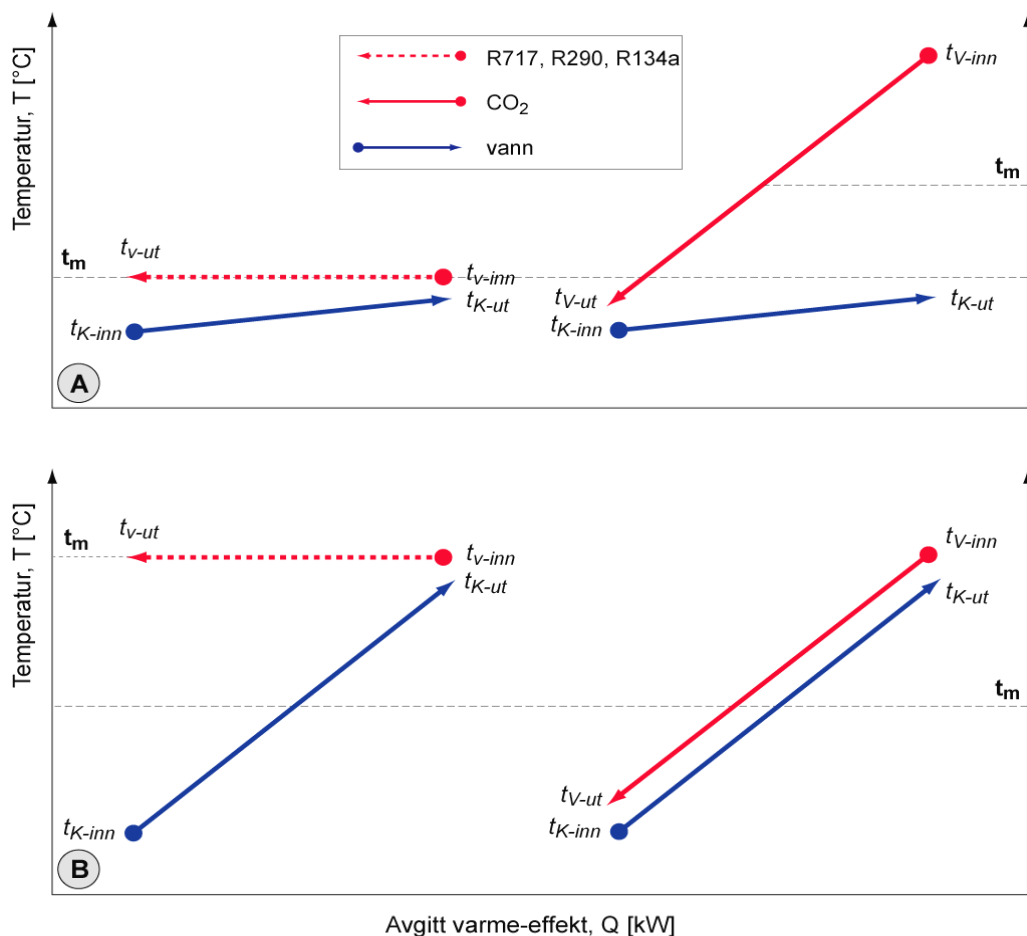
- Ved 85 bar gasskjølertrykk er avkjølingskurven for CO₂ relativt krum på grunn av relativt store variasjoner i spesifikk varmekapasitet (c_p -verdien) rundt kritisk punkt. Pinch-punktet inne i varmeveksleren Δt_m , dvs. minimum temperaturdifferanse i varmeveksleren, fører til at en ikke kan ha for stor vannmengde i varmtvannskretsen for å oppfylle temperaturkravet på 70°C. Dette resulterer i relativt liten nedkjøling av CO₂-gassen, høy temperaturdifferanse ved utløpet av gasskjøleren (høy Δt_A) og lav varmeytelse for anlegget. På tross av lavt gasskjølertrykk og moderat kompressorarbeid vil anleggets COP bli relativt lav.

- Ved 100 bar gasskjølertrykk er avkjølingskurven for CO₂ relativt lineær, og utløpstemperaturen har økt fra 85 til 105°C på grunn av høyere trykkforhold. Dette fører til bedre temperaturlpasning og høyere midlere temperaturdifferanse i gasskjøleren, og vannmengden i varmtvannskretsen må økes for å opprettholde temperaturkravet på 70°C. Relativ økning i gasskjølerytelsen på grunn av større nedkjøling av CO₂-gassen vil være høyere enn relativ økning i tilført effekt til kompressoren på grunn av høyere trykkforhold, og anleggets COP blir derfor høyere enn ved 85 bar gasskjølertrykk.
- Ved 110 bar gasskjølertrykk øker CO₂-varmepumpens ytelse noe pga. høyere midlere temperaturdifferanse i gasskjøleren. Anlegget kommer imidlertid ut med ca. 13% lavere COP enn ved 100 bar gasskjølertrykk ettersom økningen i tilført kompressoreffekt er relativt større enn økningen i gasskjølerytelsen. *Optimalt gasskjølertrykk* er derfor ca. 100 bar for denne CO₂-varmepumpen ved de gitte temperaturbetingelser.

2.2.4 Betydningen av lav returtemperatur ved varmeavgivelse – temperaturlpasning

2.2.4.1 Generell bakgrunn

I tillegg til varmekildens temperatur og kompressorens virkningsgrad er det først og fremst middeltemperaturen ved varmeavgivelse t_m som bestemmer effekt faktoren (COP) for et varmepumpeanlegg. Figur 2.8 illustrerer den prinsipielle forskjellen i varmeoverføringsprosessen for et varmepumpeanlegg med konvensjonelt kondenserende arbeidsmedium (R717, R290, R134a) og et CO₂-anlegg.



Figur 2.8 Illustrasjon av varmeoverføringsprosessen for en konvensjonell varmepumpe med ammoniakk (R717), propan (R290) eller R134a som arbeidsmedium og et CO₂-varmepumpeanlegg. A) Lav turtemperatur og liten temperaturdifferanse i varmedistribusjonssystemet, B) Høy turtemperatur og liten temperaturdifferanse i varmedistribusjonssystemet.

Eksempel A – Varme avgis til et lavtemperatur varmedistribusjonssystem hvor det er liten forskjell mellom tur- og returtemperaturen i nettet. Dette kan for eksempel være et gulvvarmesystem med tur-/returtemperatur 35/30°C eller 40/35°C. Et konvensjonelt varmepumpeanlegg vil typisk oppnå 20–30% høyere effektfaktor enn et CO₂-varmepumpeanlegg under disse driftsforholdene fordi:

- Et konvensjonelt varmepumpeanlegg avgir varme ved kondensasjon av arbeidsmediet ved tilnærmet konstant temperatur, og det er dermed *tur*temperaturkravet t_{K-ut} som bestemmer varmepumpens kondenseringstemperatur og følgelig anleggets COP. I dette tilfellet vil kondenseringstemperaturen ($t_{V-inn} = t_{V-ut}$) ligge et par °C over utgående vanntemperatur. Ettersom det er liten forskjell mellom tur- og returtemperaturen er det god temperaturlpasning mellom arbeidsmediet og vannet som varmes opp, dvs. avkjølings- og oppvarmingskurvene er relativt parallelle.
- Et CO₂-varmepumpeanlegg avgir varme ved at arbeidsmediet avkjøles, og jo større avkjøling som oppnås desto høyere COP for anlegget. Utgående temperatur fra CO₂-kompressoren vil typisk ligge mellom 90–110°C avhengig av driftsforholdene, mens utgående CO₂-temperatur fra gasskjøleren t_{V-ut} aldri kan bli lavere enn inngående vanntemperatur t_{K-inn} i gulvvarmesystemet. På grunn av den dårlige temperaturlpasningen mellom mediene blir middeltemperaturen ved varmeavgivelse t_m mye høyere enn for en konvensjonell varmepumpe, noe som resulterer i lavere COP.

Eksempel B – Varme avgis til et varmedistribusjonssystem med relativt høyt temperaturkrav, men hvor det er stor differanse mellom tur- og returtemperaturen i nettet. Dette kan for eksempel være et høytemperatur radiatorsystem som er koblet i serie med ventilasjonsbatteriet etter radiatorkursen. Ved disse driftsforholdene vil en CO₂-varmepumpe oppnå høyest COP fordi:

- Et konvensjonelt varmepumpesystem vil ikke kunne utnytte den lave returtemperaturen i varmedistribusjonssystemet, ettersom kondenseringstemperaturen må være høyere enn turtemperaturkravet i varmedistribusjonssystemet t_{K-ut} . Middeltemperaturen ved varmeavgivelse t_m blir derfor sammenfallende med anleggets kondenseringstemperatur, og på grunn av det høye temperaturkravet i varmedistribusjonssystemet t_{K-ut} blir varmepumpens COP relativt lav.
- Ettersom en CO₂-varmepumpe avgir varme ved avkjøling av arbeidsmediet, vil anlegget kunne nyttiggjøre seg den relativt lave *retur*temperaturen i varmedistribusjonssystemet t_{K-inn} og oppnå en lav utgående CO₂-temperatur t_{V-ut} . Den gode temperaturlpasningen mellom mediene fører til en lavere middeltemperatur ved varmeavgivelse enn for det konvensjonelle anlegget, og følgelig høyere COP.

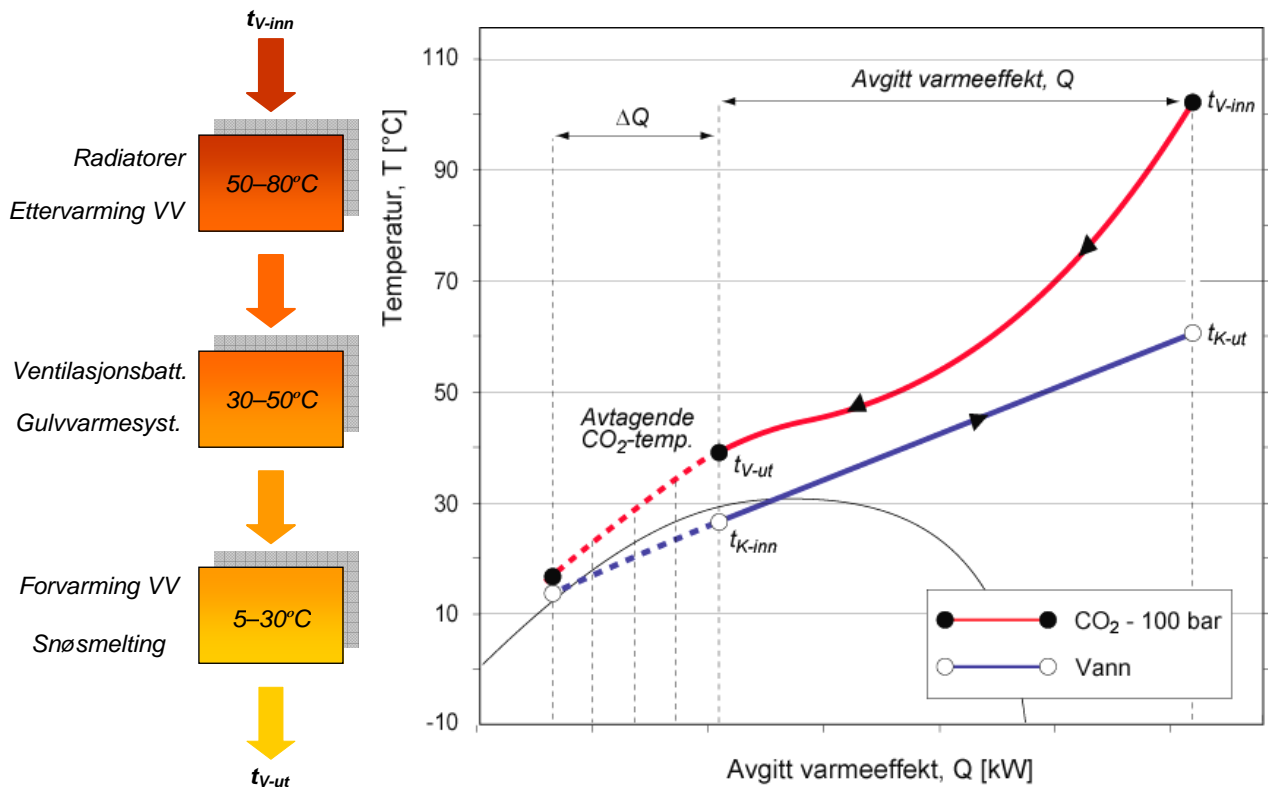
En CO₂-varmepumpe vil kunne levere varme ved relativt høye temperaturer og oppnå høy COP såfremt returtemperaturen i varmedistribusjonssystemet er tilstrekkelig lav, jfr. kapittel 2.2.2. Det betyr at en CO₂-varmepumpe har motsatt karakteristikk av en konvensjonell varmepumpe, hvor det er turtemperaturen i varmedistribusjonssystemet som er bestemmende for anleggets COP.

En kan oppnå *lav returtemperatur* i varmedistribusjonssystemet ved å seriekoble varmelaster med avtagende temperaturkrav, for eksempel:

- Ettervarming av varmt tappevann
- Romoppvarming med radiatorer
- Romoppvarming med konvektorer eller gulvvarmesystem
- For-/ettervarming av ventilasjonsluft med viftebatterier
- Forvarming av varmt tappevann

Returtemperaturen i varmedistribusjonssystemet vil da til enhver tid være avhengig av effektbehovet og temperaturnivået for de ulike varmelastene. Det betyr at returtemperaturen vil være høyest når en kun har romoppvarmingsbehov (radiatorer), mens den er lavest når en har samtidighet mellom romoppvarming, ettervarming av ventilasjonsluft og varmtvannsberedning.

Figur 2.9 illustrerer hvordan seriekobling av varmelaster med avtagende temperaturkrav innvirker på utgående CO₂-temperatur fra gasskjøleren og følgelig avgitt varmeeffekt og COP for anlegget.



Figur 2.9 Illustrasjon av innvirkningen av seriekobling av varmelaster med avtagende temperaturkrav på utgående CO₂-temperatur fra gasskjøleren og gasskjølerytelsen (Q). ΔQ =endring i avgitt varmeeffekt ved redusert returtemperatur i varmedistribusjonssystemet.

Når CO₂-varmepumpen kun avgir varme til et radiatorsystem, vil utgående CO₂-temperatur fra gasskjøleren normalt være relativt høy, noe som resulterer i en relativt lav COP. Hvis varme i tillegg kan avgis til oppvarming av ventilasjonsluft og eventuelt til for-/ettervarming av tappevann, vil en kunne redusere temperaturen ytterligere og dermed oppnå høyere COP for CO₂-varmepumpen.

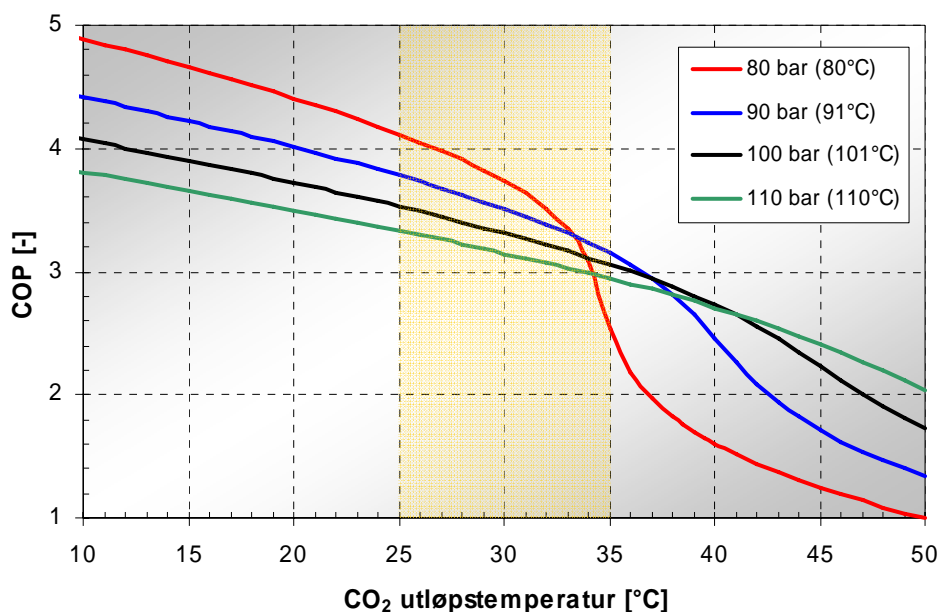
For å se hvilke effektfaktorer det er mulig å oppnå med CO₂-varmepumper i større bygninger er det gjennomført beregninger med en egenutviklet varmepumpemodell i *Microsoft Excel*. Viktige variable i denne sammenheng har vært gasskjølertrykk, CO₂-utløpstemperatur, fordampningstemperatur og totalvirkningsgrad for kompressor og motor. For å ha et sammenlikningsgrunnlag er det også foretatt beregninger av effektfaktoren for en konvensjonell R134a-varmepumpe med dataprogrammet *CoolPack* (Rasmussen, 2001). Unøyaktigheten i beregnet COP er mindre enn 1%.

2.2.4.2 Effektfaktor (COP) for CO₂-varmepumpe – 75% kompressorvirkningsgrad

Figur 2.10 viser beregnet effektfaktor (COP) for en større CO₂-varmepumpe som funksjon av utgående CO₂-temperatur fra gasskjøleren og gasskjølertrykket. I beregningene har det blitt antatt:

- Ett-trinns varmepumpeaggregat med ett-trinns kompresjon og ekspansjon
- Én gasskjølerenhet
- Bruk av konvensjonell ekspansjonsventil (konstanttrykkventil) for trykkreduksjon – ingen ejetor eller ekspander for gjenvinning av ekspansjonsarbeid (ref. Kapittel 2.2.6)
- Fordampningstemperatur, -5°C
- Overhetning av CO_2 -gassen inn på kompressoren, 5 K
- Total virkningsgrad for kompressor og motor (energivirkningsgrad), 75%
- Relativt varmetap fra kompressoren, 10% av tilført kompressoreffekt

Dette er design- og driftsparametre som er typisk for varmepumper for oppvarming og kjøling av større bygninger, og som benytter sjøvann eller borebrønner i fjell som varmekilde/-sluk. Temperaturene for hvert gasskjølertrykk (80–110 bar) representerer inngående CO_2 -temperatur på gasskjøleren ($t_{v\text{-inn}}$).



Figur 2.10 Beregnet effektfaktor (COP) for en større CO_2 -varmepumpe som funksjon av utgående CO_2 -temperatur fra gasskjøleren og varierende gasskjølertrykk (80 til 110 bar).

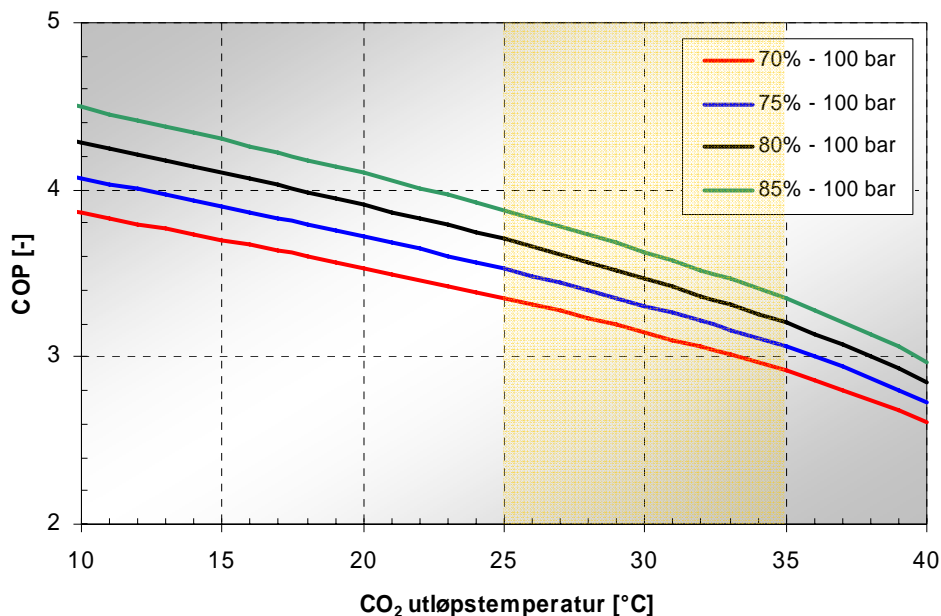
Ved seriekobling av radiator- og ventilasjonskursene i en større bygning og samtidig drift vil en typisk oppnå en returtemperatur i varmedistribusjonssystemet i området 25 til 35 $^{\circ}\text{C}$, avhengig av dimensjonering, effektbehov og temperaturbetingelser. I dette temperaturområdet ligger effektfaktoren (COP) for den modellerte CO_2 -varmepumpen i området 2,9 til 4,2, avhengig av nødvendig gasskjølertrykk. Hvis en i tillegg har et større behov for oppvarming av varmt tappevann i bygget vil dette medvirke til redusert returtemperatur og økt effektfaktor for CO_2 -anlegget.

Ved CO_2 utløpstemperaturer lavere enn ca. 30 $^{\circ}\text{C}$, øker COP lineært med 1–1,5% per $^{\circ}\text{C}$ senkning i returtemperaturen i varmedistribusjonssystemet. Det viser at det er mye å hente på å senke returtemperaturen når en benytter en CO_2 -varmepumpe i energisentralen.

Figur 2.10 viser dessverre ikke sammenhengen mellom gasskjølertrykk og maksimalt oppnåelig COP ved gitt CO_2 utløpstemperatur. Det skyldes at beregningene ikke er basert på en varmepumpemodell med en reell gasskjøler hvor varmeoverføringen er bestemt av tilgjengelig temperaturdifferanse i ulike deler av varmeveksleren og de lokale varmeovergangsforholdene. For CO_2 -utløpstemperaturer høyere enn 35–40 $^{\circ}\text{C}$ kan en likevel konkludere med at et høyt gasskjølertrykk (100–110 bar) gir den høyeste COP for anlegget.

2.2.4.3 Effektfaktor (COP) for CO₂-varmepumpe – varierende kompressorvirkningsgrad

Figur 2.11 viser hvordan COP for den skisserte CO₂-varmepumpen varierer med totalvirkningsgraden for kompressor og motor (samlet isentropisk virkningsgrad). Gasskjølertrykket er holdt konstant på 100 bar.



Figur 2.11 Beregnet effektfaktor (COP) for en større CO₂-varmepumpe som funksjon av utgående CO₂-temperatur fra gasskjøleren og varierende totalvirkningsgrad for kompressor/motor. Gasskjølertrykket er 100 bar, og forutsetningene er ellers som i Figur 2.10.

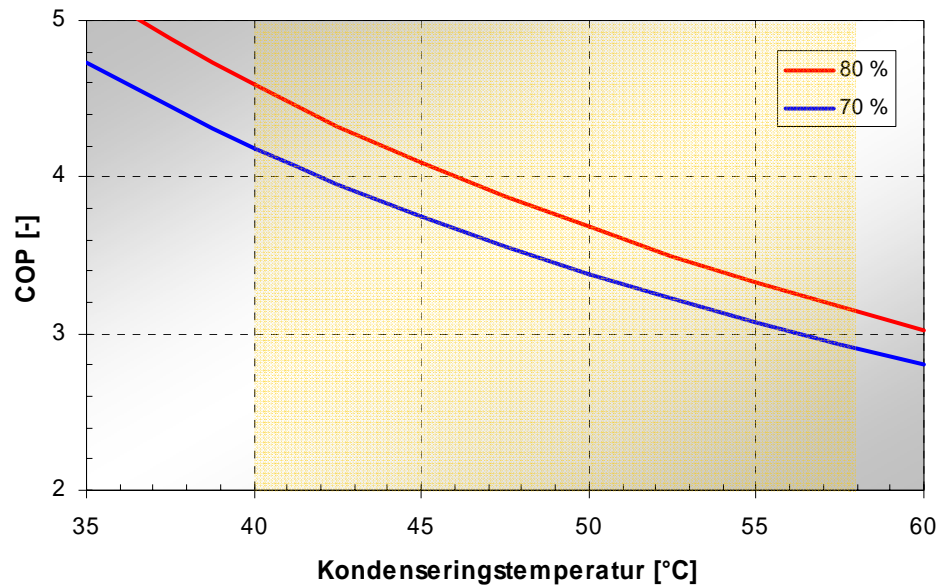
Ved CO₂-utløpstemperaturer lavere enn 30°C øker COP for varmepumpen tilnærmet lineært med økningen i kompressorvirkningsgraden, i størrelsesorden 1% per % økning i virkningsgrad. Utvikling av mer energieffektive CO₂-kompressorer vil derfor ha stor innvirkning på CO₂-varmepumpenes energieffektivitet.

2.2.4.4 Effektfaktor (COP) for konvensjonell R134a-varmepumpe

Figur 2.12 viser hvordan effektfaktoren for en større ett-trinns varmepumpe med R134a som arbeidsmedium varierer med kondenseringstemperaturen. I beregningene har det blitt antatt:

- Ett varmepumpeaggregat med ett-trinns kompresjon og ekspansjon
- Bruk av konvensjonell ekspansjonsventil/strupeventil
- Fordampningstemperatur, -5°C
- Overhetning av CO₂-gassen inn på kompressoren, 5 K
- Total virkningsgrad for kompressor og motor (energivirkningsgrad), 70 og 80%
- Relativt varmetap fra kompressoren, 10% av tilført kompressoreffekt

På grunn av CO₂'s gunstige termofysiske egenskaper, oppnår CO₂-kompressorer typisk 5 til 10%-poeng høyere isentropisk virkningsgrad enn kompressorer som er optimalisert for konvensjonelle arbeidsmedier (Stene, 1998). Det er derfor relevant å sammenlikne effektfaktorkurvene ved for eksempel 75% kompressorvirkningsgrad for CO₂-varmepumpen (Figur 2.10) og 70% virkningsgrad for R134a-varmepumpen (Figur 2.12). Ved de gitte rammebetingelser oppnår CO₂-varmepumpen en effektfaktor i området 2,9 til 4,2 ved CO₂-returtemperaturer mellom 25 og 35°C. For R134a-varmepumpen tilsvarer dette en turvannstemperatur i størrelsesorden 39 til 56°C når en antar en midlere temperaturdifferanse (LMTD) på 5 K i kondensatoren.



Figur 2.12 Beregnet effektfaktor (COP) for en større R134a-varmepumpe som funksjon av kondenseringstemperaturen og kompressorvirkningsgraden. Forutsetningene er som i figur 2.9.

Ut fra de beregnede kurvene i Figur 2.10 og 2.12 er det imidlertid ikke mulig å foreta en direkte sammenlikning av varmepumpesystemene ettersom:

- CO₂-varmepumper og varmepumper med konvensjonelle arbeidsmedier vil måtte operere med ulike temperaturbetingelser på varmedistribusjonssiden, og disse betingelsene er direkte knyttet til effektbehov og temperaturkrav for de ulike varmelastene i bygget (ref. *Kapittel 2.2.4*)
- På grunn av bedre termofysikalske egenskaper medvirker CO₂ til lavere temperaturdifferanser (LMTD) i varmevekslere ved varmeopptak og varmeavgivelse enn konvensjonelle arbeidsmedier, slik at en ikke kan operere med samme fordampningstemperatur ved sammenlikning.
- Optimalt gasskjølertrykk (ref. *Kapittel 2.2.3*) og dermed tilført effekt til kompressoren for en CO₂-varmepumpe endrer seg relativt mye med anleggets varmeytelse samt temperaturbetingelsene for fordampner og gasskjøler, og må derfor bestemmes i hvert enkelt driftspunkt.

For å kunne foreta en realistisk sammenlikning av energieffektiviteten til CO₂-varmepumper og varmepumper med konvensjonelle arbeidsmedier må det derfor gjennomføres årssimuleringer med reelle temperatur- og varmelastdata samt beregning av varmeovergang i reelle varmevekslere.

2.2.5 Årssimulering av CO₂-varmepumpe for oppvarming og kjøling av kontorbygg

Som en del av prosjektaktiviteten under NTNU-SINTEFs Smartbygg-program har det blitt utviklet et avansert dataverktøy, CSIM ([Vedlegg A](#)). CSIM kan benyttes til detaljert analyse av varmepumper med CO₂ som arbeidsmedium samt konvensjonelle anlegg med HFK, ammoniakk eller hydrokarboner. Ettersom den nye versjonen av CSIM ikke ble ferdigstilt i løpet av prosjektperioden, kunne det ikke gjennomføres noen årssimuleringer med dette programmet. Det har derimot blitt gjennomført simuleringer med et egenutviklet program i MS Excel/Visual Basic for et kontorbygg i Bygdøy Allé 23 (Andresen og Stene, 2004).

Bygdøy Allé 23 er et eldre bygg med et bruksareal på ca. 7.000 m². Siden bygget ble oppført er det foretatt noen mindre ombygninger og oppgraderinger av bygningskroppen. Blant annet er vinduene byttet ut i noen etasjer. I forbindelse med oppgradering av energianlegget, er det tenkt installert et nytt ventilasjonsaggregat med en kapasitet på ca. 55.000 m³/h og en 400 kW kjølemaskin. Kjøleeffekten fordeler seg på ca. 290 kW til kjøling av ventilasjonsluft og ca. 110 kW til viftebatterier (fan-coils). Fra før finnes en 250 kW oljekjel, som er tenkt byttet ut eller supplert med en ny.

I simuleringene ble en CO₂-varmepumpe for oppvarming og klimakjøling av bygget sammenliknet med et varmepumpeanlegg med R134a som arbeidsmedium. I simuleringene ble det lagt vekt på at eventuelle forenklinger i simuleringmodellen ikke skulle favorisere CO₂ framfor R134a.

2.2.5.1 Bygningsdata – dimensjonerende effekter – systemoppbygging

Tabell 2.2 og 2.3 gir en oversikt over generelle bygningsdata og dimensjonerende effektbehov til oppvarming og kjøling, varmepumpens varmekilde samt type varmegjenvinner i ventilasjonsanlegget.

Tabell 2.2 Generelle bygningsdata for Bygdøy Allé 23, Oslo.

Geografisk plassering	Oslo sentrum
Byggeår	Før 1940
Oppvarmet gulvareal	Ca. 7 000 m ²
Bygningskategori	Hovedsakelig kontorbygg

Tabell 2.3 Nøkkelverdier knyttet til bygningens energianlegg.

Dim. netto effektbehov til romoppvarming	250 kW
Dim. netto effektbehov til ettervarming av vent.luft	300 kW
Dim. effektbehov til varmtvannsberedning	Neglisjerbart
Dim. effektbehov til kjøling	400 kW
Varmepumpens varmekilde og varmesluk	Uteluft
Type varmegjenvinner i ventilasjonsanlegget	Væskkoblet
Temperaturvirkningsgrad for varmegjenvinner	60%

Varmepumpesystemene ble utformet for å dekke romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft i varmemodus, og klimakjøling i kjølemodus. Da kjølebehovet ved dimensjonerende forhold var i samme størrelsesorden som varmebehovet, ble *nødvendig slagvolum for kompressorene* bestemt ut ifra maksimalt kjølebehov. Varmepumpeaggregatene var utstyrt med én fordamper, én gasskjøler (CO₂) og én kondensator (R134a). Det ble ikke beregnet lokale varmeovergangstall i varmevekslerene. For gasskjøleren og kondensatoren ble det isteden antatt en minste temperaturdifferanse på 2 K i alle simuleringene (ΔT_A), mens det for fordamperen ble regnet med en konstant temperaturdifferanse på 8 K mellom uteluften og anleggenes fordampningstemperatur.

Uteluft ble benyttet som varmekilde og varmesluk for varmepumpene. Normalt vil varmepumper i kontorbygg benytte 150–200 m dype *energibrønner* i fjell som varmekilde/-sluk (termisk lager). Et slikt konsept ville imidlertid ha ført til unødvendig kompliserte simuleringer, ettersom en måtte ha benyttet spesialutviklet programvare for å beregne variasjonene i brønntemperaturen over året. Bruk av konstant brønntemperatur ville gitt de samme prinsipielle resultatene som ved bruk av uteluft som varmekilde/-sluk.

I *varmemodus* dekket CO₂-varmepumpen hele det årlige varmebehovet. Dette skyldes at anlegget på grunn av den relativt høye gasstemperaturen ut fra kompressoren (90–120°C) ikke hadde noen temperaturbegrensning ved varmeavgivelse. R134a-anlegget ble på sin side benyttet til grunnlast, mens ca. 5% av årlig varmehov ble dekket med en elektrokjel (spisslastkjel). Det ble benyttet lik utforming av sekundær-systemene for de to varmepumpeanleggene.

I varmedistribusjonskretsen ble radiatorene og ventilasjonsbatteriet seriekoblet, slik at det avkjølte returvannet fra radiatorkretsen ble brukt til å varme ventilasjonsluften. I praksis vil man ikke kunne oppnå ønsket resultat ved ren seriekopling, da noe parallellstrøm vil være nødvendig ved reguleringen.

I *kjølemodus* leverte anleggene kun klimakjøling, og det ble benyttet lik systemløsning for de to varmepumpene. Fordamperen ble seriekoblet med kjølebatteriet og viftebatteriene via en lukket sekundærkrets hvor det sirkulerte en kuldebærer. Den nedkjølte kuldebæreren etter fordamperen strømmet først til kjølebatteriet i ventilasjonsanlegget og deretter til viftebatteriene i rom med ekstra behov for kjøling. Overskuddsvarmen fra varmepumpene ble avgitt direkte til *uteluft* ved at gasskjøleren og kondensatoren ble plassert på taket av bygningen. I praksis er det vanlig å dumpe varme via en sekundærkrets og tørrkjølere, spesielt hvis man har tenkt å utnytte varmeoverskuddet fra anlegget til oppvarming om vinteren. Dette var imidlertid ikke en aktuell løsning ettersom en antok at det ikke var samtidig varme- og kjølebehov.

2.2.5.2 Simuleringsbetingelser – oppsummering

Viktige rammebetingelser for simuleringene var:

- Effekt-varighetskurven for bygget ble basert på døgnmiddeltemperaturer for både oppvarmings- og kjøledelen. Det ble følgelig ikke tatt hensyn til kortvarige perioder med høye temperaturer.
- Det ble antatt at det ikke var samtidig varme og kjølebehov i bygget, slik at varmepumpeanleggene enten ble kjørt i varmemodus eller kjølemodus.
- I varmemodus benyttet varmepumpene uteluft som varmekilde (indirekte system), og varmen ble brukt til romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft. En elektrokjel ble brukt som spisslast. I varmedistribusjonskretsen ble radiatorkursene og ventilasjonsbatteriet seriekoblet.
- I kjølemodus leverte anleggene klimakjøling, og overskuddsvarmen ble avgitt til uteluft. Fordamperen ble seriekoblet med kjølebatteriet i ventilasjonsanlegget og ekstra viftebatterier.
- Nødvendig slagvolum for kompressorene ble bestemt ut i fra maksimalt kjølebehov.
- Det ble ikke beregnet lokale varmeovergangstall i varmevekslerne. Det ble isteden benyttet konstante differanser mellom uteluften og fordampningstemperaturen i fordamperne og en konstant minste temperaturdifferanse i kondensator (R134a) og gasskjøler (CO₂).

I tabell 2.4 er det gitt en oversikt over de tekniske forutsetningene for varmepumpesystemene.

Tabell 2.4 Tekniske forutsetninger for varmepumpesystemene.

Beskrivelse	CO ₂	R134a
Virkningsgrad kompressormotor	90%	90%
Minste temperaturdifferanse i gasskjøler/kondensator (mot vann)	2 K	2 K
Største temperaturdifferanse i fordamper (varmekilde)	8 K	8 K
Innetemperatur, vinter	22°C	22°C
Innetemperatur, sommer	25°C	25°C
Tilførselstemperatur for ventilasjonsluft, vinter	20°C	20°C
Tilførselstemperatur for ventilasjonsluft, sommer	Gitt av kjølebehovet	
Virkningsgrad for spisslastsystem (elektrokjel)	100%	100%

Det ble gjennomført et stort antall simuleringer ved forskjellige rammebetingelser for å undersøke følsomheten til de ulike faktorene, og for å vurdere innvirkningen av forenklingene i simuleringmodellen og usikkerheten knyttet til en del av forutsetningene for simuleringene. Simuleringene ble utført fra et sett med basisbetingelser, og der ingenting annet er oppgitt er basisbetingelsene benyttet. Tabell 2.5 og 2.6 gir en oversikt over basisbetingelsene i henholdsvis *varmemodus* og *kjølemodus*.

Tabell 2.5 Basisbetingelser for varmepumpemodus.

Beskrivelse	CO ₂	R134a
Dimensjonerende tur/returtemperaturer ¹⁰	90/30°C	90/30°C
Byggets balansetemperatur	11°C	11°C
Fordeling av varmebehov mellom ventilasjon/radiatorer	46/54%	46/54%
Varmegjenvinner – temperaturvirkningsgrad	60%	60%
Kompressor – isentropisk/volumetrisk virkningsgrad	$f(P_r/P_0)$	$f(P_k/P_0)$
Kompressor – maksimalt slagvolum	21 m ³ /h	170 m ³ /h

Tabell 2.6 Basisbetingelser for kjølemodus.

Betingelser	CO ₂	R134a
Dimensjonerende tur/returtemperaturer ¹¹	7/18°C	7/18°C
Byggets balansetemperatur	17°C	17°C
Fordeling av mellom ventilasjon/fan coils	73/27%	73/27%
Kompressor – isentropisk/volumetrisk virkningsgrad	$f(P_r/P_0)$	$f(P_k/P_0)$
Kompressor – maksimalt slagvolum	21 m ³ /h	170 m ³ /h
Varmevexler mot uteluft (varmesluk) – UA-verdi	10 kW/K	10 kW/K
Varmesluk (uteluft) – luftmengde	7,5 kg/s	7,5 kg/s

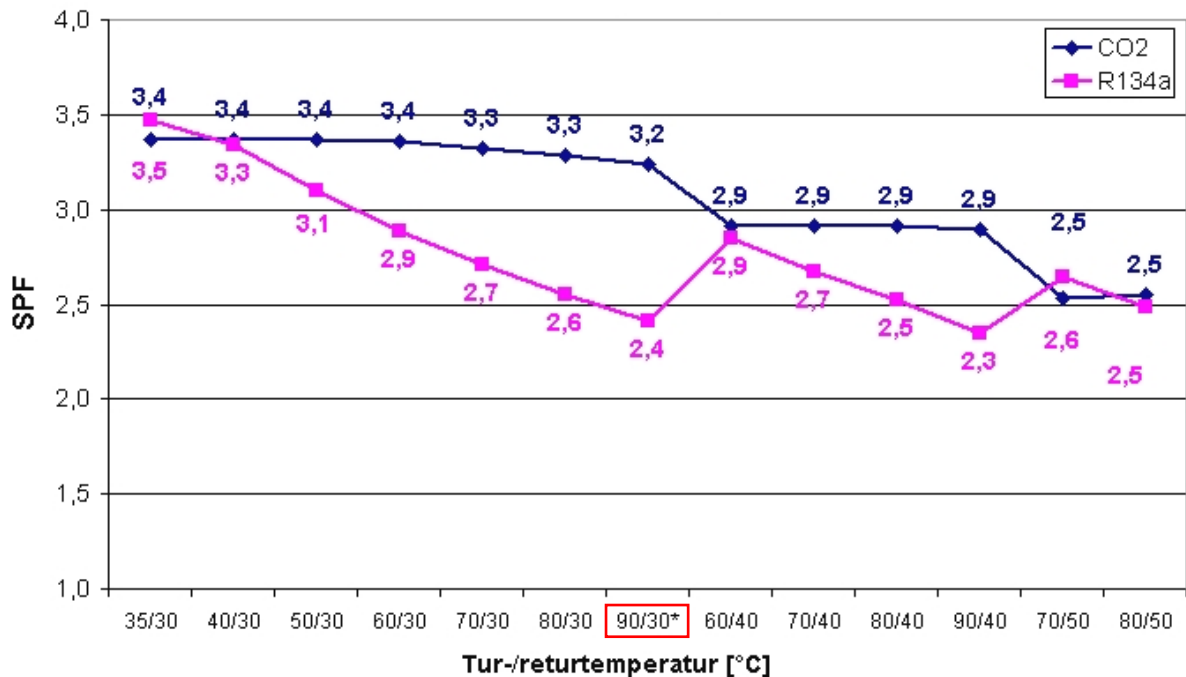
2.2.5.3 Simuleringsresultater

Figur 2.13 viser beregnet årsvarmefaktor (SPF_{varme}) for CO₂- og R134a-varmepumpene i varmemodus ved ulike tur- og returtemperatur i varmedistribusjonssystemet, det vil si 35/30°C, 40/30°C, ..., 90/30°C (basis), ..., 70/50°C og 80/50°C. Årsvarmefaktoren ble beregnet som forholdet mellom levert varmemengde Q_{varme} [kWh/år] og tilført energi til kompressorer og spisslastsystem, W_{tot} [kWh/år], dvs.

$$SPF_{varme} = \frac{Q_{varme}}{W_{tot}} \quad (2.2)$$

¹⁰ Temperaturene gjelder ved seriekopling av radiatorer og ventilasjonsbatteri.

¹¹ Temperaturene gjelder ved seriekopling av ventilasjonsbatteri og fan-coils.



Figur 2.13 Beregnet årsvarmefaktor (SPF) for CO₂- og R134a-varmepumpene ved varierende temperaturprogram (tur-/returtemperatur) i varmedistribusjonssystemet.

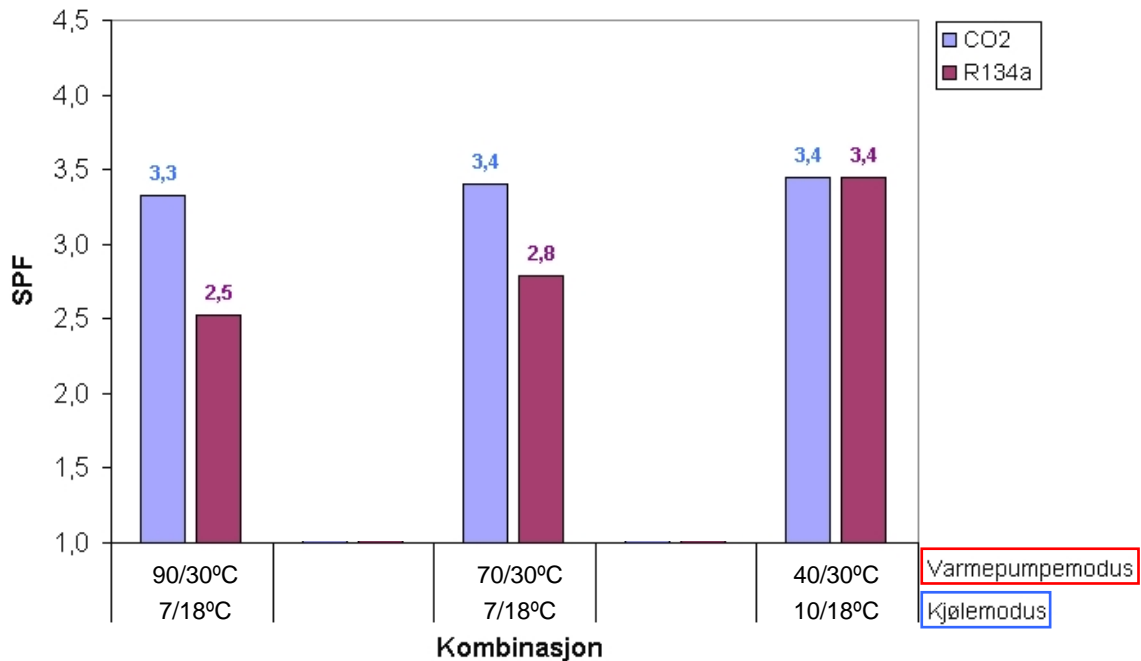
I varmmodus oppnådde CO₂-varmepumpen høyere årsvarmefaktor enn R134a-anlegget i de fleste driftstilfellene, og forskjellen var størst ved kombinasjonen av høy turtemperatur og relativt lav returtemperatur i varmedistribusjonssystemet. For CO₂-anlegget var årsvarmefaktoren nesten ikke påvirket av høye turtemperaturer, mens den derimot ble kraftig redusert ved en økning i returtemperaturen. For R134a-varmepumpen var forholdet helt motsatt, ettersom turtemperaturen hadde stor innvirkning på årsvarmefaktoren mens returtemperaturen var uten betydning. I kjølemodus oppnådde imidlertid R134a-anlegget høyere årskuldefaktor enn CO₂-varmepumpen ved de fleste driftsbetingelser. Dette skyldes blant annet at den transkritiske CO₂-prosessen har færre fordeler ved kjøling enn ved oppvarming. Mens varmeavgivelse ved glidende temperatur passer godt ved oppvarming der en har stor temperaturglidning på varmeopptaksmediet, er dette en ulempe ved kjøling der man kun skal dumpe varmen.

For å få fram den totale energieffektiviteten for energianleggene over året, det vil si anleggenes årsenergifaktor (SPF_{tot}), ble de simulerte verdiene i varme- og kjølemodus kombinert. Resultatene er vist i Figur 2.14. Årsenergifaktoren ble definert som forholdet mellom årlig levert varme og kjøling, Q_{tot} [kWh/år] og total energibruk for kompressorer og spisslastsystem, E_{tot} [kWh/år], dvs.:

$$SPF_{tot} = \frac{Q_{tot}}{E_{tot}} \quad (2.3)$$

Ved kombinert oppvarming og kjøling ved basis temperaturbetingelser 90/30°C og 7/18°C, oppnådde CO₂-varmepumpen ca. 30% høyere årsenergifaktor enn R134a-anlegget. Differansen ble redusert til ca. 20% ved 70/30°C dimensjonerende temperaturnivå i varmedistribusjonssystemet, mens systemene kom ut med tilnærmet samme årsvarmefaktor ved 40/30°C. Dette viser hvor stor innvirkning temperaturnivået i varmedistribusjonssystemet har for anleggenes energieffektivitet.

På tross av at det ble brukt en noe forenklet datamodell, ga simuleringene klare indikasjoner på at en CO₂-varmepumpe for oppvarming og kjøling av eksisterende kontorbygg vil kunne oppnå høyere årsenergifaktor enn et R134a-anlegg, såfremt temperaturnivået og vannavkjølingen i varmedistribusjonssystemet tilpasses CO₂-varmepumpens karakteristikk.



Figur 2.14 Beregnet årsenergifaktor (SPF_{tot}) ved ulike rammebetingelser i varme- og kjølemodus.

I bygninger med relativt stort tappevannsbehov, det vil si hoteller, helsebygg, idrettshaller samt skoler tilknyttet idrettshaller, vil en kunne oppnå enda lavere returtemperatur i varmedistribusjonssystemet enn i kontorbygg på grunn av lav nettvannstemperatur (5–10°C). Selv ved bruk av et enkelt ett-trinns CO₂-anlegg vil en dermed kunne oppnå relativt høy årsvarmefaktor.

2.2.6 Generelle vurderinger av tiltak for å øke CO₂-varmepumpens energieffektivitet

De viktigste termodynamiske tapene (prosesstapene) for en CO₂-varmepumpe er:

- Kompressortap/motortap – semi-hermetisk kompressor
 - *Prosesstap/motorvirkningsgrad (isentropisk totalvirkningsgrad)*
 - *Varmetap fra kompressoren*
- Varmevekslertap – fordamper, gasskjøler
 - *Varmeoverføringseffektivitet (termisk motstand)*
 - *Temperaturtilpasning mellom CO₂ og sekundærmedium (vann)*
- Strupningstap – strupeventil
 - *Tapt ekspansjonsarbeid – mangelfull nedkjøling av CO₂ før struping*
- Trykktap – varmevekslere, rør, ventiler osv.
 - *Temperaturtap*

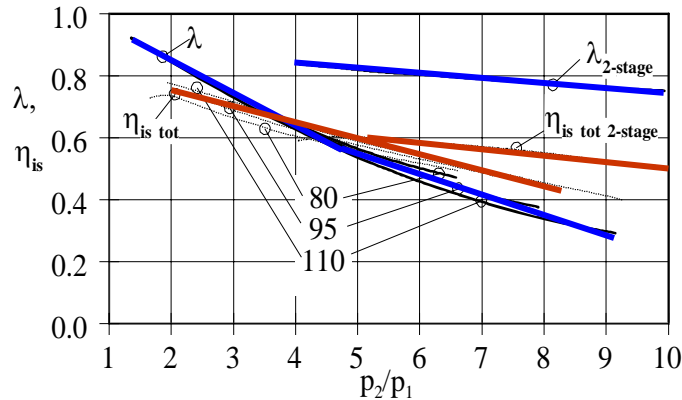
Tapene medfører at nødvendig tilført elektrisk effekt for å drive anlegget blir i størrelsesorden 1,5–2,5 ganger høyere enn for en tapsfri (teoretisk) prosess. De ulike tapene er i større eller mindre grad gjensidig avhengige, slik at komponent- og system-modifikasjoner samt endringer i rammebetingelsene i en del av systemet påvirker de termodynamiske tapene i andre komponenter og delsystemer.

2.2.6.1 Kompressortap

Kompressortapene for en CO₂-varmepumpe kan reduseres ved å benytte en høyeffektiv kompressor eller utforme systemet for to-trinns kompresjon med mellomkjøling, eventuelt også med to-trinns ekspansjon.

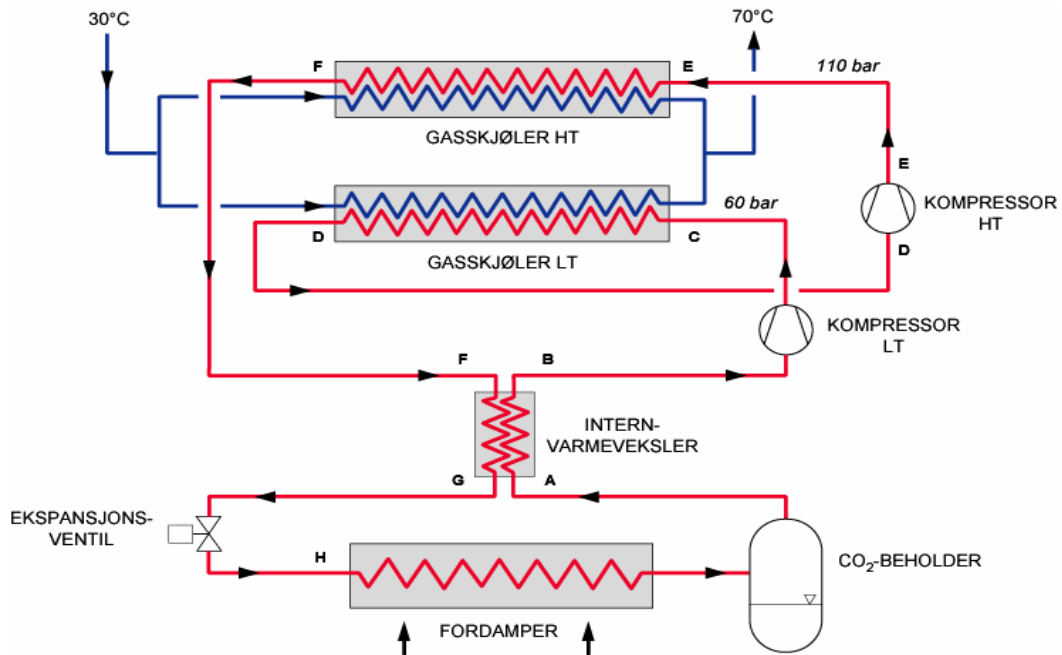
a) Kompressoreffektivitet

Kompressortapene deles inn i volumetriske tap og energitap. *Volumetrisk virkningsgrad* for en større CO₂-kompressor ligger typisk i området 0,7–0,9. Det betyr at kompressorvolumet må være ca. 10–40% større enn geometrisk volum. *Isentropisk virkningsgrad* (energivirkningsgraden) for litt større CO₂-kompressorer ligger mellom 0,6–0,8, slik at tilført effekt for å drive kompressoren vil være ca. 25–65% høyere enn for en tapsfri (teoretisk) kompresjonsprosess. På grunn av CO₂'s gunstige termofysiske egenskaper, oppnår CO₂-kompressorer typisk 5 til 10%-poeng høyere isentropisk virkningsgrad enn kompressorer som er optimalisert for konvensjonelle arbeidsmedier (Stene, 1998). Figur 2.15 viser eksempel på volumetrisk og isentropisk virkningsgrad for en CO₂ stempelkompressor med slagvolum 3–12 m³/h (Dorin, Italia).



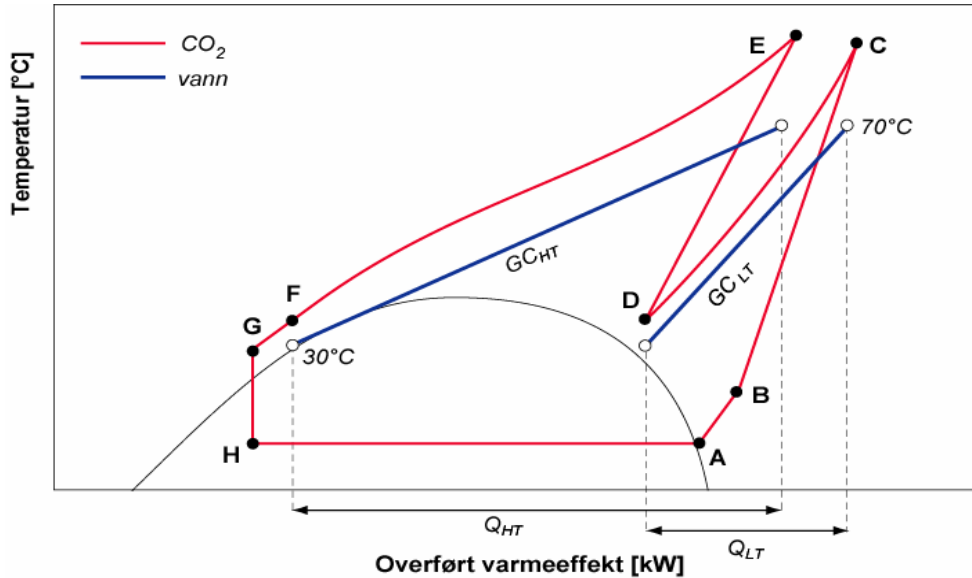
Figur 2.15 Eksempel på målt volumetrisk virkningsgrad λ og isentropisk virkningsgrad η_{is} for ett-trinns og to-trinns semi-hermetisk CO₂-kompressor (Dorin). Slagvolumet er 3–13 m³/h.

To-trinns anlegg med mellomkjøling vil typisk kunne oppnå 15–20% høyere effektfaktor (COP) enn et ett-trinns anlegg på grunn av redusert kompressorarbeid og bedre temperaturtilpasning ved varmeavgivelse. Figur 2.16 viser en prinsippskisse av et CO₂-varmepumpeanlegg med to-trinns kompresjon, ett-trinns struping, intern varmeveksling og varmeavgivelse fra to parallellkoblede gasskjølere.



Figur 2.16 Prinsipielt eksempel på CO₂-varmepumpeanlegg med to-trinns kompresjon (LT/HT), ett-trinns struping, intern varmeveksling og varmeavgivelse fra to parallellkoblede gasskjølere.

I Figur 2.17 er den to-trinns CO₂-prosessen skissert i et temperatur-/effektdiagram (T-Q-diagram). I dette eksempelet er lavtrykk (LT) 60 bar og høytrykk (HT) 100 bar. Omlag 30% av varmeeffekten avgis i Gasskjøler LT (Q_{LT}), mens de resterende 70% avgis i Gasskjøler HT (Q_{HT}).



Figur 2.17 Prinsipiell framstilling av en to-trinns CO₂-varmepumpeprosess i et temperatur-/effektdiagram (TQ-diagram), ref. Figur 2.16. GC LT/ GC HT = gasskjøler lavtrykk / høytrykk.

Ettersom to-trinns varmepumpesystemer har høyere investeringskostnader enn ett-trinns anlegg er dette først og fremst en løsning for anlegg i større bygninger samt fjernvarme- og fjernkjøleanlegg.

2.2.6.2 Varmevexlertap

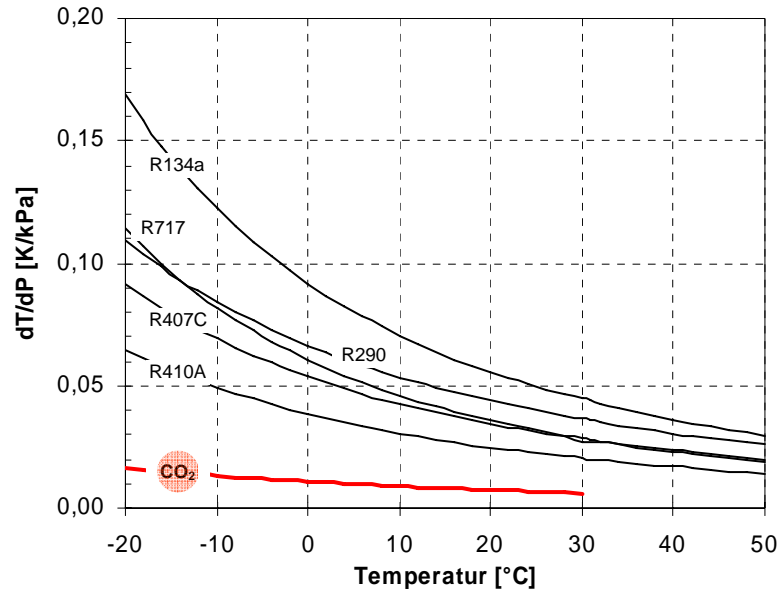
De termodynamiske tapene i varmevekslere inndeles i:

- Varmeovergangseffektivitet – termisk motstand, temperaturtap
- Temperaturtilpasning mellom CO₂ og sekundærmediet (vann/luft).

CO₂ har generelt sett meget gode termofysiske egenskaper som medvirker til effektiv varmeovergang i fordamper, gasskjøler og andre varmevekslere. Trykktap i varmevekslere reduserer effektiviteten for varmepumpeprosessen ved at kompressorens sugetrykk blir lavere og leveringstrykket høyere enn ved tapsfri drift. Dette øker nødvendig tilført effekt til kompressoren, og reduserer anleggets COP. Det er derfor gunstig med minst mulig *temperaturtap* i varmevekslere. Figur 2.18 viser at temperaturtapet for CO₂ for et gitt trykktap ($\partial T/\partial p$) er i størrelsesorden 3 til 10 ganger lavere enn for konvensjonelle arbeidsmedier.

Ettersom temperaturtapet for CO₂ for et gitt trykktap er relativt lite er det mulig å kjøre med høyere massehastigheter [kg/(m²s)] enn ved bruk av konvensjonelle arbeidsmedier. Dette bidrar til mer effektiv varmeoverføring og følgelig lav temperaturdifferanse mellom CO₂ og sekundærmediet. Alternativ kan en utnytte fortrinnet med lavt temperaturtap til å dimensjonere CO₂-varmevekslerne for samme temperaturtap (dvs. høyt trykktap) og dermed oppnå mindre komponentdimensjoner.

Termodynamiske tap som er knyttet til temperaturtilpasningen mellom CO₂ og sekundærmediet er omtalt i kapittel 2.2.4, *Betydningen av lav returtemperatur ved varmeavgivelse – temperaturtilpasning*.



Figur 2.18 Forholdet mellom temperaturtap og trykktap ($\partial T/\partial p$) for CO₂ og andre arbeidsmedier.

2.2.6.3 Strupningstap – nedkjøling av CO₂-gassen før struping

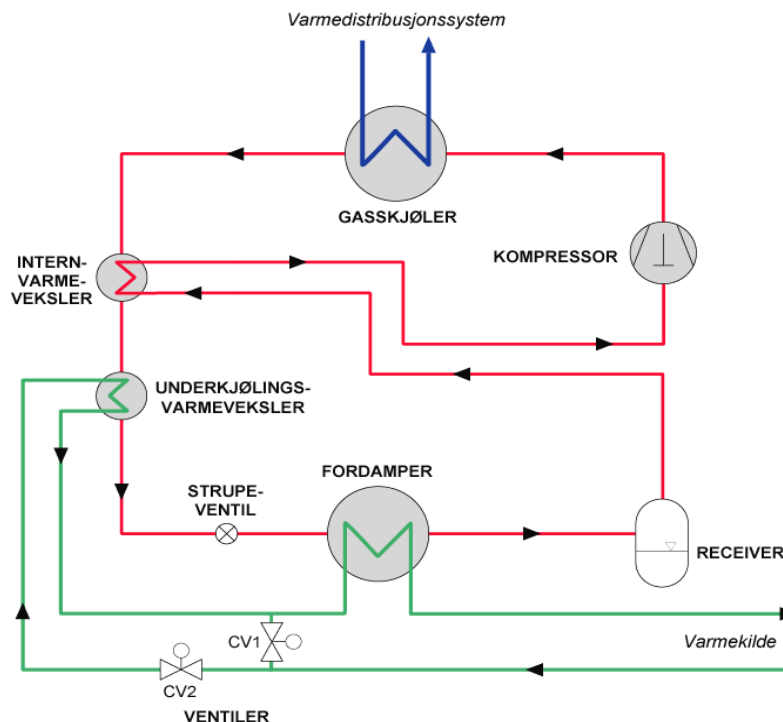
Etter at CO₂ har avgitt varme ved høyt trykk og relativt høy temperatur i gasskjøleren, strømmer mediet gjennom en strupeventil/ekspansjonsventil, som reduserer trykket og temperaturen til henholdsvis fordampningstrykk og fordampningstemperatur. Ettersom energiinnholdet før og etter ventilen er det samme, vil noen av CO₂-væsken måtte fordampe i strupningsprosessen. Denne dampdannelsen representerer et internt tap for varmepumpen ettersom energien alternativt kunne vært brukt til å dekke et lavtemperatur varmebehov eller til å produsere mekanisk arbeid, f.eks. i en turbin. Strupningstapet øker med økende inngående CO₂-temperatur i ventilen, dvs. at jo mer en kan avkjøle mediet før strupning desto lavere tap.

CO₂ har et høyere strupningstap enn konvensjonelle arbeidsmedier, og det er derfor ekstra viktig å benytte seg av tiltak som å reduserer tapet og øker anleggets energieffektivitet. De viktigste tiltakene for å redusere strupningstapet i CO₂-varmepumper er:

- Avgivelse av nyttig varme over et stort temperaturområde (ref. kapittel 2.2.4, *Betydningen av lav returtemperatur ved varmeavgivelse – temperaturtilpassning*)
- Varmeoverføring fra gasskjøleren til varmekilden – bruk av underkjølingsvarmeveksler
- Flertrinns kompresjon og struping (ref. kapittel 2.2.8.1, *Kompressortap*)
- Gjenvinning av ekspansjonsarbeid – erstatte strupeventilen med en ekspander
- Gjenvinning av ekspansjonsarbeid – erstatte strupeventilen med en ejetor

a) Varmeoverføring fra gasskjøleren til varmekilden

Hvis en ikke har tilstrekkelig tilgang på lavtemperatur varmelaster, som for eksempel ettervarming av ventilasjonsluft eller tappevannsvarming, kan en øke anleggseffektiviteten ved å benytte en underkjølingsvarmeveksler for å overføre varme fra gasskjøleren til sekundærmediet som strømmer gjennom fordamperen (vann, frostvæske). Temperaturøkningen på sekundærmediet fører til økt fordampningstemperatur, noe som resulterer i høyere varmeytelse og økt COP for varmepumpen. Figur 2.19 viser en prinsipiell skisse av en CO₂-varmepumpe som er utstyrt med både internvarmeveksler og underkjølingsvarmeveksler.



Figur 2.19 Prinsipiell skisse av en CO₂-varmepumpe med underkjølingsvarmeveksler for overføring av varme fra gasskjøleren til fordampersystemet.

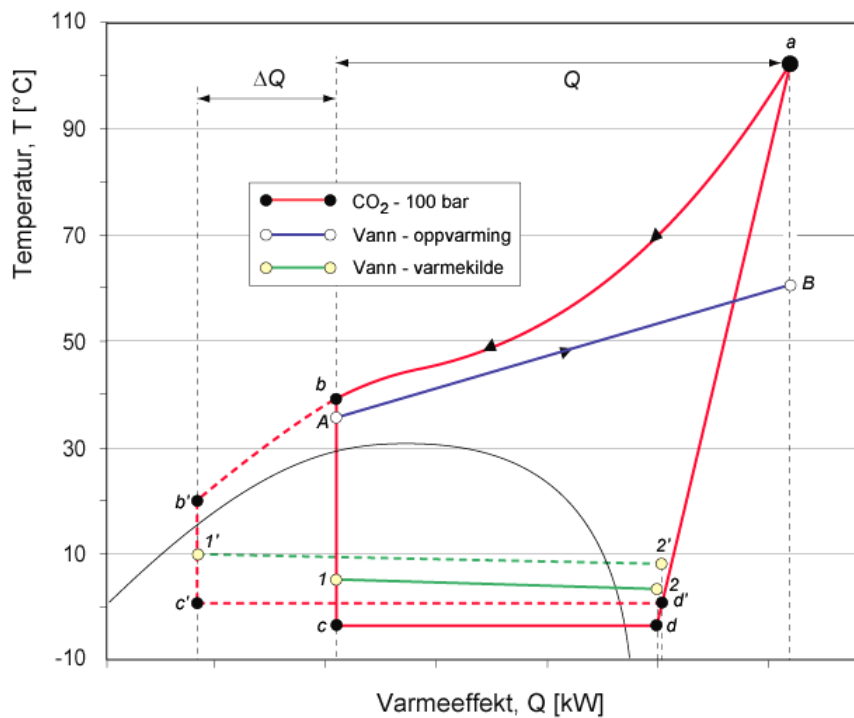
For et varmepumpeanlegg som kun brukes til oppvarming kan varme overføres fra gasskjøleren til fordampersystemet hele driftssesongen. Hvis imidlertid anlegget også brukes til kjøling, er det viktig at det aldri overføres mer varme enn at utgående vann/brine-temperatur fra fordampere er lav nok til å dekke bygningens kjølebehov. Ved overordnet kjøledrift, det vil si når kjølebehovet er så høyt at varmepumpen kjøres som kjølemaskin, skal underkjølingsvarmeveksleren være helt utkoblet.

Figur 2.20 gir en prinsipiell framstilling av CO₂-prosessen med og uten underkjølingsvarmeveksler i et temperatur/entalpi-diagram (T-Q-diagram). I eksempelet er gasskjølertrykket satt til 100 bar, inngående vanntemperatur for varmekilden før underkjølingsvarmeveksleren er 5°C mens tur-/returtemperaturen på vannet i varmedistribusjonssystemet er 35/60°C. De stiplede linjene samt bokstavene med merke (') indikerer CO₂-prosessen med underkjølingsvarmeveksler.

I CO₂-prosessen uten underkjølingsvarmeveksler avgis nyttig varme Q fra gasskjøleren til vannet i varmedistribusjonssystemet ved at CO₂-gassen avkjøles fra a til b og varmer vannet fra A til B . Vannet i fordampere avkjøles fra 1 til 2 , mens fordampningsprosessen går fra c til d . Når det brukes en underkjølingsvarmeveksler avkjøles CO₂-gassen ytterligere fra b til b' , og varmemengden ΔQ avgis til varmekilden (vannet) før fordampere. I forhold til et anlegg uten underkjøler øker inngående vanntemperatur i dette eksempelet fra 1 til $1'$, mens fordampningstemperaturen øker fra c til c' . Ved bruk av underkjølingsvarmeveksler må forøvrig varmevekslerarealet i fordampere økes for å opprettholde samme middeltemperaturdifferanse ($LMTD$), ettersom fordamperytelsen øker med ΔQ (jfr. Figur 2.20).

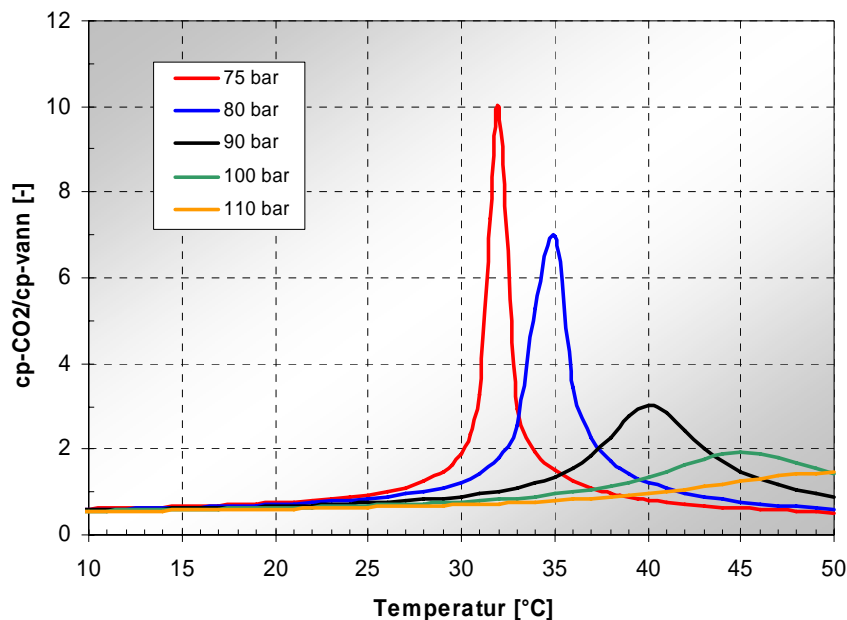
Hvor stor temperaturøkning en kan oppnå på sekundærmediet (vann, frostvæske) inn på fordampere ved bruk av en underkjølingsvarmeveksler er avhengig av graden av nedkjøling av CO₂-gassen i underkjøleren (Δt_{CO_2}) samt forholdet mellom produktet av spesifikk varmekapasitet (c_p) og massestrømmen (m) for CO₂ og sekundærmediet (s).

$$\Delta t_s = \left(\frac{m_{CO_2}}{m_s} \right) \cdot \left(\frac{c_{p-CO_2}}{c_{p-s}} \right) \cdot \Delta t_{CO_2} \quad (2.4)$$



Figur 2.20 Prinsipiell framstilling av en ett-trinns CO₂-varmepumpeprosess med underkjølingsvarmeveksler i et temperatur-/effekt-diagram (TQ-diagram), ref. Figur 2.15.

Figur 2.21 viser forholdet mellom spesifikk varmekapasitet for vann og CO₂ ved ulike temperaturer og 75 til 110 bar CO₂-trykk i underkjølingsvarmeveksleren.

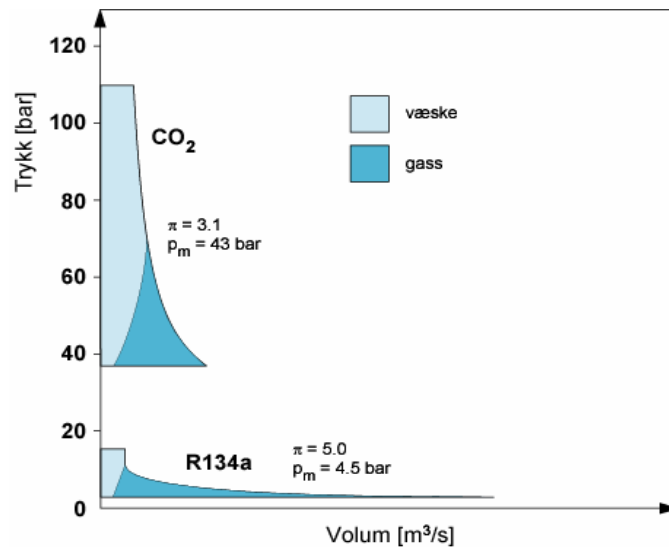


Figur 2.21 Forholdet mellom spesifikk varmekapasitet (c_p) for CO₂ og vann ved ulike temperaturer og 75 til 110 bars CO₂-trykk i underkjølingsvarmeveksleren.

Eksempel – ved et (typisk) forhold på 1/10 mellom massestrømmene for CO₂ og vann vil en for hver 10°C nedkjøling av 100 bars CO₂-gass oppnå ca. 0,8–0,9°C temperaturøkning på inngående vann/væske til fordamperen. Det medvirker til ca. 2–2,5% økning i CO₂-varmepumpens COP på grunn av økt fordampningstemperatur (Stene, 2004).

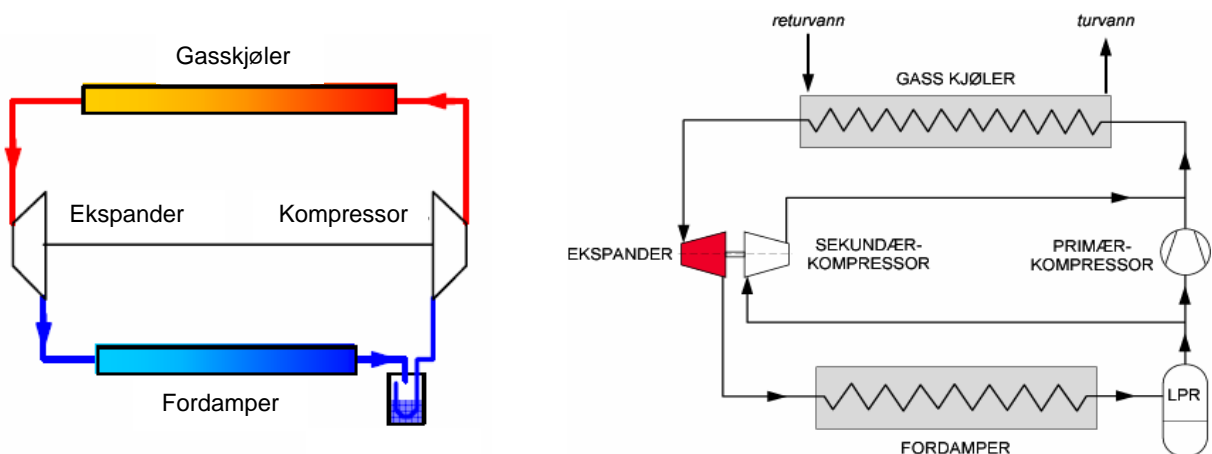
b) Gjenvinning av ekspansjonsarbeid – bruk av en ekspander

Strupeventilen (ekspansjonsventilen) kan erstattes med en såkalt *ekspander* (ekspansjonsmaskin) som utnytter ekspansjonsenergien ved trykkreduksjon av CO₂ til å produsere mekanisk energi. En CO₂-ekspander vil bidra til å øke anleggets COP med typisk 15–20%, avhengig av driftsbetingelsene og ekspanderens effektivitet (Stene, 1998). Figur 2.22 viser et prinsipielt eksempel på ekspansjonsprosessen for CO₂ og R134a i et trykk/volum-diagram. Sammenlignet med R134a er trykkdifferansen og trykkforholdet over ekspanderen høyere og volumbehovet for ekspanderen lavere.



Figur 2.22 Prinsipiell framstilling av tapsfri ekspansjonsprosess for CO₂ og R134a i et trykk/volum-diagram. π =trykkforhold, p_m =middeltrykk.

Ekspanderen kan monteres direkte på hovedkompressoren og dermed redusere nødvendig tilført effekt til kompressormotoren, eller drive en separat kompressor som er installert i serie eller parallell med hovedkompressoren. Figur 2.23 viser prinsipielle skisser av to av alternativene.

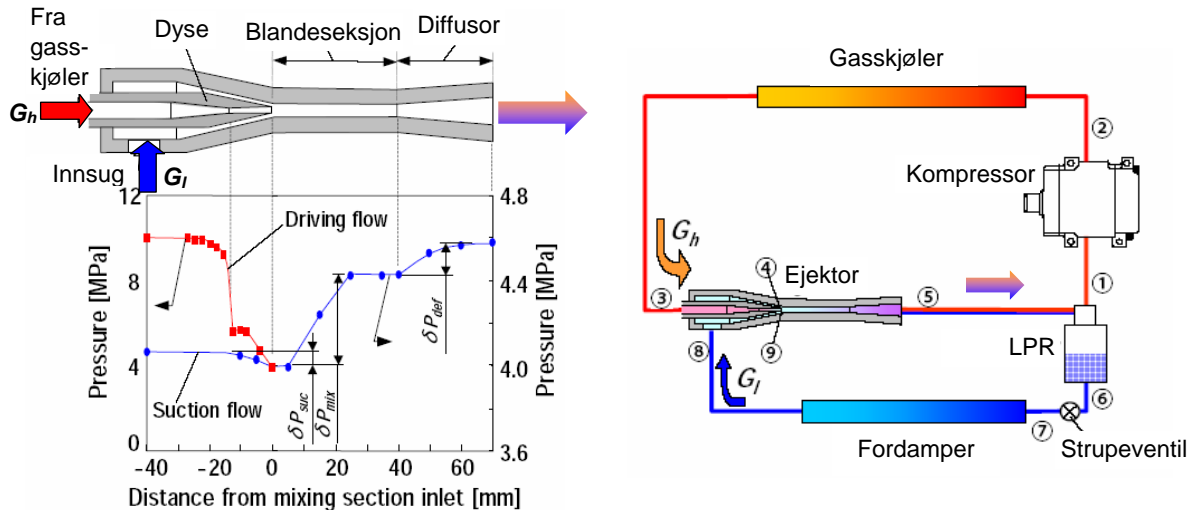


Figur 2.23 Prinsipiell eksempler på CO₂-varmepumper utstyrt med en ekspander som er koblet til kompressoren eller til en egen kompressor som er montert i parallell med hovedkompressoren.

Sammenliknet med en konvensjonell strupeventil vil en ekspander øke anleggets kompleksitet bl.a. mht. optimal regulering av gasskjølertrykket under ulike driftsforhold. De senere årene har det blitt testet en rekke CO₂-ekspandere basert på stempel-, scroll-, lamell-, og rullestempelprinsippet. CO₂-ekspandere er fortsatt på utviklingsstadiet, og det finnes ingen kommersielt tilgjengelige modeller. For at dette skal være en interessant løsning må det utvikles robuste og billige ekspandere som oppnår akseptabel effektivitet.

c) Gjenvinning av ekspansjonsarbeid – bruk av en ejektor

Strupeventilen (ekspansjonsventilen) kan erstattes med en såkalt *ejektor* for å gjenvinne noe av ekspansjonsarbeidet. Figur 2.24 viser prinsipielle skisser av en ejektor, trykkendringer og mediestrømmer i ejektoren samt eksempel på oppbygging av et varmepumpeanlegg med ejektor (Ozaki et al., 2004).



Figur 2.24 Prinsipiell funksjon for en ejektor med trykkendringer og mediestrømmer samt en prinsipiell skisse av et varmepumpeanlegg med ejektor (Ozaki et al., 2004).

Ejektoren utnytter trykkdifferansen i anlegget til å suge av lavtrykks gass fra fordamperen og øke trykket på gassen. Dermed øker sugetrykket til kompressoren, og tilført effekt for å drive anlegget reduseres. Varmeroverføringen i fordamperen vil også forbedres ettersom dampandelen for mediet ved fordamperinnløpet blir lavere enn ved bruk av en konvensjonell strupeventil. Anlegget må forøvrig utstyres med en ekstra strupeventil som senker trykket mellom væskebeholderen (LPR) og fordamperen.

En ejektor vil kunne oppnå like høy eller høyere effektivitet enn en ekspander. Det har vært gjennomført tester av et CO₂-bilklima-anlegg med og uten ejektor, og anlegget med ejektor oppnådde 20–25% høyere COP enn anlegget med strupeventil (Ozaki et al., 2004). Forbedringen i COP for en varmepumpe vil være noe lavere ettersom en ejektor i stor grad øker kjølekapasiteten (fordamperytelsen) for anlegget. Denso Corporation Ltd. i Japan benytter nå en ejektor i sin 6 kW CO₂ boligvarmepumpe for kombinert romoppvarming og varmtvannsberedning (Stene, 2005). Ejektoren har bidratt til å øke anleggets årsvarmefaktor fra ca. 3,0 til 3,4. Det arbeides forøvrig med utvikling av ejektorer for større anlegg, men teknologien er foreløpig ikke kommersielt tilgjengelig.

2.2.7 Oppsummering – gunstige rammebetingelser for CO₂-varmepumper

Tabell 2.7 gir en oversikt over hvilke rammebetingelser som gir de gunstigste driftsforhold (høyest COP) for CO₂-varmepumper og varmepumper med konvensjonelle arbeidsmedier med hensyn til:

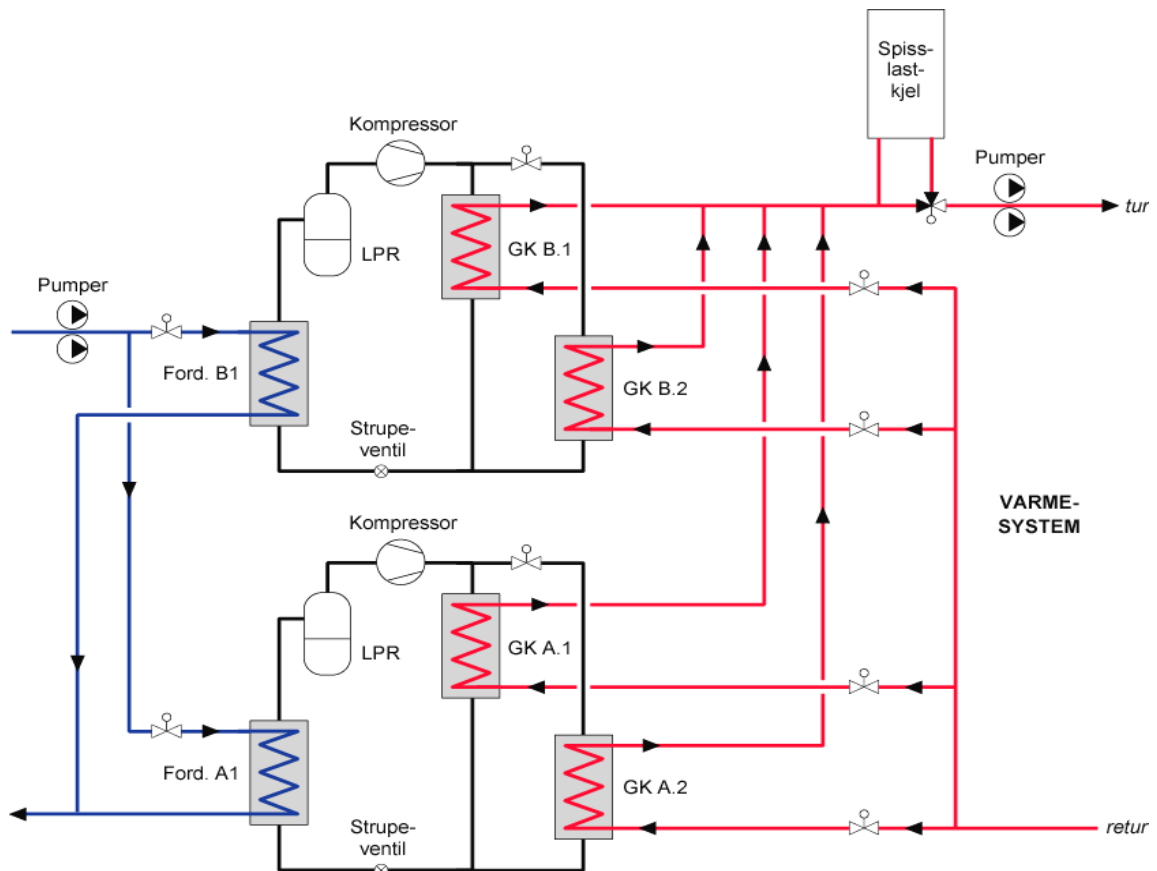
- Tur-/returtemperatur og regulering – varmedistribusjonssystem
- Tur-/returtemperatur - kjøledistribusjonssystem
- Sammenkopling av varmelaster
- Kompressorvalg – regulering
- Sammenkopling av flere aggregater

Det henvises forøvrig til [Vedlegg B](#) for en oppsummering av fordeler og ulemper med CO₂-varmepumper.

Tabell 2.7 Oversikt over gunstige driftsbetingelser for CO₂-varmepumper og varmepumper med konvensjonelle arbeidsmedier.

ARBEIDSMEDIUM: R407C – R134a – ammoniakk (R717) – propan (R290)	ARBEIDSMEDIUM: Karbondioksid (CO ₂)
<p>Oppvarming – varmekurser (romoppvarming, ventilasjonsluft, varmtvann)</p> <ul style="list-style-type: none"> • Lav turtemperatur – gir høyest effektfaktor (COP) • Lav nok returtemperatur – avgjørende for at varmepumper med <i>ammoniakk</i> og <i>R407C</i> skal kunne avgi ønsket varmeeffekt (maks. utgående vanntemperatur ca. 50°C) • Regulering – kombinasjon av utetemperatur-kompensering og mengderegulering • Sammenkopling av varmelaster – både parallell- og seriekopling aktuelt • Kondensator – krav til relativt konstant vannmengde for å unngå for høy kondenserings-temperatur og ustabil drift av anlegget. I systemer med mengderegulert varmedistribusjonssystem benyttes en egen pumpekrets for å sikre konstant vannmengde. 	<ul style="list-style-type: none"> • Høy temperaturdifferansen og lav returtemperatur – gir høyest effektfaktor (COP) • Sammenkopling av varmelaster – seriekobling av laster med avtagende temperaturkrav • Turtemperatur – ikke kritisk, kan levere varme opp mot ca. 90°C – økende turtemperatur gir imidlertid økende optimalt gasskjølertrykk (økt kompressorarbeid, lavere COP) • Regulering – kombinasjon av utetemperatur-kompensering og mengderegulering • Gasskjøler – ingen krav til konstant vannmengde pga. varmeavgivelse ved glidende temperatur og optimalisert gasskjølertrykk. Hvis en bruker flere parallellkoblede gasskjølere som stenges av ved synkende varmelast vil en i stor grad opprettholde varmeovergangen på vannsiden.
<p>Kjøling – klimakjøling, dataromskjøling</p> <ul style="list-style-type: none"> • Fordamper – høy isvannstemperatur og liten temperaturdifferanse • Fordamper – krav til relativt konstant væskemengde. I systemer med mengderegulert distribusjonssystem benyttes en egen pumpekrets for å sikre konstant væskemengde. • Kondensator – lav turtemperatur og liten temperaturglidning (ved dumping av varme) 	<ul style="list-style-type: none"> • Fordamper – høy isvannstemperatur og liten temperturdifferanse • Fordamper – krav til relativt konstant væskemengde. I systemer med mengderegulert distribusjonssystem benyttes en egen pumpekrets for å sikre konstant væskemengde. • Gasskjøler – lav returtemperatur og stor temperaturglidning (ved dumping av varme)
<p>Kompressorer – valg og regulering</p> <ul style="list-style-type: none"> • Stempelkompressorer – flere kompressorer, løfting av sugeventil, turtallsregulering • Turbokompressorer – regulering av ledeskovler (evt. by-pass ved lav last) • Skruekompressorer – bør helst ikke brukes, evt. med turtallsregulering 	<ul style="list-style-type: none"> • Stempelkompressorer – bruk av flere kompressorer, turtallsregulering • Turbokompressorer – ennå ikke tilgjengelig for CO₂ • Skruekompressorer – bør helst ikke brukes, evt. med turtallsregulering
<p>Aggregatoppbygging/flere aggregater – sammenkopling på vann-/væskesiden</p> <ul style="list-style-type: none"> • Kondensatorer – seriekopling for lavest mulig midlere kondenseringstemperatur • Fordampere – parallell-/seriekopling i henholdsvis varme-/kjølemodus 	<ul style="list-style-type: none"> • Gasskjølere – parallellkopling for størst mulig temperaturglidning i hver enkelt gasskjøler • Fordampere – parallell-/seriekopling i henholdsvis varme-/kjølemodus

Figur 2.25 viser et prinsipielt eksempel på et større CO₂-varmepumpeanlegg bestående av to aggregater for oppvarming og kjøling av en bygning. Anlegget er bygget opp i henhold til anbefalingene i Tabell 2.7:



Figur 2.25 Prinsipielt eksempel på større CO₂-varmepumpe med to aggregater for oppvarming og kjøling av en bygning. Ford.=fordamper, GK=gasskjøler, LPR=lavtrykksbeholder.

- Én turtallsregulert stempelkompressor per aggregat
 - Trinnløs regulering av ytelsen
 - Høy dellastvirkningsgrad
- Lavtrykksbeholder (LPR) og konstanttrykkventil
 - Optimal regulering av trykket i gasskjølerne for høyest mulig effektfaktor (COP) ved varierende temperatur- og lastforhold for fordamper og gasskjølere
- Fordamperne koples i *parallell* (varmekilde – sjøvann, grunnvann, energibrønner i fjell)
 - Høyest mulig inngående vann-/væsketemperatur og dermed høyest mulig fordampningstemperatur. Eventuell endring til seriekopling for større temperaturdifferanse når det er begrenset vanntilslig i grunnvannsbrønner samt når anlegget går i kjølemodus
- Gasskjølerne koples i *parallell*
 - Størst mulig temperaturglidning og lavest mulig utgående CO₂-temperatur for hver gasskjøler
 - Opprettholdelse av god varmeovergang på vannsiden i gasskjølerne ved avtagende varmebehov og redusert vannmengde i varmedistribusjonssystemet (mengderegulert system). Ved avtagende varmebehov stenges vannstrømmen for én og én gasskjøler, slik at vannstrømmen i de gjenværende gasskjølerne er relativt konstant.

3 BYGNINGEN – EFFEKT- OG ENERGIBEREGNINGER

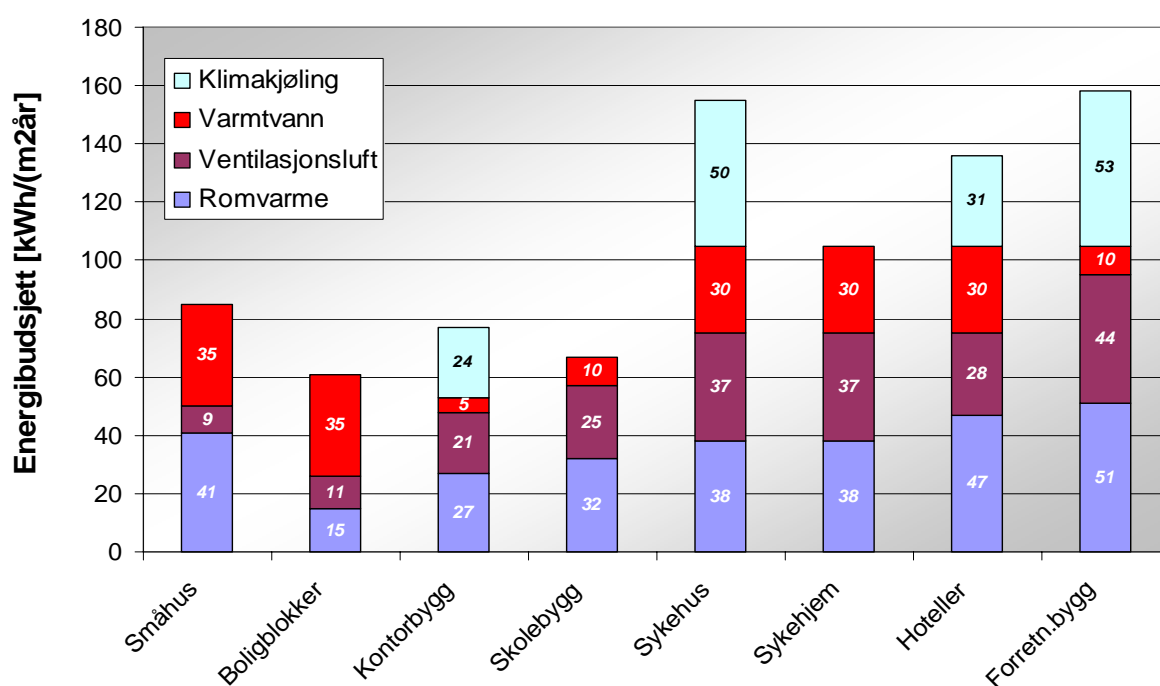
Aktuelt bruksareal for bygget hvor det vil bli vurdert å installere et prototyp CO₂-varmepumpesystem vil være i størrelsesorden 3.000 til 5.000 m² (Rognlien, 2004). Ettersom Statsbygg i prosjektperioden ikke har identifisert et konkret bygg for installasjon av et prototypanlegg, er det isteden gjennomført mer overordnede beregninger av dimensjonerende effektbehov og årlig energibehov til oppvarming og kjøling av ulike typer nye bygg utført i henhold til utkast til nye forskriftskrav. Disse tallene har så dannet grunnlaget for beregning av nødvendig kompressorvolum og varmevekslerflater for CO₂-varmepumpen.

3.1 Årlig energibehov til oppvarming og kjøling av større bygninger

Formålsdelt spesifikk energibehov [kWh/m²år] for kontorbygg, skolebygg, hoteller, forretningsbygg (kjøpesenter, butikker osv.) og kulturbygg vil i henhold til utkast for *Nye forskriftskrav til bygningers energibehov* (Thyholt, 2004) bli som vist i Tabell 3.1 og Figur 3.1.

Tabell 3.1 Beregnede energirammer for oppvarming og kjøling (Thyholt, 2004).

Netto energibehov (kWh/m ² år)	Kontorbygg	Skolebygg	Hoteller	Forretningsbygg	Kulturbygg
Romoppvarming	27	32	47	51	52
Ettervedling ventilasjonsluft	21	25	28	44	26
Varmtvann	5	10	30	10	10
Sum oppvarming	53	67	105	105	88
Klimakjøling	24	0	31	53	26
Sum oppvarming og kjøling	77	67	136	158	114



Figur 3.1 Beregnede energirammer for oppvarming og kjøling (Thyholt, 2004).



Figur 3.2 Eksempler på norske kontorbygg som bruker varmepumpe til oppvarming og kjøling.

Ettersom det i utkastet til ny byggeforskrift ikke er regnet med konsekvensene av lavere U-verdier for vinduer og økte internlaste på kjølebehovet, må det påregnes at kjølebehovet vil kunne bli noe høyere enn det som er listet opp i Tabell 3.1 og Figur 3.1.

Tabell 3.2 viser beregnet årlig netto energibehov til oppvarming og klimakjøling for bygninger med bruksareal 3.000–5.000 m² samt estimert dimensjonerende effektbehov for varmepumpe. Ved estimering av varmepumpens varmeytelse er det antatt at varmepumpeaggregatet(ene) dimensjoneres for å dekke 50% av netto effektbehov til romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft etter varmegjenvinner, at romoppvarmingssystemet og ventilasjonsanlegget har samme driftstid, samt at varmepumpen dekker hele varmtvannsbehovet, all ettervarming av ventilasjonsluft og 90% av det årlige romoppvarmingsbehovet.

Tabell 3.2 Beregnet årlig energibehov (MWh/år) til oppvarming og kjøling av bygninger med bruksareal 3.000 til 5.000 m² samt estimert dimensjonerende effekt for varmepumpen.

Effekt- og energibehov	Kontorbygg	Skolebygg	Hotell	Forretningsbygg	Kulturbygg
Oppvarming (MWh/år)	159 – 265	201 – 335	315 – 525	315 – 525	264 – 440
Kjøling (MWh/år)	72 – 120	0	93 – 155	159 – 265	78 – 130
Kjøling i % av varmebehov	45%	0%	45%	50%	30%
Varmepumpen (kW)	45 – 70	55 – 85	80 – 115	90 – 145	75 – 120

Beregningene viser at avhengig av byggtipe og bruksareal vil dimensjonerende gasskjølerytelse for en CO₂-varmepumpe med 50% effektdekning ligge i området 50–150 kW.

Bortsett fra skolebygg, hvor det er fastsatt at det ikke skal være noe kjølebehov, utgjør årlig klimakjølebehov omlag 30–50% av årlig varmebehov. Ettersom driftstiden for klimakjøling er vesentlig lavere enn for romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft, vil dimensjonerende kjøleeffektbehov kunne overstige varmeeffektbehovet. Det vil si at kjøleeffektbehovet i en del tilfeller vil kunne bestemme nødvendig kompressorvolum for varmepumpen.

3.2 Beregning av nødvendig slagvolum for CO₂-kompressor

Sirkulert mengde \dot{m} [kg/s] for en CO₂-varmepumpe er gitt av:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{\Delta h} \quad (3.1)$$

hvor \dot{Q} er gasskjølerens varmeytelse [kW] og Δh er CO₂-gassens spesifikke entalpidifferanse [kJ/kg] mellom innløp og utløp av gasskjøleren.

Nødvendig kompressorvolum \dot{V} [m³/h] beregnes ut fra følgende likning:

$$\dot{V} = \left(\frac{\dot{m}}{\rho} \right) \cdot \left(\frac{1}{\lambda} \right) \quad (3.2)$$

hvor ρ er CO₂-gassens tetthet [kg/m³] ved innløpet til kompressoren ved gitt trykk og temperatur, mens λ er kompressorens volumetriske virkningsgrad (leveringsgrad).

Kompressorvolumet ved 50–150 kW varmeytelse ble beregnet ved hjelp av dataprogrammet *Coolpack* (Rasmussen, 2001) ved følgende rammebetingelser. Resultatene er presentert i Tabell 3.3:

- Fordampningstemperatur, -10 til 0°C
- Overhetning av sugegassen inn på kompressoren, 10 K
- Volumetrisk virkningsgrad (leveringsgrad) for kompressoren, 85%
- Relativt varmetap for kompressoren, 10% av tilført kompressoreffekt
- Gasskjølertrykk, 90 bar
- Utgående CO₂-temperatur fra gasskjøleren, 30°C

Tabell 3.3 Beregnet slagvolum [m³/h] for CO₂-kompressoren ved 50 til 150 kW gasskjølerytelse og varierende fordampningstemperatur. Utgående CO₂-temperatur fra gasskjøleren er 30°C.

Fordampnings-temperatur	50 kW	100 kW	150 kW
-10°C	14 m ³ /h	27 m ³ /h	41 m ³ /h
-5°C	12 m ³ /h	24 m ³ /h	36 m ³ /h
0°C	11 m ³ /h	22 m ³ /h	33 m ³ /h

Avhengig av temperaturnivå på varmekilden (-10 til 0°C) og varmeeffektbehov for varmepumpen ved dimensjonerende forhold (50–150 kW), varierer nødvendig slagvolum for kompressoren fra 11 til 41 m³/h, det vil si ca. 0,22-0,27 m³/h per kW varmeytelse.

3.3 Beregning av varmevekslerflater

Med utgangspunkt i beregnet effektbehov for romoppvarming, ettervarming av ventilasjonsluft og varmtvannsberedning for ulike typer bygninger ved 3.000–5.000 m² oppvarmet areal (Tabell 3.2), har det blitt foretatt overslagsberegninger av varmevekslerflater for væske/CO₂-fordamper og CO₂/vann-gasskjøler ved følgende forutsetninger:

Fordamper

- Væske/CO₂-platevarmeveksler (varmeveksling mellom frostvæske og CO₂)
- Kuldeytelse, ca. 35–110 kW
- Inngående temperatur på frostvæsken, 2°C
- Logaritmsk middeltemperaturdifferanse (LMTD), 5 K
- Varmegjennomgangstall (U-verdi), 2500 W/m²K (estimert)

Gasskjøler

- CO₂/vann-dobbeltrørsvarmeveksler
- Varmeytelse 50–150 kW
- Tur-/returtemperatur i varmedistribusjonssystemet, 70/30°C
- Temperaturtilnærming (ΔT_A), ca. 2 K
- Gasskjølertrykk, ca. 105 bar (optimalisert)

Kompressor/motor

- Total virkningsgrad for kompressor og motor (energivirkningsgrad), 75%
- Relativt varmetap fra kompressoren, 10% av tilført kompressoreffekt

Ved beregning av varmevekslerarealet for gasskjøleren ble det benyttet en egenutviklet simuleringmodell i *Microsoft Excel/Visual Basic*. I beregningene ble det kjørt en optimalisering med hensyn til varmevekslerareal, gasskjølertrykk og kompressorytelse for å oppnå høyest mulig COP. Denne form for optimalisering er nærmere beskrevet i Kapittel 2.2.3, *Optimalt gasskjølertrykk og maksimal effektfaktor*.

Resultatene fra beregningene er presentert i Tabell 3.4.

Tabell 3.4 Estimert varmevekslerflate for fordampere og gasskjøler ved 35 til 110 kW fordamperytelse og 50 til 150 kW gasskjølerytelse.

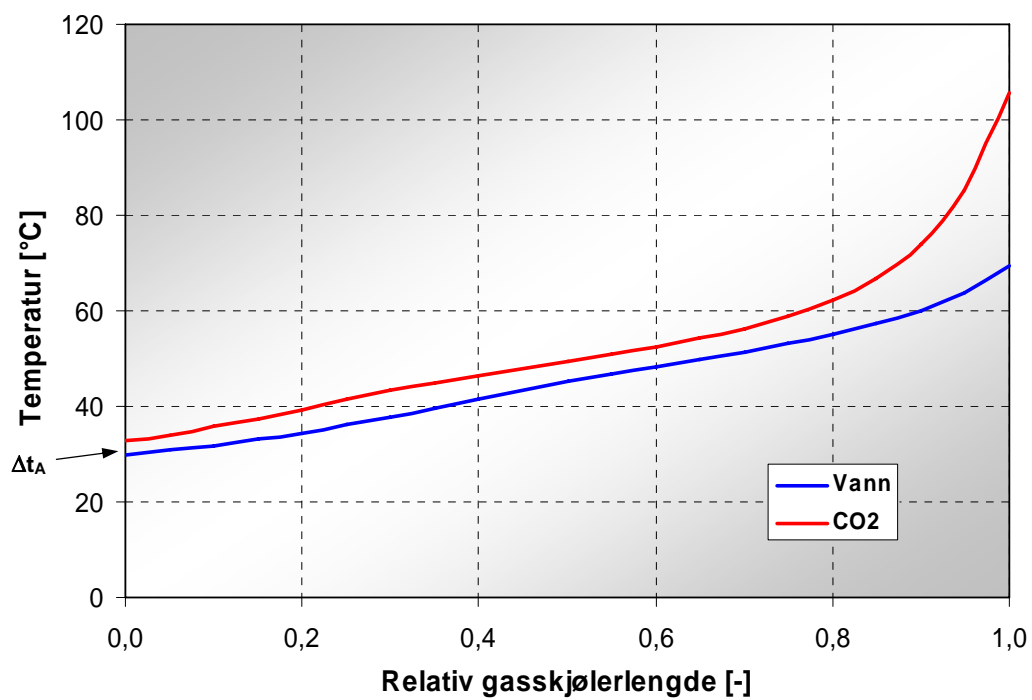
Fordampere	ca. 2,8 m ² – 30 kW	ca. 5,6 m ² – 70 kW	ca. 8,4 m ² – 110 kW
Gasskjøler	ca. 2,6 m ² – 50 kW	ca. 5,2 m ² – 100 kW	ca. 7,8 m ² – 150 kW

Figur 3.3 viser beregnet temperaturforløp i dobbeltrørs-gasskjøleren i forhold til relativ gasskjølerlengde ved oppvarming av vann fra 30 til 70°C ved 50 kW gasskjølerytelse. Gasskjølertrykket var 105 bar, og CO₂-gassen ble avkjølt fra ca. 105°C til ca. 32,5°C. Det relativt høye gasskjølertrykket medvirket til at en fikk god temperaturtilpasning mellom CO₂-gassen og vannet, og forskjellen mellom utgående CO₂-temperatur og inngående vanntemperatur (temperaturtilnærmingen, ΔT_A) var ca. 2,5 K. Beregnet effektfaktor (COP) ved den gitte driftstilstand var ca. 3,1.

Tabell 3.5 viser hvordan tilført kompressoreffekt (P), avgitt varmeeffekt (Q), effektfaktor (COP) og temperaturtilnærming (ΔT_A) endret seg ved endring i gasskjølertrykket fra 85 til 120 bar. Varmevekslerflaten var som ved 50 kW varmeytelse i Tabell 3.4, og tur-/returtemperaturen i nettet var hele tiden 70/30°C.

Tabell 3.5 Beregnet kompressoreffekt (P), avgitt varmeeffekt (Q), effektfaktor (COP) og temperaturtilnærming (ΔT_A) for 50 kW CO₂-varmepumpeanlegg ved varierende gasskjølertrykk.

Trykk		85 bar	90 bar	95 bar	100 bar	105 bar	110 bar	115 bar	120 bar
P	[kW]	12,8	13,6	14,44	15,2	15,9	16,6	17,3	17,9
Q	[kW]	25,5	31,8	38,4	44,7	49,3	51,3	52,5	53,5
COP	[-]	1,99	2,33	2,66	2,95	3,10	3,10	3,05	2,99
ΔT_A	[K]	8,9	9,9	9,7	6,5	2,6	1,1	0,6	0,3



Figur 3.3 Beregnet temperaturforløp for CO₂ og vann i en dobbeltrørs gasskjøler med 105 bar gasskjølertrykk og 30/70°C inn-/utgående vanntemperatur i varmedistribusjonssystemet.

4 CO₂-VARMEPUMPE – BYGGING OG SERVICE/VEDLIKEHOLD

Ved bygging av en prototyp CO₂-varmepumpe er det viktig å få tak i CO₂-komponenter av høy kvalitet, og som i størst mulig grad har den utforming, ytelse og effektivitet som kommersielle produkter vil ha. Det er også av meget stor betydning at byggingen av varmepumpeaggregatet og etterfølgende service og vedlikehold gjennomføres av et firma med høy kompetanse innen kulde- og varmepumpeteknikk generelt og CO₂-teknologi spesielt (Teknotherm AS).

4.1 Tilgjengelighet av komponenter for CO₂-anlegg

4.1.1 Kompressorer

En av de største begrensningene for kommersialisering av CO₂-varmepumper har tidligere vært tilgang på gjennomprøvde, driftssikre og energieffektive kompressorer for de aktuelle driftsområdene. Sammenliknet med kompressorer for konvensjonelle varmepumpeanlegg vil CO₂-kompressorer arbeide med mye høyere absoluttrykk (30 til 120 bar) og større trykkforskjeller, mens trykkforholdet blir lavere. På grunn av lavere trykkforhold oppnår CO₂-kompressorer typisk 5–10 %-poeng høyere volumetrisk/isentropisk virkningsgrad enn kompressorer for konvensjonelle arbeidsmedier som HFK og ammoniakk (Stene, 1998).

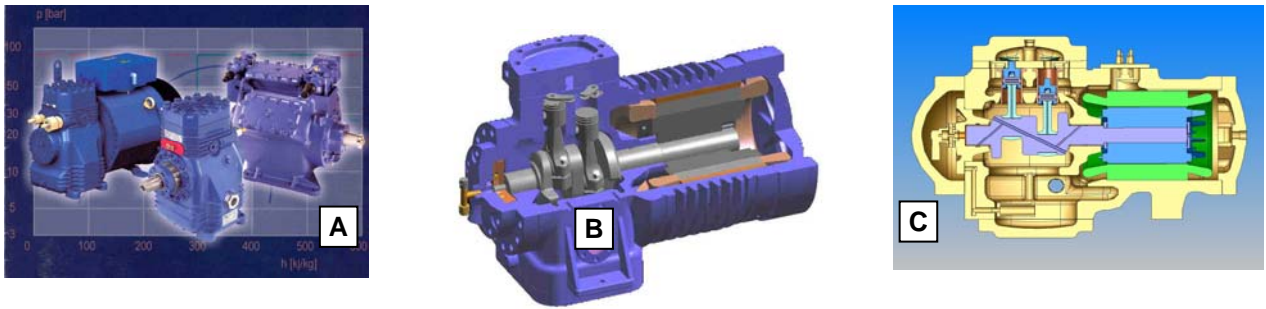
Interessen for bruk av CO₂ som arbeidsmedium i varmepumper, klimakjøleaggregater og kuldeanlegg har økt betydelig de senere årene, og det har ført til at en del store kompressorprodusenter har utviklet ulike typer CO₂-kompressorer, tabell 4.1.

Tabell 4.1 Oversikt over ulike CO₂-kompressorer og deres kapasitetsområde (Jakobsen, 2004).

Produsent	Type	Hastighet Frekvens	Kapasitetsområde [m ³ /h]	Tilleggs- informasjon
Danfoss	Stempel	50 Hz – 2950 rpm	0,18 – 0,45	Små anlegg
Sanyo	Rullestempel	50 Hz – 6000 rpm	0,18 – 0,36	Små anlegg
	Rullestempel	Variabel rpm	0,16 – 2,0	Små anlegg
Denso	Scroll	Variabel rpm	0,36 – 1,4	Små anlegg
Dorin	Stempel	50 Hz – 2900 rpm	3,5 – 10,7	Maks. 150 bar
	Stempel	50 Hz – 2900 rpm	3,0 – 12,3	2-trinns
Bock	Stempel	1450 rpm	9,6	*
Mycom	Stempel	1450 rpm	12,5	Maks. 150 bar
	Skrue	50 Hz	86,5 og 223	Maks. 100 bar

Figur 4.1 viser bilder av semi-hermetiske og åpne CO₂-stempelkompressorer fra kompressorprodusentene Bock (Tyskland), Dorin (Italia) og Mycom (Japan) med slagvolum i området 3,5 til 12,5 m³/h.

SINTEF Energiforskning AS har nylig inngått en avtale med en tysk kompressorprodusent om kjøp av en nyutviklet ett-trinns CO₂ stempelkompressor. Denne kompressoren har et slagvolum på ca. 9–17 m³/h, og vil derfor passe godt inn i et prototypanlegg. Som en del av avtalen vil SINTEF Energiforskning AS gjennomføre grundig uttesting av kompressoren for å skaffe tilveie blant annet detaljerte data for volumetrisk virkningsgrad (leveringsgrad) og isentropisk virkningsgrad ved ulike driftsforhold. Denne typen data vil være svært nyttige når prototypanlegget skal detaljprosjekteres.



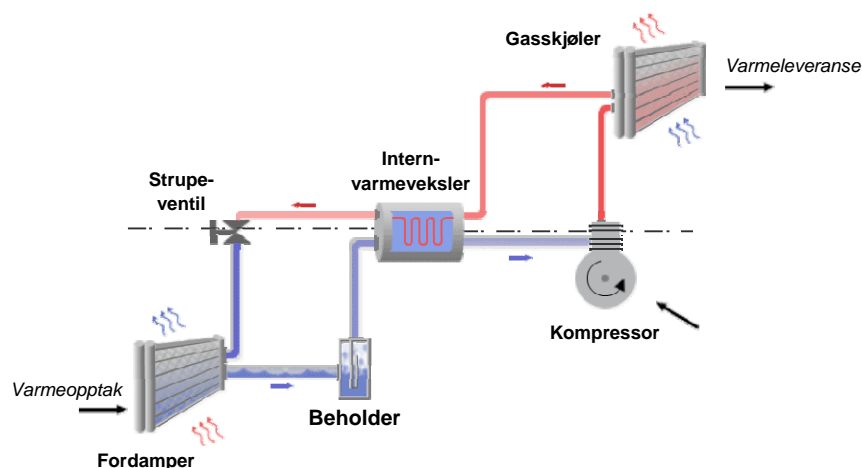
Figur 4.1 Eksempel på CO₂-stempelkompressorer fra Bock (A), Dorin (B) og Mycom (C).

4.1.2 Varmervekslere

4.1.2.1 Innledning

De viktigste varmevekslerne for et ett-trinns prototyp CO₂-varmepumpeanlegg er fordampere, gasskjøler og internvarmeveksler (sugegassvarmeveksler). Figur 4.2 viser prinsipiell oppbygging av en CO₂-varmepumpe med internvarmeveksler samt lavtrykksbeholder (LPR) og regulerbar strupeventil for styring av optimalt gasskjølertrykk (Shecco Technology, 2005). Komponentene vil ha følgende rammebetingelser:

- *Fordamperen* skal tilkobles energibrønner i fjell eller et sjøvannsbasert anlegg (indirekte system). Fordamperen vil derfor varmeveksle mot en frostvæske (denaturert etanol, etylenglykol e.l.). Ytelsen vil være i størrelsesorden 35–110 kW, og maksimalt arbeidstrykk vil være ca. 60 bar.
- *Gasskjøleren* skal levere varme til et vannbårent varmedistribusjonssystem med for eksempel radiatorer, viftebatteri og eventuelt varmtvannssystem, og vil derfor varmeveksle mot vann. Ytelsen vil være i størrelsesorden 50–150 kW, og maksimalt arbeidstrykk vil være ca. 110–120 bar.
- *Internvarmeveksleren* overfører varme fra den varme CO₂-gassen ved høyt trykk etter gasskjøleren til den kalde CO₂-gassen ved lavt trykk før innsugning til kompressoren (CO₂/CO₂-varmeveksler).



Figur 4.2 Eksempel på oppbygging av ett-trinns CO₂-varmepumpe (Shecco Technology, 2005).

4.1.2.2 Fordamper

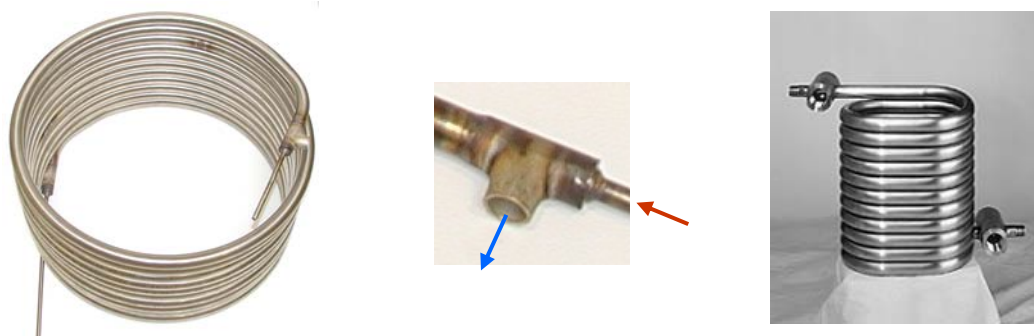
Aktuelle varmevekslertyper som fordamper i et CO₂-prototypanlegg er:

- Dobbeltrørs-varmeveksler (koaksialvarmeveksler)
- Kopperloddet platevarmeveksler
- Plate/mantelvarmeveksler
- Rørkjelvarmeveksler

Dobbeltrørs-varmevekslere (koaksialvarmevekslere) er en gammel varmevekslerkonstruksjon som består av et indre rør som monteres inne i et ytre rør og kveiles opp. I hver rørende monteres det overganger for tilkobling til de to mediestrømmene. For å sikre at det innerste røret ikke ligger inntil ytterrøret brukes en avstandsstråd som legges i spiral rundt det innerste røret. Ved å variere rørdiametre og rørlengder kan en tilpasse varmeveksleren til ønsket trykkklasse og ytelse. I CO₂-fordampere strømmer høytrykks CO₂ i det innerste røret, mens væske/vann strømmer i motsatt retning i ringvolumet. Figur 4.3 viser prinsippet for en motstrøms dobbeltrørs-varmeveksler for CO₂/vann, mens figur 4.4 viser eksempler på dobbeltrørs-varmevekslere for CO₂/vann samt overgangsstykket i enden av rørene.



Figur 4.3 Prinsippet for en dobbeltrørs-varmeveksler (koaksialvarmeveksler).



Figur 4.4 Eksempler på utforming av mindre dobbeltrørs-varmevekslere for CO₂/vann.

Dobbeltrørs-varmeveksleren brukt som fordampere karakteriseres ved:

- Kan bygges i ønsket trykk-klasse
- Ytelse tilpasses ved å endre rørdiametre/-rørlengder
- Plasskrevende konstruksjon – relativt stort volum og høy vekt i forhold til varmevekslerflaten
- Motstrøms varmeveksling hvis ønskelig
- Moderat varmevekslereffektivitet pga. relativt dårlig varmeovergang på vannsiden

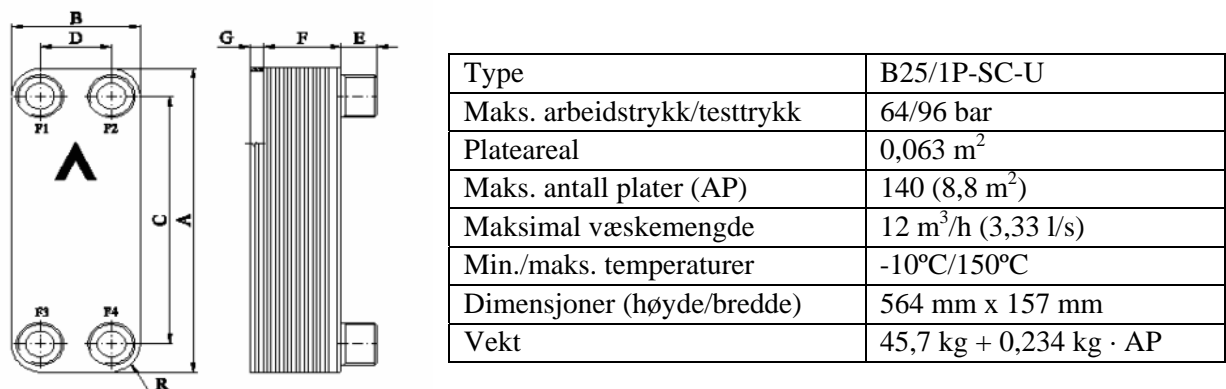
Kopperloddede platevarmevekslere (PHE) er kompakte varmevekslere med meget gode varmeoverførings-egenskaper. Varmevekslerne består av tynne profilerte/korrugerte metallplater som legges mot hverandre og føyes sammen ved hjelp av en spesiell loddeprosess, sveising eller ved hjelp av pakninger og et stativ med spennbolter. For mindre ytelser er helloddede varmevekslere uten pakninger enerådende.

I en platevarmeveksler strømmer arbeidsmediet og sekundærmediet (f.eks. vann eller frostvæske) i motstrøm mellom annenhver platerække. Figur 4.5 viser prinsippet for en platevarmeveksler samt eksempler på typisk utforming av helloddede platevarmevekslere (Alfa Laval, 2006). For en fordampere representerer de røde pilene og flatene arbeidsmediet mens de blå pilene og flatene representerer sekundærmediet. Flere produsenter, deriblant *Alfa Laval* og *SWEP* i Sverige, har utviklet standard helloddede platevarmevekslere med arbeidstrykk opp mot 45 bar. For CO₂ tilsvarer dette et metningstrykk på ca. 10°C. Dette er imidlertid for lavt for en CO₂-fordampere, ettersom maksimalt arbeidstrykk skal korrespondere med maksimal CO₂-temperatur i fordampere ved stillstand (ca. 25°C).



Figur 4.5 Prinsippet for en platevarmeveksler samt eksempler på helloddede enheter (Alfa Laval, 2006).

SWEP har nylig utviklet en helloddet platevarmeveksler med 64 bar maksimalt arbeidstrykk. Ettersom dette tilsvarer en CO₂-metningstemperatur på ca. 25°C kan en slik varmeveksler benyttes som fordampner i et prototyp CO₂-varmepumpeanlegg. Figur 4.6 viser skisser av platevarmeveksleren samt viktige spesifikasjoner med hensyn til varmevekslerareal, væskemengder, trykk, temperaturer, dimensjoner og vekt.

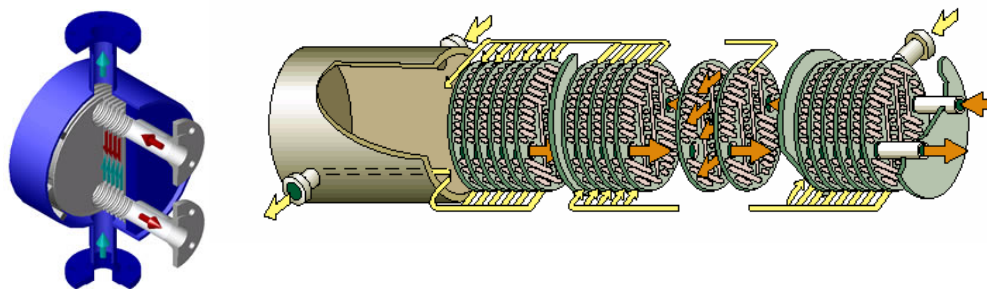


Figur 4.6 Platevarmeveksler med maksimalt 64 bars arbeidstrykk (SWEP, 2006).

Platevarmeveksleren brukt som fordampner karakteriseres ved:

- Finnes i aktuell trykkklasse (maks. 68 bar) og kapasitetsområde
- Meget kompakt utforming – relativt lite volum og lav vekt i forhold til varmevekslerflaten
- Normalt motstrøms varmeveksling
- Høy varmevekslereffektivitet både på CO₂- og væskesiden

Plate/mantel-varmevekslere (PSHE) er basert på samme type varmevekslerplater som konvensjonelle platevarmevekslere (korrugerte/profilerte plater), men platene er omgitt av en mantel som tåler høye trykk. Varmevekslerne leveres med kapasiteter fra 5 til 100.000 kW per enhet og med driftstrykk fra 16 til 100 bar. Denne typen varmevekslere produseres kun av det finske selskapet *Vahterus*. Figur 4.7 viser prinsippet for en plate/mantel-varmeveksler, mens figur 4.8 viser eksempler på utforming.



Figur 4.7 Prinsippet for en plate/mantel-varmeveksler (Vahterus, 2006).

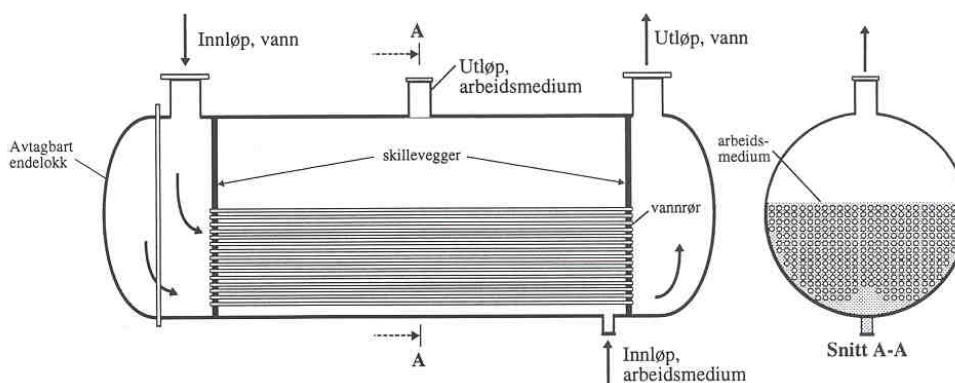


Figur 4.8 Eksempler på plate/mantel-varmevekslere (Vahterus, 2006)

Plate/mantel-varmeveksleren brukt som fordamper karakteriseres ved:

- Finnes i aktuell trykklasser (maks. 100 bar) og kapasitetsområde
- Relativt kompakt utforming – relativt lite volum og lav vekt i forhold til varmevekslerflaten
- Normalt motstrøms varmeveksling
- Høy varmevekslereffektivitet både på CO₂- og væskesiden

Rørkjelvarmeveksleren er en gammel varmevekslerkonstruksjon som er relativt mye brukt som fordamper og kondensator i større varmepumpeanlegg. Varmeveksleren består av en rekke horisontale rør som festes mot skillevegger og monteres inn i en mantel med innløp og utløp for arbeidsmedium og sekundærmedium (vann, frostvæske). Avhengig av varmekilde utføres varmeveksleren som en- eller to-pass konstruksjon, og de leveres med avtagbare endeløkk. Figur 4.9 viser prinsippet for en en-pass rørkjelfordamper med vann strømmende i rørene og med fordampning av arbeidsmedium på utsiden av rørene (fylt fordamper).



Figur 4.9 Prinsippet for en rørkjelfordamper (fylt fordamper).

Rørkjelvarmeveksleren er mindre effektiv enn platevarmevekslere og plate/mantel-varmevekslere, og tar derfor mer vesentlig plass og har høyere vekt. Varmervekslerne leveres fra en rekke leverandører i mange kapasitets- og trykklasser. Figur 4.10 viser et eksempel på utforming av en rørkjelvarmeveksler.



Figur 4.10 Eksempel på rørkjelvarmeveksler.

Rørkjelvarmeveksleren brukt som fordampner karakteriseres ved:

- Finnes i ønsket trykkklasse og kapasitetsområde
- Plasskrevende konstruksjon – relativt stort volum og høy vekt i forhold til varmevekslerflaten
- Utføres normalt som fylt fordampner
- God varmevekslereffektivitet både på CO₂- og væskesiden

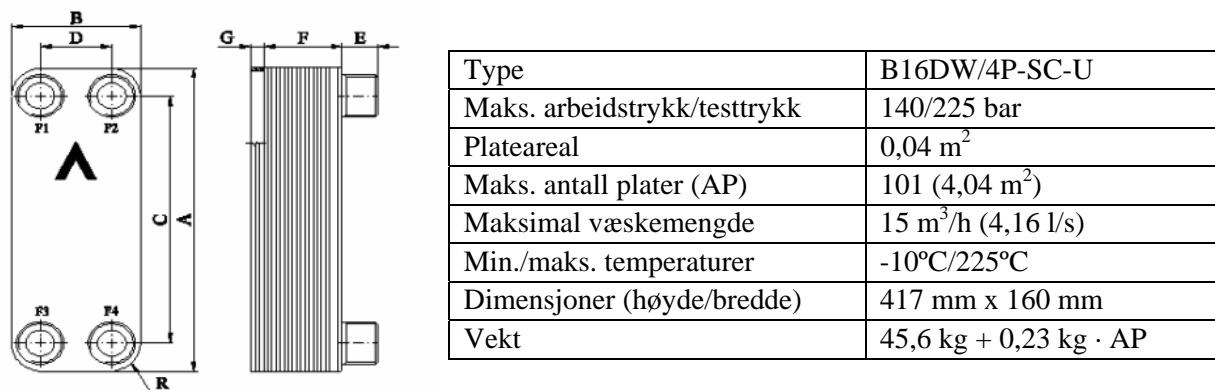
Konklusjon – fordampner: En *helloddet platevarmeveksler* er kompakt, finnes i aktuell trykk-klasse (64 bar) og har dessuten meget gode varmeoverføringsegenskaper. Den ansees derfor som det beste valget som fordampner i en prototyp CO₂-varmepumpe.

4.1.2.3 Gasskjøler

De varmevekslertypene som er beskrevet i kapittel 4.1.2.2 *Fordampner* er i utgangspunktet også aktuelle som gasskjøler i et CO₂-prototypanlegg. Den største forskjellen ligger i at gasskjøleren må tåle et arbeidsstrykk i størrelsesorden 110–120 bar, avhengig av anleggets driftsbetingelser. Det er også viktig at varmeveksleren i størst mulig grad muliggjør motstrøms varmeveksling slik at en kan utnytte den termodynamiske fordelene med lav returtemperatur i varmedistribusjonssystemet.

Dobbeltrørsvarmevekslere (koaksialvarmeveksler) kan enkelt bygges i ønsket trykk-klasse, og ytelsen tilpasses ved å endre rørdiameter og rørlengder. Denne typen varmevekslere gir perfekt motstrøms varmeveksling, og varmevekslingseffektiviteten er god.

Platevarmevekslere (PHE) har kompakt konstruksjon og oppnår høy varmevekslereffektivitet. Denne typen varmevekslere har kortere strømningslengde (termisk lengde) enn dobbeltrørsvarmevekslere, og vil derfor muligens ikke gi samme grad av motstrøms varmeveksling. SWEP i Sverige har utviklet en prototyp platevarmeveksler med doble vegger og med et maksimalt driftstrykk på 140 bar. Denne platevarmeveksleren er benyttet som gasskjøler i en titalls prototyp uteluft/vann CO₂-varmtvannvarmepumper fra Carrier Refrigeration Ltd. (UTC), som for tiden gjennomgår langtids felttesting under ulike klimatiske forhold. Figur 4.11 viser skisser av platevarmeveksleren samt viktige spesifikasjoner med hensyn til varmevekslerareal, væskemengder, trykk, temperaturer, dimensjoner og vekt.



Figur 4.11 Platevarmeveksler med maksimalt 140 bars arbeidstrykk (SWEF, 2006).

Plate/mantel-varmevekslere (PSHE) har på samme måte som konvensjonelle platevarmevekslere høy varmevekslereffektivitet. Varmerveksleren har et maksimalt driftstrykk på 100 bar, og kan derfor ikke brukes i et prototypanlegg hvor maks. driftstrykk vil kunne komme opp mot 110–120 bar.

Rørkjelvarmevekslere finnes i ønsket kapasitetsområde og vil kunne bygges i ønsket trykkklasse. Høytrykks CO₂-gass vil strømme innvendig i rørene, mens vannet sirkulerer på vannsiden. Selv om varmeveksleren utføres med flerpass sirkulasjon vil den imidlertid ikke oppnå samme grad av motstrøms varmeveksling som en dobbeltrørsvarmeveksler eller platevarmeveksler.

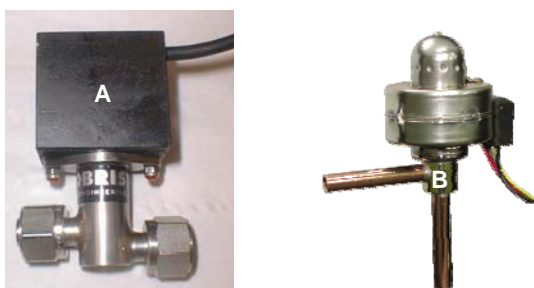
Konklusjon – gasskjøler: Både *dobeltrørsvarmevekslere* og høytrykks *platevarmevekslere* ansees som aktuelle gasskjøleralternativer i en prototyp CO₂-varmepumpe, ettersom de har tilstrekkelig trykkklasse, gir god motstrøms varmeveksling og har høy varmevekslereffektivitet. Det må imidlertid taes forhold om tilgjengeligheten for høytrykks platevarmevekslere, ettersom dette er relativt nyutviklet teknologi.

4.1.3 Andre komponenter

I tillegg til kompressor og varmevekslere vil en prototyp CO₂-varmepumpe bestå av en strupeventil (ekspansjonsventil), en lavtrykksreceiver (væskebeholder), et oljeretursystem, regulerings- og avstengingsventiler, et tørkefilter/smussfilter, pressostater, sikkerhetsautomatikk, rørføring og rørfittings.

4.1.3.1 Strupeventil (ekspansjonsventil)

Strupeventilens funksjon i et CO₂-anlegg er å kontrollere trykket i gasskjøleren og sørge for riktig væsketilførsel til fordampere under varierende driftsforhold. For et prototypanlegg er det mest aktuelt å velge en automatisk konstanttrykkventil, hvor ventilåpningen og dermed trykket i gasskjøleren reguleres i trinn (*step-motor valve*). Figur 4.12 viser eksempler på automatiske strupeventiler for CO₂.

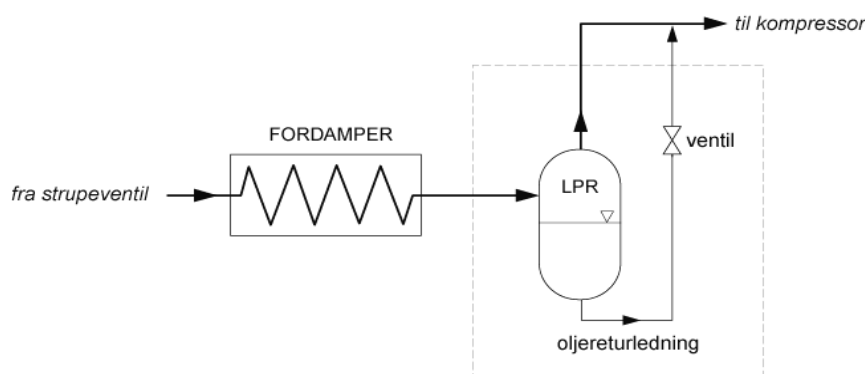


Figur 4.12 Eksempel på strupeventiler for CO₂ fra Obrist (A) and Saginomiya/Danfoss (B).

4.1.3.2 Lavtrykksreceiver og oljeretursystem

Lavtrykksbeholderen (LPR) plasseres mellom fordampertløpet og innløpet til internvarmeveksleren (ref. Figur 2.4). Beholderen akkumulerer og avgir CO₂ i forbindelse med regulering av trykket i gasskjøleren (væskereservoar), og hindrer at væskedråper suges inn i kompressoren (væskeutskiller). Beholderen kan enten være en spesialutformet enhet eller lages av et rør, to endelokk og nødvendige rørstusser.

Kompressoren er oljesmurt, og noe olje vil rives med av trykk-gassen ut fra kompressoren og til slutt ende opp i lavtrykksbeholderen (oljefelle). Beholderen må derfor utstyres med et oljeretursystem som gir tilstrekkelig oljeretur under alle driftsforhold. Oljeretursystemet for et CO₂-anlegg kan bestå av et tynt rør som monteres mellom bunnen av beholderen og innløpet til internvarmeveksleren. Under drift vil en blanding av olje og CO₂-væske strømme gjennom ledningen. Figur 4.13 viser et prinsipielt eksempel på lavtrykksbeholder med oljeretursystem.



Figur 4.13 Prinsipielt eksempel på lavtrykksbeholder med enkelt oljeretursystem.

4.1.3.3 Regulerings-, avstengings- og sikkerhetsventiler

I et prototypenanlegg vil det være behov for diverse avstengnings- og reguleringsventiler. Ventilene må være dimensjonert for minimum 65 bar på anleggets lavtrykksside og 120 bar på høytrykkssiden. Det er også behov for sikkerhetsventiler på lav- og høytrykkssiden i anlegget. Figur 4.14 viser eksempler på ulike avstengnings- og reguleringsventiler samt sikkerhetsventiler som kan brukes i CO₂-anlegg.



Figur 4.14 Eksempler på ulike høytrykksventiler for CO₂-anlegg (Swagelok)

4.1.3.4 Tørkefilter

Filteret plasseres mellom utløpet av lavtrykksbeholderen og innløpet til internvarmeveksleren (ref. Figur 2.4), og har til hensikt å fjerne partikler fra CO₂-gassen for å unngå kompressorhavari og blokkering av strupeventilen samt absorbere fuktighet som kan føre til kjemisk nedbrytning av kompressoroljen. Figur 4.15 viser eksempler på tørkefilter fra ulike produsenter.



Figur 4.15 Eksempel på tørkefiltre for CO₂ for 46 og 150 bar trykkklasse (Danfoss, Swagelok).

4.1.3.5 Rør og rørdeler

Det benyttes vanligvis rustfrie stålrør i CO₂-anlegg. Koplingspunktene sveises eller koples sammen med spesielle rørdeler beregnet for høye trykk. Figur 4.16 viser eksempler på høytrykks rørdeler (albue, overgang og T-stykke).



Figur 4.16 Eksempler på høytrykks rørdeler for CO₂ (Swagelok).

4.2 Bygging av varmepumpeaggregat – service og vedlikehold

4.2.1 Teknotherm A/S

Det har blitt vurdert flere norske firma for bygging av CO₂-varmepumpeaggregatet, og det ble konkludert med at Teknotherm A/S (www.teknotherm.no) var det mest kompetente firmaet. Etter innledende møter har Teknotherm A/S sagt at de ønsker å stå for byggingen av en eventuell prototyp CO₂-varmepumpe.

Teknotherm A/S startet opp i 1926 med marine kuldeinstallasjoner, og er i dag organisert i fire avdelinger:

- Handelsflåte – kuldeanlegg
- Fiskeflåte – kuldeanlegg
- Ettermarked – reparasjoner, overhaling og garantiarbeid
- Industri – kuldeanlegg, luftkondisjoneringsanlegg og varmepumper



Teknotherm A/S har totalt 90 ansatte i Norge med hovedkontor i Horten. I tillegg har de underavdelinger i Ålesund, Bodø og Oslo. Avdelingen for industrielle kulde- og varmepumpeanlegg har 17 ansatte, og holder til i Oslo. De har høy kompetanse på bygging av blant annet varmepumpeanlegg med ammoniakk (NH₃) som arbeidsmedium.

SINTEF Energiforsknings kontaktpersoner i Oslo-avdelingen er:

- Trond Sparling – avdelingssjef
- Torbjørn Olsen – prosjektingeniør

Torbjørn Olsen har tidligere arbeidet i Finsam-Frostmann A/S, som installerte en 22 kW CO₂-varmepumpe for vannoppvarming ved Eggprodukter AS i Larvik i 1999. Anlegget benytter overskuddsvarme fra et kuldeanlegg som varmekilde, og leverer 70–80°C varmtvann. Torbjørn Olsen sto for prosjektering og bygging av anlegget i tett samarbeid med SINTEF Energiforskning AS. Larvik-anlegget er fortsatt Norges eneste større CO₂-varmepumpe. Figur 4.17 viser CO₂-anlegget ved Eggprodukter AS.



Figur 4.17 CO₂-varmepumpe for varmtvannsproduksjon ved Eggprodukter AS i Larvik.

4.2.2 Bygging av komponenter og CO₂-aggregat

I Halden har Teknotherm A/S et fullt styrt kjøleteknisk verksted som vil stå for byggingen av CO₂-varmepumpen. I tillegg til montasje og sammenkopling av innkjøpte komponenter har de også utstyr for å bygge for eksempel dobbeltrørs-varmevekslere (koaksialvarmevekslere). Dette er en aktuell varmevekslertype for varmepumpens gasskjøler.

Teknotherm A/S har uttalt at de trenger *maksimalt 6 måneder* for å prosjektere og bygge et 50 til 100 kW prototyp CO₂-varmepumpeaggregat. Prosjekteringen vil foregå i tett samarbeid med fagmiljøet ved SINTEF Energiforskning AS, som blant annet har utviklet avansert programvarme for simulering og optimalisering av komponenter og komplette CO₂-anlegg (CSIM, *vedlegg A*).

4.2.3 Service og vedlikehold av CO₂-aggregat

Teknotherm AS vil også stå for service og vedlikehold av et eventuelt prototyp CO₂-anlegg. Teknotherm A/S har servicekontor i blant annet Oslo, Halden, Ålesund og Bodø. Et prototypanlegg vil kreve tettere oppfølging av driftspersonell enn et kommersielt anlegg, og sannsynligheten for at det skal oppstå servicebehov vil være større. Det vil derfor være en fordel om prototypanlegget lokaliseres til Østlandet.

5 ANALYSE AV CO₂-VARMEPUMPE OG SEKUNDÆRSYSTEMER

Dette kapittelet gir innledningsvis en overordnet beskrivelse av varmedistribusjonssystemer hvor en seriekobler varmelaster med avtagende temperaturkrav og mengderegulerer vannstrømmen ved delast. Videre er det presentert hovedresultatene fra en studie som er gjort på seks ulike bygninger med hensyn til samtidighet av romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft. Siste del av kapittelet viser hvordan egenskapene til aktuelle arbeidsmedier virker inn på energidekningen i varmepumpeanlegg som er dimensjonert for å dekke kjølebehovet i bygningen.

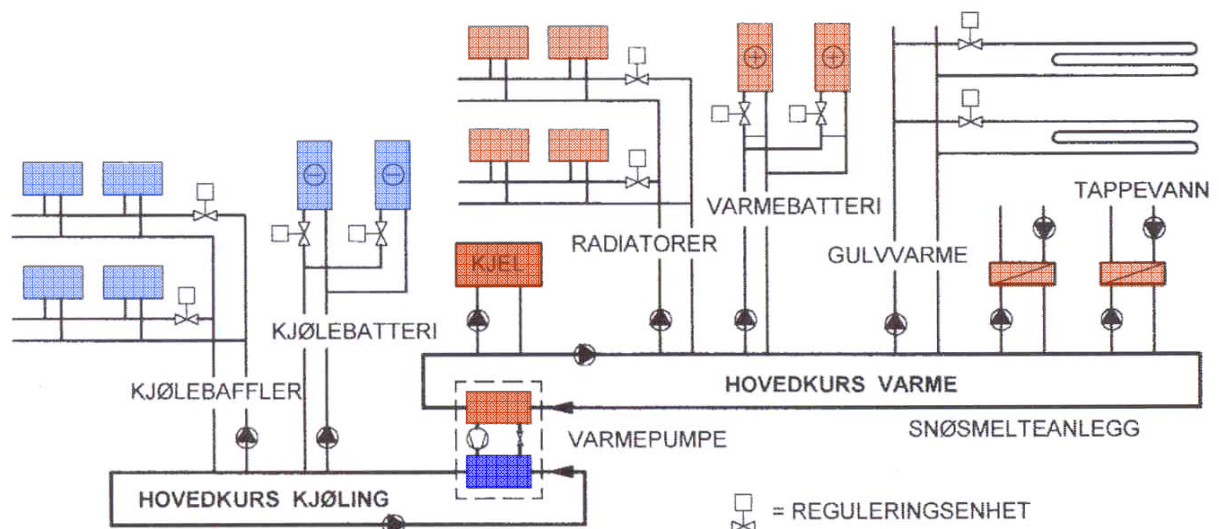
5.1 Sekundærsystemer

5.1.1 Innledning

For å oppnå høy effektfaktor (COP) for en CO₂-varmepumpe er det viktig med lav returtemperatur i varmedistribusjonssystemet (ref. Kapittel 2.2.4). Lav returtemperatur kan oppnås ved seriekobling av varmelaster med avtagende temperaturkrav, for eksempel:

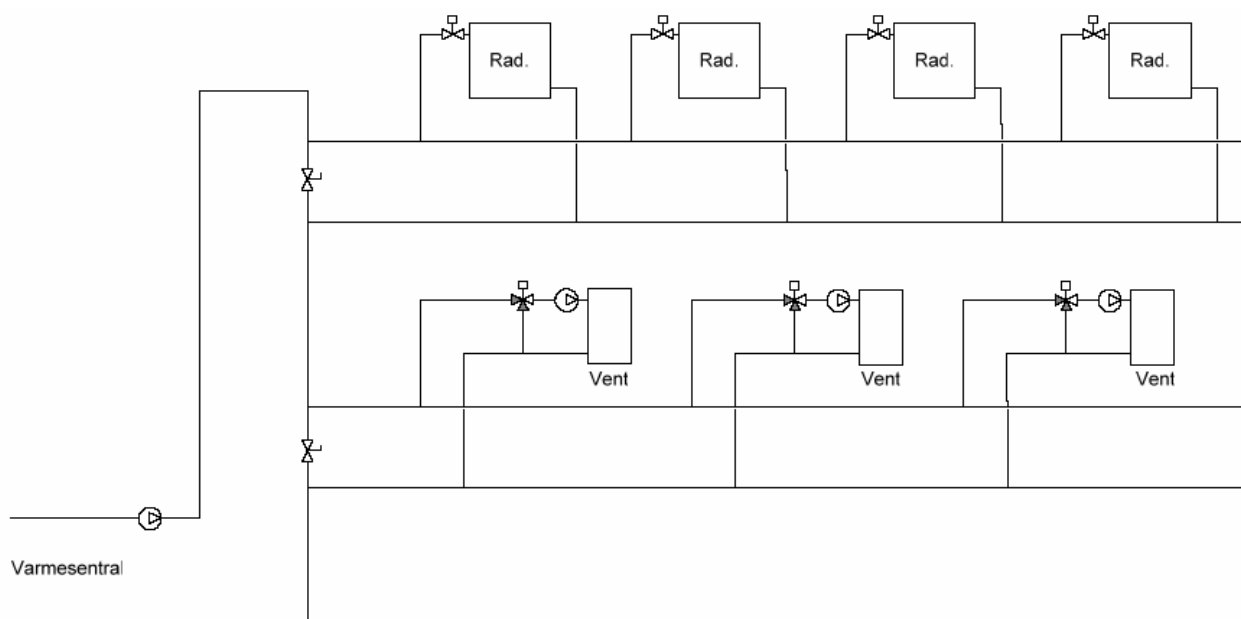
- Ettervarming av varmt tappevann
- Romoppvarming med radiatorer
- For-/ettervarming av ventilasjonsluft med viftebatterier
- Romoppvarming med konvektorer eller gulvvarmesystem
- Forvarming av varmt tappevann
- Snøsmelteanlegg

Returtemperaturen i varmedistribusjonssystemet vil til enhver tid være avhengig av effektbehovet og temperaturnivået for de ulike varmelastene. Det betyr at returtemperaturen vil være høyest når en kun har romoppvarmingsbehov som dekkes med radiatorer, mens den er lavest når en har samtidighet mellom romoppvarming, ettervarming av ventilasjonsluft og varmtvannsberedning. Figur 5.1 viser et prinsipielt eksempel på et såkalt lavtrykks varmedistribusjonssystem der radiatorer, varmebatteri, gulvvarmeanlegg, tappevannskurs og snøsmelteanlegg, er koblet i serie for lavest mulig returtemperatur (Tengesdal, 2005). I dette systemet er det benyttet ren mengderegulering av de ulike varmekursene (ingen shunt-koblinger).



Figur 5.1 Prinsipielt eksempel på varmepumpeanlegg tilkoblet et lavtrykks varmedistribusjonssystem med seriekobling av varmelaster med avtagende temperaturkrav (Tengesdal, 2005).

Figur 5.2 viser en prinsipiell skisse av et varmedistribusjonssystem med seriekoblede radiatorkurser og kurser for ventilasjonsbatterier (Mathisen, 2006).



Figur 5.2 Prinsipiell skisse av varmedistribusjonssystem med seriekobling av radiatorkurser og kurser for ventilasjonsbatterier (Mathisen, 2006).

Typiske turvannstemperaturer for ulike varmeelementer/varmebehov er:

- Radiatorer 80–60°C
- Varmebatteri 50–60°C
- Gulvvarme 35–45°C
- Varmtvann 60–80°C

Dersom varmelastene for en stor del opptrer samtidig og en tilpasser temperaturnivået og temperaturdifferanser slik at volumstrømmen er i samme størrelsesorden, vil en kunne oppnå høye temperaturdifferanser og lave returtemperaturer i varmedistribusjonssystemet (Stang, 2002).

I Norge har man i vannbårne varmedistribusjonssystemer tradisjonelt benyttet seg av konstant sirkulerende vannmengde i hovedkretsen og utetemperatur-kompensering av vanntemperaturen (temperaturregulering). Avgitt varmeeffekt i de ulike varmekursene (sekundærkretsene) reguleres ved hjelp av shuntkoblinger (blandeventiler, fordelingsventiler) og forbikoblinger (kortslutningsledninger). I mengderegulerte varmedistribusjonssystemer benyttes turtallsregulerte pumper i hovedkretsen som regulerer vannmengden i takt med varmebehovet, og det benyttes ikke kortslutninger foran reguleringsventilene. Avgitt varmeeffekt i de ulike varmekursene reguleres ved å variere vannmengden inn på kursene ved hjelp av en to-veis ventil. Ved seriekobling av varmelaster og mengderegulering vil en kunne oppnå vesentlig lavere returtemperatur ved varierende varmebehov enn i systemer med konstant vannmengde i hovedkretsen.

For detaljert informasjon om mengderegulering av vannbårne varmedistribusjonssystemer henvises til Børresen (1995), Nilsen (1995/96) og Tengesdal/Apeland (2003).

5.2 Samtidighet av romoppvarming og oppvarming av ventilasjonsluft

5.2.1 Innledning

I større bygninger med minimalt varmtvannsbehov og hvor det brukes radiatorer til romoppvarming, vil returtemperaturen i varmedistribusjonssystemet være gitt av effektbehovet og temperaturnivået for radiator- og varmebatterikursene. I den sammenheng vil samtidigheten mellom romoppvarmingsbehovet og behovet for ettervarming av ventilasjonsluft være en viktig størrelse. Denne samtidigheten er avhengig av en rekke faktorer, blant annet:

- Effektbehov for romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft
 - Bygningskropp (isoleringsgrad/tetthet), luftmengder, klima
 - Type ventilasjonsløsning (CAV/VAV, hybrid/mekanisk)
 - Brukstil for ventilasjonsanlegget – styring dag, natt og helger
- Dimensjonering, sammenkopling og regulering av radiatorкурser og ventilasjonskurser
 - Temperaturfall over radiatorene og varmebatteriene ved ulike driftstilstander

5.2.2 Analyse av måledata for seks bygninger

Som en del av aktiviteten under NTNU-SINTEFs Smartbygg-program (2002–2006) er det gjennomført en studie hvor det er analysert måledata for effektbehov til romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft i seks bygninger (Mathisen, 2006). Tabell 5.1 viser relevante data for bygningene:

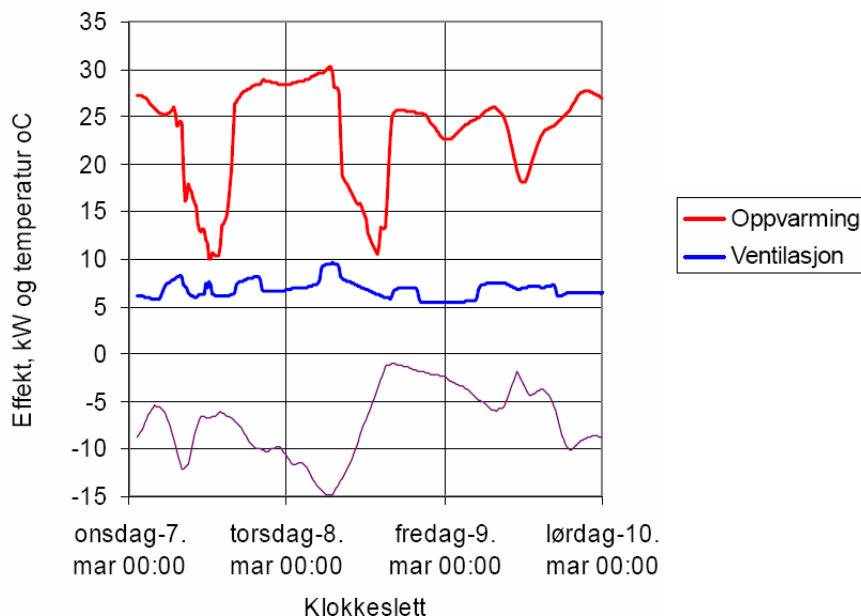
Tabell 5.1 Relevante data for de seks analyserte bygningene (Mathisen, 2006).

Bygning	Type	Byggeår	Oppvarmet areal [m ²]	Varme-distribusjon	Oppvarming, rom [kWh/m ² år]	Oppvarming, ventilasjon [kWh/m ² år]
Grong skole, Grong	Skole	1998	1.000	Vannbåren	104	33
HiBU, Kongsberg	Høgskole	1992	5.000	Vannbåren	41	17
Nordlåna HiNT, Levanger	Kontor	2002	835	Vannbåren	33	78
Sjølystparken, Oslo	Kontor	1996	24.000	Vannbåren	25	25
Glommen skogeierforening, Elverum	Kontor	1980/88	2.260	Direkte el.	48	20
Sørfold Pleie- og Sykehjem	Sykehjem	1980	1.530	Direkte el.	97	45

Måledata for de enkelte bygningene omfatter timesregistrering av effektbehov til romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft. Etersom forholdet mellom effektene til romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft viser seg å ha et relativt ensartet forløp fra døgn til døgn gjennom hele året vil en kunne benytte utvalgte (begrensede) måleperioder for framstilling av måledata.

5.2.2.1 Skolebygg – Grong skole, Grong

Grong skole har hybrid ventilasjon med behovsstyring (VAV), og luftmengden inn til hvert klasserom reguleres i forhold til CO₂-konsentrasjonen i rommet. Bygningen er utstyrt med et vannbårent varmedistribusjonssystem som leverer varme til radiatorer og ventilasjonsbatterier. Figur 5.3 viser typisk effektforløp til romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft for en tredagers-periode i mars (Mathisen, 2006).



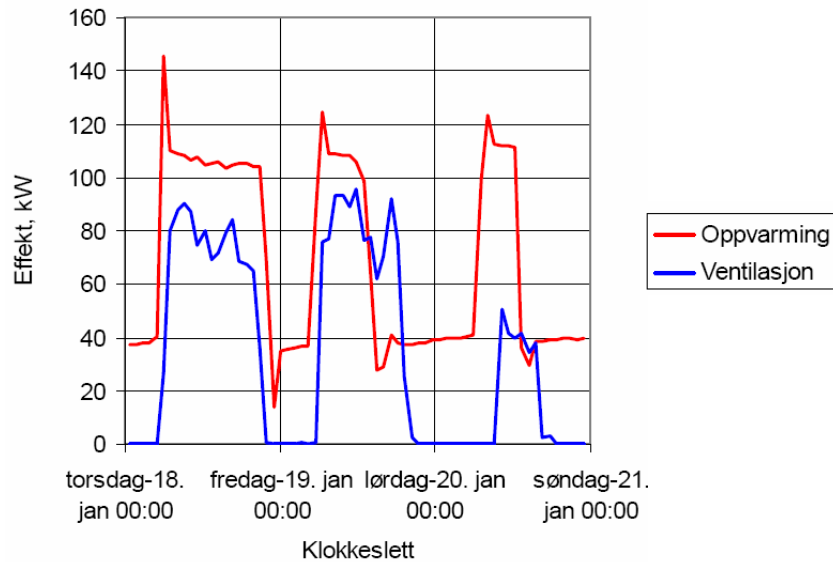
Figur 5.3 Grong skole, Grong (1998) – målt effektforløp for romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft i slutten av en vinteruke (Mathisen, 2006).

Effektbehovet til romoppvarming er for det meste av tiden vesentlig høyere enn effektbehovet til ettervarming av ventilasjonsluft. Dette skyldes til en viss grad at bygningen har mange kuldebroer samt mange kompliserte sammenføyninger som gir dårlige tetninger og høy infiltrasjon (Mathisen, 2006). Det dominerende romvarmebehovet medvirker til at en vil få relativt høy returtemperatur i varmedistribusjonssystemet (>40°C), selv ved seriekobling av varmelastene. En tettere og bedre isolert bygningskropp ville imidlertid ha endret på dette forholdet. I slike bygninger kan det dessuten oppnås lavere returtemperatur hvis radiatorkursene dimensjoneres for høyere temperaturfall enn ventilasjonsbatteriene.

5.2.2.2 Høgskolebygg – HiBU, Kongsberg

Høgskolebygget har ca. 15 timers brukstid per døgn mandag–fredag (inkl. kveldsundervisning), mens brukstiden for lørdag–søndag samlet er ca. 12 timer. Ventilasjonen stoppes helt om natten, mens det er en viss drift på anlegget i helgene. Bygningen er utstyrt med et vannbårent varmedistribusjonssystem som leverer varme til radiatorer og ventilasjonsbatterier. Figur 5.4 viser typisk effektforløp til romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft for en tredagers-periode i januar. Målingene er gjennomført i to av fløyene som dekker ca. 30% av totalt oppvarmet areal (Mathisen, 2006).

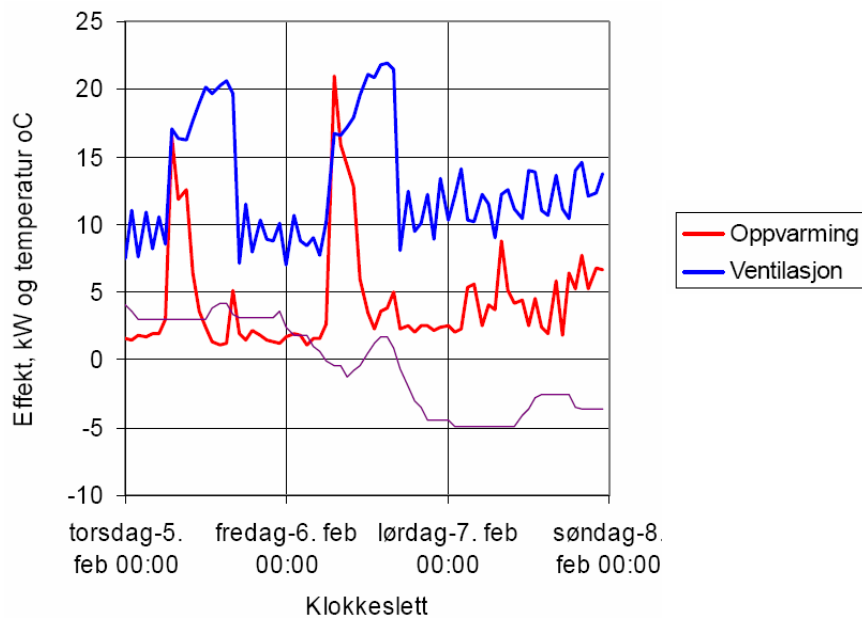
Årlig energibehov til romoppvarming er omtrent dobbelt så høyt som energibehovet til ettervarming av ventilasjonsluft. I brukstiden for ventilasjonsanlegget på hverdager er forholdet mellom effektbehovet til romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft i størrelsesorden 0,75. Det betyr at en på dagtid ville kunnet oppnå relativt lav returtemperatur i dette bygget hvis en hadde seriekoblet varmelastene. Utenom driftstiden kunne en dessuten oppnådd en relativt lav returtemperatur hvis en hadde dimensjonert radiatorne for større temperaturredifferanse.



Figur 5.4 Høgskolebygg Kongsberg (1992) – målt effektforløp for romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft i slutten av en vinteruke (Mathisen, 2006).

5.2.2.3 Høgskolebygg (kontorer) – HiNT, Levanger

Høgskolebygget har hybrid ventilasjon med behovsstyring (VAV), og tilluftsmengden til hver modul/fløy reguleres etter ur, tilstedeværelse og romtemperatur. Bygningen er utstyrt med et vannbårent varmedistribusjonssystem som leverer varme til radiatorer og ventilasjonsbatterier. Figur 5.5 viser typisk effektforløp til romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft for en tredagers-periode i februar. Målingene er utført på en av fløyene som er en ren kontorfløy (Mathisen, 2006).

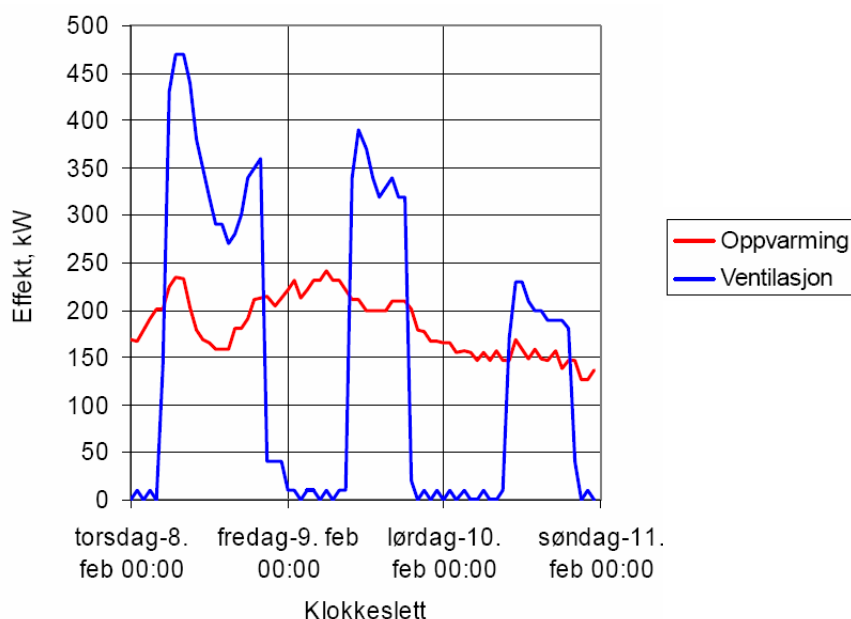


Figur 5.5 Høgskolebygg Levanger (2002) – målt effektforløp for romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft i slutten av en vinteruke (Mathisen, 2006).

Figuren viser at i det meste av måleperioden er effektbehovet til ettervarming av ventilasjonsluft større enn effektbehovet til romoppvarming. En ser også at effektbehovet til ettervarming av ventilasjonsluft er relativt høyt døgnet rundt, og dette skyldes at ventileringen av fojaén og et data-serverrom ikke reduseres om natten. Ettersom det er oppvarming av ventilasjonsluft som dominerer vil en kunne oppnå relativt lav returtemperatur i varmedistribusjonssystemet.

5.2.2.4 Kontorbygg – Sjølystparken, Oslo

Årlig energibehov til romoppvarming og ventilasjon for kontorbygget er tilnærmet det samme. Variasjonen i effektbehovet til ettervarming av ventilasjonsluft varierer imidlertid mye over døgnet ettersom anlegget blant annet er helt avslått nattetid. Bygningen er utstyrt med et vannbårent varmedistribusjonssystem som leverer varme til radiatorer og ventilasjonsbatterier. Figur 5.6 viser typisk effektforløp til romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft for en tredagers-periode i februar (Mathisen, 2006).



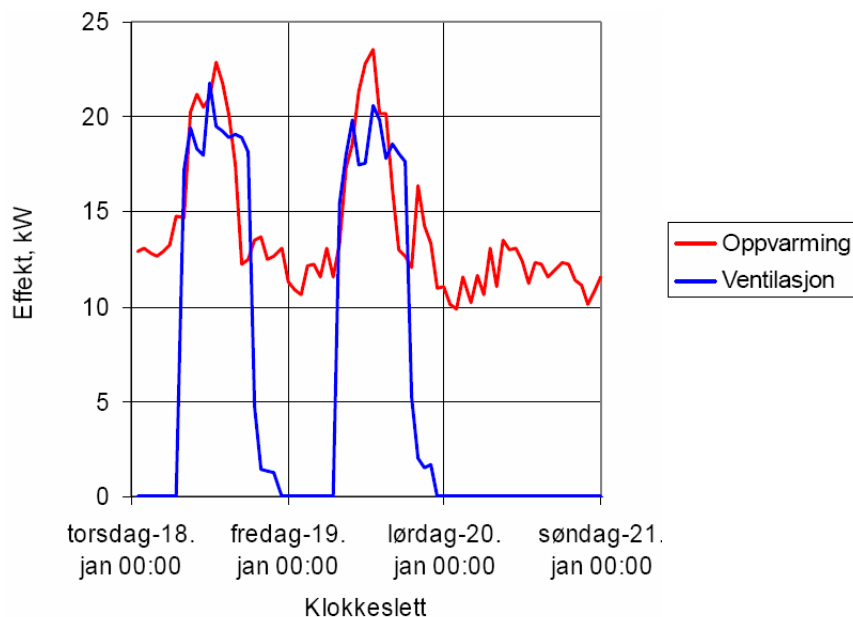
Figur 5.6 Sjølystparken, Oslo (1996) – målt effektforløp for romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft i slutten av en vinteruke (Mathisen, 2006).

Målingene viser at ventilasjonsanlegget slås helt av nattetid (ca. 30% av døgnet), men at effektbehovet til ettervarming av ventilasjonsluft i driftstiden er vesentlig høyere enn effektbehovet til romoppvarming. Forholdet mellom de to effektbehovene er i størrelsesorden 2 på hverdager og 1,3 i helger. Det betyr at i driftstiden vil en kunne oppnå relativt lav returtemperatur i varmedistribusjonssystemet hvis en seriekobler varmelastene, mens returtemperaturen blir relativt høy om natten når ventilasjonsanlegget er avslått.

5.2.2.5 Kontorbygg – Glommen Skogeierforening, Elverum

Kontorbygget er utført i to byggetrinn, 1980 og 1988. Ventilasjonsluftmengdene er vesentlig under det som er kravene i dag, og det er minimalt med kjøleutstyr. Elektriske panelovner med reguleringsutstyr for dag- og nattsenkning benyttes til romoppvarming. Figur 5.7 viser typisk effektforløp til romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft for en tredagers-periode i januar (Mathisen, 2006).

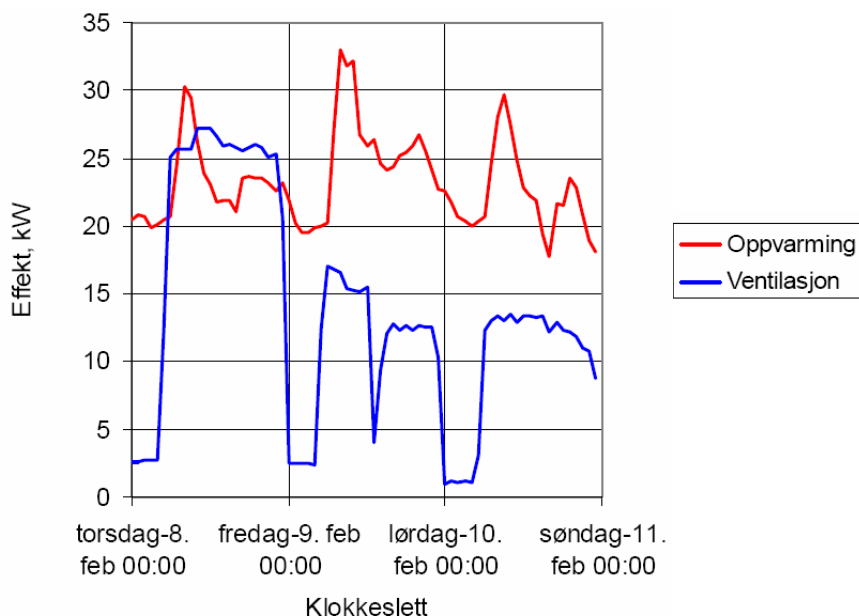
Målingene viser at det årlige energibehovet til romoppvarming er mer enn dobbelt så høyt som energibehovet for ettervarming av ventilasjonsluft. Det skyldes relativt moderate luftmengder samt at ventilasjonsanlegget er helt avslått nattetid og i helgene. På dagtid (hverdager) vil en kunne oppnå relativt lav returtemperatur i varmedistribusjonssystemet ved seriekobling av varmelastene ettersom effektbehovet til romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft er tilnærmet det samme. På grunn av relativt kort driftstid for ventilasjonsanlegget vil imidlertid midlere returtemperatur være relativt høy.



Figur 5.7 *Glommen skogeierforening, Elverum (1980/88) – målt effektforløp for romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft i slutten av en vinteruke (Mathisen, 2006).*

5.2.2.6 Pleieinstitusjonsbygg – Sørfold Pleie- og Sykehjem, Sørfold

Bygningen består av to byggetrinn, hvor det siste er fra 1980. Siste byggetrinn har ventilasjonsanlegg med roterende varmegjenvinner. På tross av at dette er et pleieinstitusjonsbygg, kjøres ventilasjonen med redusert kapasitet en periode etter midnatt. Figur 5.8 viser typisk effektforløp til romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft for en tredagers-periode i februar (Mathisen, 2006).



Figur 5.8 *Sørfold Pleie- og Sykehjem, Sørfold (1980) – målt utetemperatur og effektforløp for romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft i slutten av en vinteruke (Mathisen, 2006).*

Effektbehovet til romoppvarming er det meste av tiden vesentlig større enn effektbehovet til ettervarming av ventilasjonsluft. Dette vil i utgangspunktet føre til relativt høy returtemperatur i varmedistribusjonssystemet, selv ved seriekobling. Ved å dimensjonere radiatorne for størst temperaturfall vil en imidlertid kunne oppnå noe lavere returtemperatur gjennom året.

5.2.2.7 Samtidighet – oppsummering

Målingene viser at det er betydelig forskjell mellom de ulike bygningene, og det kan derfor ikke trekkes noen entydige konklusjoner om hvordan fordeling av effektbehovene til romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft vil være for ulike byggtypen, og hvilken returtemperatur som kan oppnås.

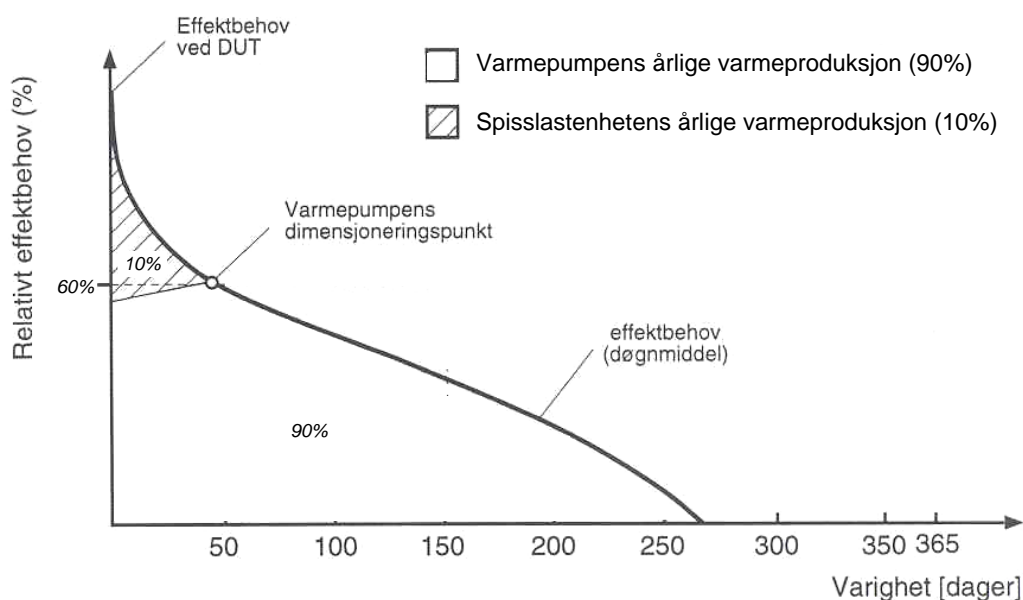
Der hvor det jevnt over er stor forskjell i effektbehovet vil en kunne oppnå lavere returtemperatur ved å dimensjonere med størst temperaturredifferanse for den største effekten.

5.3 Temperaturbegrensning for varmepumpen – effekt-/energidekning

5.3.1 Dimensjonering av varmepumpeanlegg for oppvarming og kjøling

Ved romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft i bygninger varierer effektbehovet tilnærmet proporsjonalt med endringene i utetemperatur. Varmepumper har høyere investeringskostnader per kW installert effekt enn andre oppvarmingsystemer, og hvis de dimensjoneres for å dekke maksimalt effektbehov vil en få kostbare anlegg som utnyttes dårlig. Varmepumper for bygningsoppvarming dimensjoneres derfor for å dekke kun en viss andel av bygningens netto effektbehov (*grunnlast*). Nødvendig tilsatsvarme (*spisslast*) leveres fra et kjelanlegg (elektrisitet, olje, gass), eventuelt fra et fjernvarmeanlegg.

Optimal effektdekning for et varmepumpeanlegg er blant annet avhengig av bygningens netto effekt- og energibehov til oppvarming (byggtypen, byggstandard, klima), investeringskostnader og energipriser, og vil typisk utgjøre 40–60% av bygningens netto effektbehov ved dimensjonerende utetemperatur (DUT)¹². Varmepumpen vil da dekke i størrelsesorden 85–95% av bygningens årlige varmebehov, mens de resterende 5–15% leveres fra spisslastkilden. Figur 5.9 viser en prinsipiell framstilling av et såkalt effekt-varighetsdiagram¹³, hvor varmepumpens effekt- og energidekning er henholdsvis 60 og 90%.



Figur 5.9 Prinsipielt eksempel på effekt-varighetsdiagram for romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft. Varmepumpens effekt- og energidekning er henholdsvis 60 og 90%.

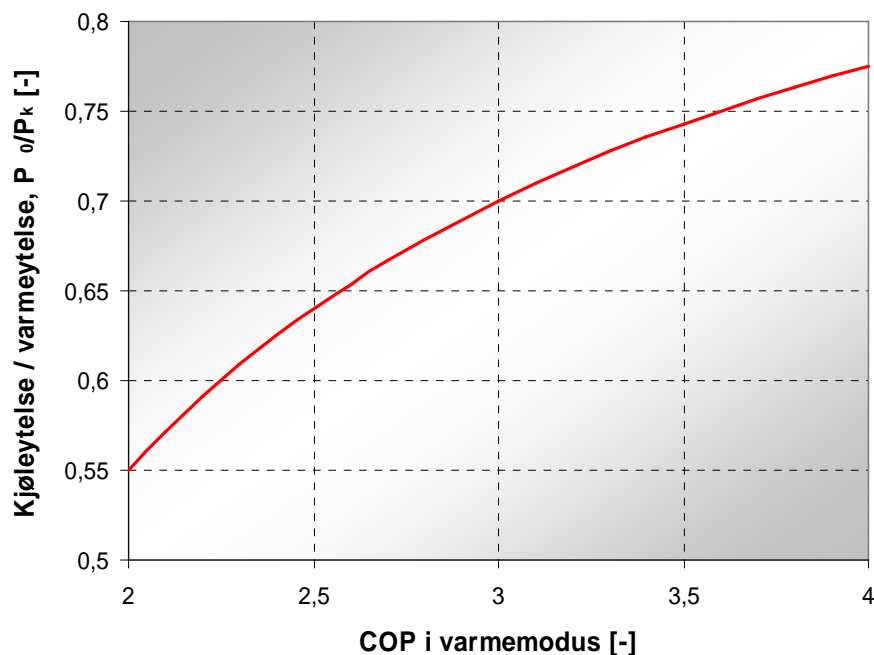
¹² DUT – laveste 3-døgnns middel for uteluftens døgnmiddeltemperatur.

¹³ Viser hvordan effektbehovet til romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft varierer over året for en gitt bygning. Effektbehovet sorteres etter avtagende størrelse, dvs. døgn 0 tilsvarer effektbehovet ved DUT, mens fyringssesongens lengde finnes som krysningspunktet mellom effektkurven og aksene for antall dager. Arealet under kurven gir netto årlig varmebehov for bygningen.

På grunn økende varmeproduksjon fra belysning, datautstyr og tekniske installasjoner (interne varmelaster) samt bedret isolasjonsstandard og bruk av store glassflater mot solrik orientering, er det en klar trend mot økende klimakjølingsbehov og avtagende romoppvarmingsbehov i moderne kontorbygg og andre større bygninger. For en del bygg vil kjøleeffektbehovet være i samme størrelsesorden som varmeeffektbehovet, slik at et eventuelt varmepumpeanlegg vil måtte dimensjoneres for å dekke bygningens kjøleeffektbehov. Sammenhengen mellom varmeytelsen P_k [kW] og kjøleytelsen P_o [kW] for et varmepumpeanlegg er gitt av følgende likning:

$$P_k = P_o \cdot \frac{COP}{\left(COP + \frac{X}{100} - 1\right)} \quad (5.1)$$

hvor COP [-] er varmepumpens effektfaktor i varmemodus og X [%] er kompressorens relative varmetap i forhold til tilført kompressoreffekt. Figur 5.10 viser forholdet mellom varmepumpens kjøleytelse og varmeytelse (ref. likning 5.1) når COP i varmemodus varierer mellom 2 og 4, kompressorens relative varmetap er 10% og en antar at fordampningstemperaturen er den samme i varme- og kjølemodus.

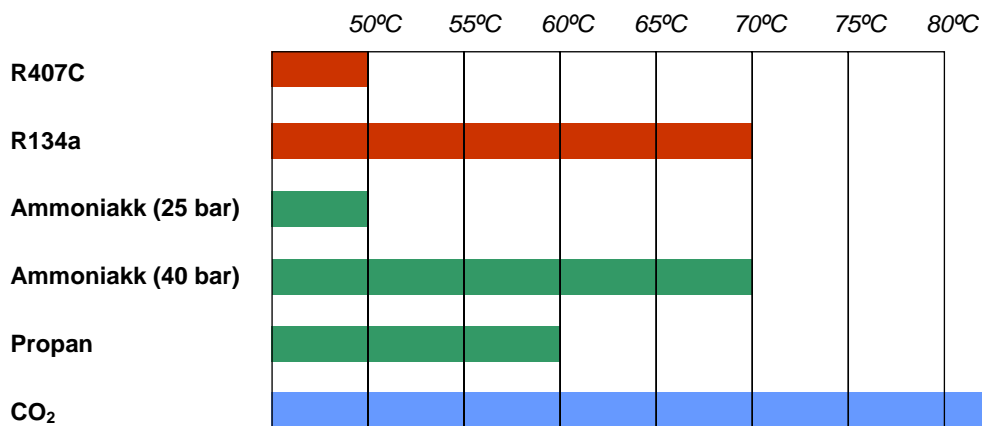


Figur 5.10 Forholdet mellom kjøleytelsen og varmeytelsen for en varmepumpe ved varierende COP og 10% varmetap fra kompressoren.

Figur 5.10 viser at så lenge dimensjonerende kjøleeffektbehov for en bygning er større enn ca. 55–75% av bygningens dimensjonerende varmeeffektbehov, vil varmepumpen teoretisk sett ha nok kapasitet til å dekke hele varmebehovet uten bruk av tilleggsvarme fra spisslastenheten.

5.3.2 Arbeidsmedier – konsekvenser av temperaturbegrensning

Konvensjonelle varmepumper har en temperaturbegrensning ved varmeleveranse, og maksimalt utgående vanntemperatur fra kondensatoren er blant annet bestemt av arbeidsmediet, trykkklasse og anleggskonfigurasjon. Figur 5.11 gir en oversikt over maksimalt utgående vanntemperatur fra kondensatoren for varmepumpeanlegg med ammoniakk (25 og 40 bars anlegg), R407C, R134a og propan. Maksimalt utgående vanntemperatur fra gasskjøleren for et CO₂-anlegg er også vist.



Figur 5.11 Oversikt over temperaturbegrensninger for arbeidsmedier for større varmpumpeanlegg.

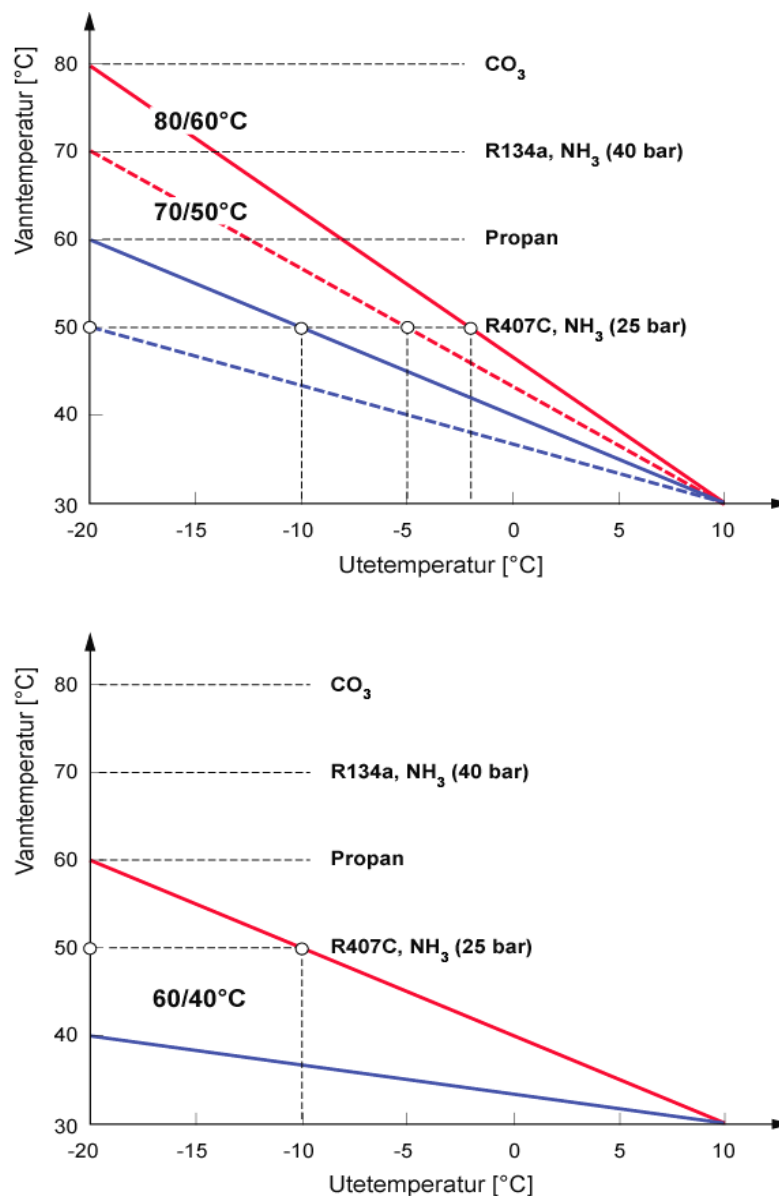
Varmepumper med ammoniakk (ett-trinns) og R407C kan levere varme opp mot ca. 50°C, mens propan greier ca. 60°C. To-trinns ammoniakk-anlegg og anlegg med R134a har en temperaturgrense på ca. 70°C. To-trinns ammoniakkanlegg gir imidlertid *vesentlig høyere investeringskostnader* enn ett-trinns anlegg.

Effekt faktoren (COP) for konvensjonelle varmpumper er i stor grad bestemt av *turtemperaturen* i varmedistribusjonssystemet. For at varmpumpen skal kunne avgi varme er det imidlertid helt avgjørende at *returtemperaturen* i varmedistribusjonssystemer er lavere enn varmpumpens maksimalt utgående vann-temperatur. Figur 5.12 viser en prinsipiell skisse av en ulike utetemperatur-kompenseringskurver (reguleringskurver) for et vannbårent varmeanlegg tilkoblet en varmpumpe. Kurvene viser sammenhengen mellom utetemperaturen og tur-/returtemperaturen i varmedistribusjonssystemet samt varmpumpens maksimale utgående vann-temperatur ved bruk av ulike arbeidsmedier. I eksempelet er det vist kurver ved dimensjonerende tur-/returtemperatur 80/60°C, 70/50°C og 60/40°C.

- **80/60°C-system** – Ved bruk av ammoniakk eller R407C vil ikke varmpumpeanlegget kunne levere varme før utetemperaturen synker til ca. -10°C, det vil si at kjelsentralen (spisslast) må dekke hele bygningens varmebehov. Ved -5°C utetemperatur er varmpumpen i stand til å dekke ca. 50% av effektbehovet, mens anlegget dekker hele behovet fra ca. -2°C. Ved bruk av R134a, ammoniakk (40 bar) eller CO₂ kunne varmpumpen dekket de anbefalte 40–60% av netto effektbehov ved DUT.
- **70/50°C-system** – Ved bruk av ammoniakk eller R407C vil ikke varmpumpeanlegget kunne levere varme ved utetemperaturer lavere enn DUT (-20°C). Ved -10°C utetemperatur dekker varmpumpen ca. 50% av effektbehovet, mens anlegget dekker hele behovet fra ca. -5°C. Ved bruk av R134a, ammoniakk (40 bar), propan eller CO₂ kunne varmpumpen dekket de anbefalte 40–60% av netto effektbehov ved DUT.
- **60/40°C-system** – Varmepumpeanlegget vil kunne dekke minst 50% av netto effektbehov ved DUT, uavhengig av arbeidsmedium. Typisk energidekning for varmpumpen vil være 90%, det vil si at 10% av årlig varmebehov dekkes av kjelsentralen.

Figur 5.12 viser at selv om varmpumper med *ammoniakk (25 bar)* og *R407C* har høy nok ytelse til å dekke for eksempel 50% av effektbehovet ved DUT, vil anleggene måtte slås av eller kjøre på redusert kapasitet ved høye tur-/returtemperaturer i varmedistribusjonssystemet. Dette fører til *reduisert energidekning for varmpumpeanlegget, økt bruk av tilleggsvarme og følgelig lavere årsvarmefaktor (SPF)¹⁴ for varmpumpesystemet*. Hvis varmpumpen er dimensjonert for å dekke bygningens kjølebehov og dermed har nok kapasitet til å dekke hele varmeeffektbehovet, vil reduksjonen i energidekningen bli enda større.

¹⁴ Forholdet mellom årlig varmeleveranse fra varmpumpe/kjelsystem og årlig tilført energi for å drive systemet



Figur 5.12 Prinsipielt eksempel på ulike kurver for tur- og returtemperaturer i et vannbårent varmedistribusjonssystem med konstant vannmengde (utetemperatur-kompenseringskurver).

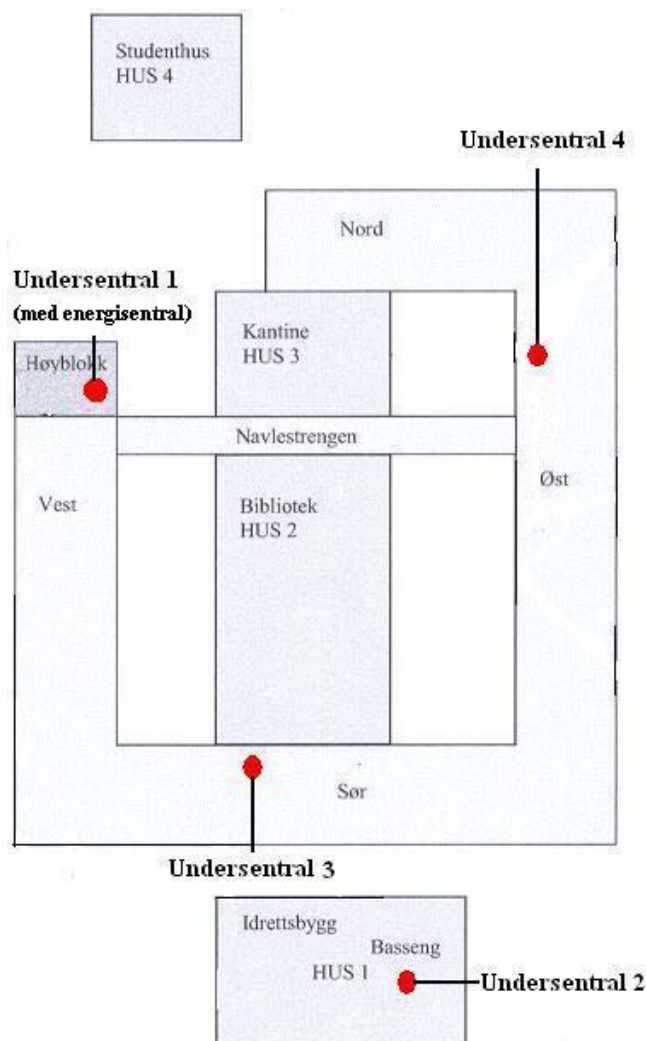
Ved bruk av ett-/to-trinns 40 bars ammoniakk-aggregater eller aggregater med R134a vil en kunne dekke hele effektbehovet ved turtemperaturkrav lavere enn ca. 70°C. 40 bars ammoniakk-anlegg har imidlertid vesentlig høyere kostnader enn 25 bars anlegg (Garmann Oestreich, 2005), og R134a er et syntetisk framstilt arbeidsmedium som bidrar til drivhuseffekten ved utilsiktede utslipp. Et alternativ er da å benytte CO₂, ettersom dette er et 100% miljøvennlig arbeidsmedium som muliggjør varmeleveranse ved temperaturer opp mot ca. 90°C. For at CO₂ skal være et realistisk og interessant alternativ er en imidlertid avhengig av at distribusjonssystemet dimensjoneres, bygges og drives slik at en får relativ lav returtemperatur.

5.3.3 Anleggseksempel – Høgskolebygget i Bergen – Statsbygg som byggherre

Statsbygg er byggherre for det nye Høgskolebygget i Bergen, som er planlagt for ca. 4400 studenter og 500 lærere. Høgskolen skal bli en moderne høyskole og senter for utdanning og forskning innen helsefag, tekniske fag, pedagogikk, musikk og estetiske fag. Bygget skal ligge på Kronstad-tomten like sør for Bergen, som er et tidligere verkstedområde for NSB, og oppvarmet bruttoareal er omtrent 45.000 m². Bygningene vil omfatte idrettsbygg/svømmeanlegg, bibliotek, kjøkken/kantine, studenthus og nybygg med klasserom, auditorium og administrative områder). Skolen skal etter planen stå ferdig i 2012.

Det er satt et mål om maksimal total energibruk på 150 kWh/m^2 for oppvarming, kjøling, lys, maskiner og andre elektriske komponenter. Det totale effekt- og energibehovet til romoppvarming og oppvarming av ventilasjonsluft er estimert til å være henholdsvis $2,8 \text{ MW}$ og $2,6 \text{ GWh}$. I praksis viser det seg at det maksimale effektbehovet vil ligge i området $1,7 \text{ MW}$ ved dagdrift og $1,4 \text{ MW}$ ved nattdrift, dette grunnet interne laster, solinnstråling og at de forskjellige lastene ikke har maksimalt effektbehov samtidig. Effekt- og energibehovet til oppvarming av varmt tappevann er ikke inkludert, grunnet stor usikkerhet rundt dette behovet. I etterkant viser det seg at Høgskolen ikke skal ha et eget svømmeanlegg, noe som vil påvirke det estimerte effekt- og energibehovet. Effekt- og energibehovet til kjøling er henholdsvis $2,1 \text{ MW}$ og $0,865 \text{ GWh}$. Grunnen til at energibehovet er så lavt i forhold til effektbehovet, er at det i stor grad kan benyttes frikjøling fra termisk energilager i fjell (Garmann Oestreich, 2005).

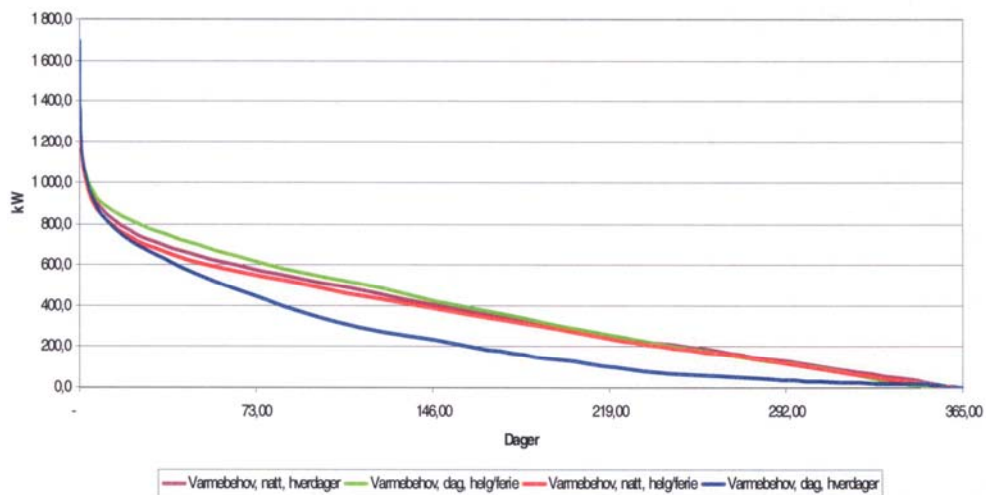
Varmetransporten i bygningsmassen skal skje med vannbåren varme. I den eksisterende bygningsmassen er de dimensjonerende tur- og returtemperaturene $70/40 \text{ }^\circ\text{C}$, mens det i nybygget er $80/50^\circ\text{C}$. Grunnen til disse temperaturvalgene er arkitektoniske og økonomiske vurderinger. I praksis vil faktiske turtemperaturer for hoveddistribusjonskretsen for varme være mellom 60 og 70°C , og faktisk returtemperatur være mellom 35 og 40°C . Dette er når det er tatt hensyn til interne laster og en romtemperatur på minimum 22°C . Hovedkursen for kjøling planlegges med tur- og returtemperaturer på henholdsvis $7/12^\circ\text{C}$. Figur 5.13 viser en oversikt over bygningene med plassering av energisentral med varmepumper samt undersentraler for varme- og kjøledistribusjon (Garmann Oestreich, 2005).



Figur 5.13 Oversikt over plassering av energisentral/undersentraler ved det planlagte Høyskolebygget.

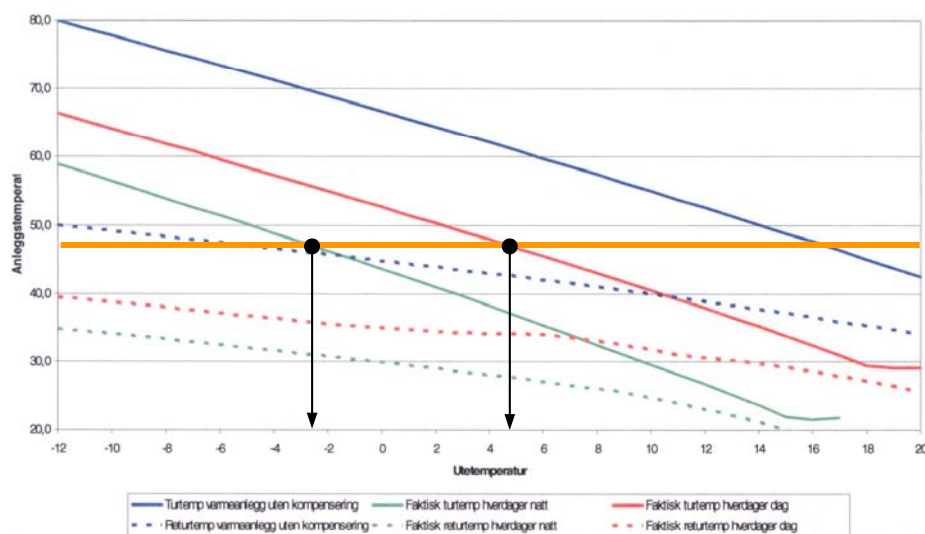
Energisentralen vil bestå av tre ett-trinns varmepumpeaggregater med ammoniakk som arbeidsmedium (25 bars anlegg). Maksimalt utgående vanntemperatur fra kondensatorene er ca. 48°C (York, 2005). Varmepumpesystemet skal tilknyttes et termisk energilager i fjell bestående av 80 energibrønner á 200 meter. Det er kjøleeffektbehovet som har vært dimensjonerende for varmepumpeanlegget, og de tre varmepumpeaggregatene vil ha en samlet kuldeytelse på ca. 1135 kW. I henhold til Figur 5.10 tilsvarende dette en tilgjengelig varmeytelse i størrelsesorden 1450 kW.

Figur 5.14 viser estimerte effekt-varighetskurver for Høyskolebygget ved dag/hverdager (blå kurve), natt/hverdager (lilla kurve), dag/helg (grønn kurve) og natt/helg (rød kurve). Maksimalt effektbehov ved DUT (-12°C) ligger omkring 1200 kW.



Figur 5.14 Effekt-varighetskurver for oppvarmingsbehovet ved UiB ved ulike driftsfaser (Nielsen, 2005).

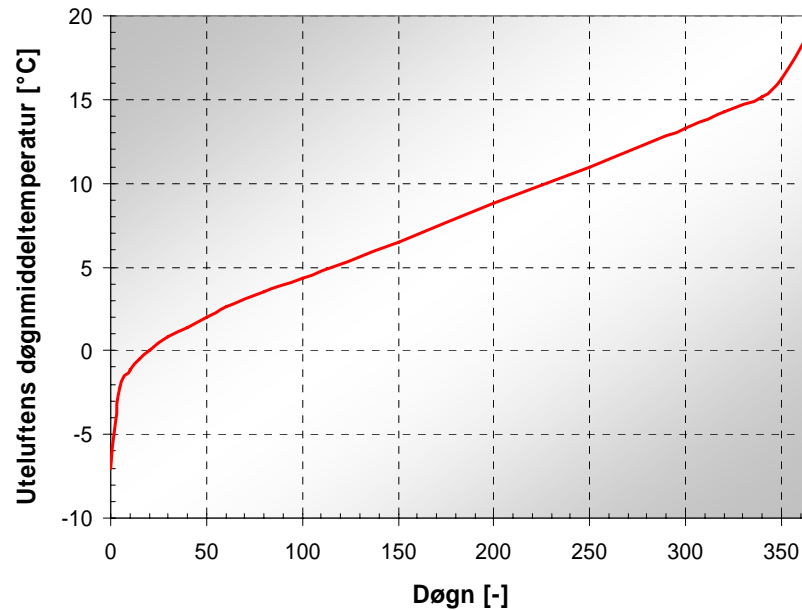
Figur 5.15 viser utetemperatur-kompenseringskurver (tur-/returtemperaturer) for varmedistribusjonssystemet for Høyskolebygget ved dag/hverdager (røde kurve) og natt/hverdager (grønne kurver). Den tykke oransje kurven viser maksimalt utgående vanntemperatur fra varmepumpeaggregatene (ca. 48°C).



Figur 5.15 Utetemperatur-kompenseringskurver for varmedistribusjonssystemet (Nielsen, 2005).

Figur 5.16 viser graddagkurven¹⁵ for Bergen. Dimensjonerende utetemperatur (DUT) er -10°C, mens årsmiddeltemperaturen er ca. 7,8°C (Volleng, 1979).

¹⁵ Uteluftens døgnmiddeltemperatur
16X360.04



Figur 5.16 Graddagkurven (uteluftens døgnmiddeltemperatur) for Bergen (Volleng, 1979).

Med utgangspunkt i Figur 5.14, 5.15 og 5.16 ble årlig energidekning for varmepumpen beregnet til ca. 90% for hverdager (dag) og ca. 98% hverdager (natt). Dette gir en gjennomsnittlig energidekning for varmepumpen på omkring 93%, og tilleggsvarmeenheten må dekke ca. 7% av totalt årlig varmebehov.

For å beregne forskjellen i årsvarmefaktor (*SPF*) for to varmepumpesystemer A og B med ulike midlere effektfaktorer for varmepumpeaggregatene og ulik energidekning benyttes følgende uttrykk:

$$\Delta SPF = \left[\frac{1}{\left(\frac{Q_{VP}}{COP} + \frac{Q_{SL}}{\eta} \right)_A} - \frac{1}{\left(\frac{Q_{VP}}{COP} + \frac{Q_{SL}}{\eta} \right)_B} \right] \cdot 100\% \quad (5.2)$$

ΔSPF Prosentvis forskjell i årsvarmefaktor mellom varmepumpesystem A og B [%]

Q Årlig varmebehov/-leveranse [kWh/år]

VP Andel av total, årlig varmeløst levering fra varmepumpeaggregatene [-]

SL Andel av total, årlig varmeløst levering fra tilleggsvarme (spisslast) [-]

COP Gjennomsnittlig effektfaktor for varmepumpeaggregatene i driftssesongen [-]

η Gjennomsnittlig virkningsgrad for tilleggsvarmesystemet. $\eta=1$ ved bruk av fjernvarme som spisslast [-]

A Varmepumpesystem A

B Varmepumpesystem B

Hvis en antar at en CO₂-varmepumpe oppnår samme gjennomsnittlige effektfaktor (COP) som en ammoniakk-varmepumpe i varmmodus (dvs. $COP_A = COP_B$) og virkningsgraden for tilleggsvarmeenheten er 100% (fjernvarme), vil et varmepumpesystem med CO₂-varmepumpeaggregater oppnå i størrelsesorden 20% høyere årsvarmefaktor (SPF) når energidekningsgraden endres fra 93 til 100%.

6 FORSLAG TIL VIDERE ARBEID

I prosjektperioden har Statsbygg dessverre ikke funnet et egnet bygg hvor det kan installeres en prototyp CO₂-varmepumpe. Det anbefales imidlertid at det arbeides videre med å få realisert et prototypanlegg gjennom opprettelse av et hovedprosjekt med mulig finansiering fra for eksempel Statsbygg, Næringslivets Ideefond, Norges forskningsråd, ENOVA SF og industripartnere. En søknad om hovedprosjekt vil i hovedsak kunne omfatte:

- Identifisering av aktuelt bygg for prototypanlegg
- Vurdering av potensialet for kommersialisering, foreløpig analyse av markedsbehov
- Karakterisering av fordeler med en mulig løsning sammenliknet med dagens beste alternativ(er)
- Beskrivelse av teknologiske og eventuelle andre typer utfordringer som skal utforskes
- State-of-the-art teknologisk og industrielt på verdensbasis
- Kompetanse ved NTNU/SINTEF og andre prosjektpartnere som en bygger videre på. Strategisk verdi av økt kompetanse hos NTNU/SINTEF
- Aktiviteter, leveranser og tidsplan (milepæler)
- Organisering (partnere: SINTEF Energiforskning AS, industripartnere osv.)
- Budsjett samt mulige finansieringskilder som søknaden skal fremmes overfor – for eksempel Statsbygg, Næringslivets Idéfond, ENOVA SF, Norges Forskningsråd og industripartnere

7 REFERANSER

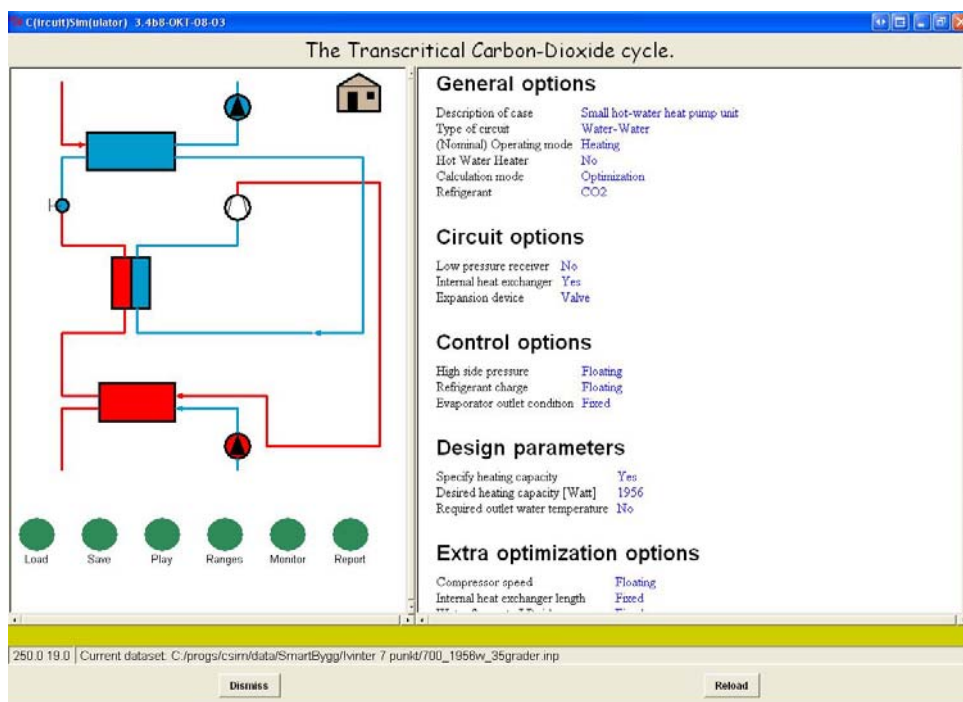
- Alfa Laval Nordic AS, 2006: Alfa Laval helloddede platevarmevekslere for høye trykk. <http://www.alfalaval.com/ecoreJava/WebObjects/ecoreJava.woa/wa/showNode?siteNodeID=5407&contentID=28042&languageID=1>
- Andresen, T., Stene, J., 2004: *Simulering av CO₂-varmepumpe til oppvarming kjøling av kontorbygg – Case-studium Bygdøy Allé 23*. SINTEF-rapport TR A6041. ISBN 82-594-2739-7. Utarbeidet under NTNU-SINTEFs Smartbyggprogram (2002-2006).
- Foku, 2005: *Forum for kuldebrukere (FOKU)*. <http://www.foku.org/fokus-2-2005.html>
- Garmann Oestreich, S., 2005: *Analyse av varmepumpesystem tilknyttet termisk energilager i fjell for oppvarming og kjøling av bygninger*. Prosjektoppgave ved NTNU, Institutt for energi- og prosess-teknikk. EPT-P-2005-54-A.
- Haukås, H.T., 2005: *Kulde- og varmepumpeprosesser med CO₂ som kuldemedium*. Notat utarbeidet for studenter ved NTNU, Energi- og prosesssteknikk.
- Jakobsen, A., 2004: *Komponenter for CO₂-anlegg*. Presentasjon på Norsk Kjøleteknisk Årsmøte 2004, Sandefjord.
- Kim, M.H., Pettersen, J., Bullard, C.W., 2004: *Fundamental Process and System Design Issues in CO₂ Vapor Compression Systems*. Progress in Engineering and Combustion Science 30, pp. 119–174.
- Mathisen, H.M., 2006: *Samtidighet av romoppvarming og ventilasjonsluftoppvarming*. SINTEF-rapport TR A6282. ISBN 82-594-2992-6. SINTEF Energiforskning AS.
- Nielsen, G., 2005: *96001 Høgskolen i Bergen – Utredning av varmepumpe/kjølemaskin mot grunn*. Rapport fra Opticonsult, Bergen.
- Nilsen, Ø., 1995: *Mengderegulering i vannbårne anlegg – innføring*. Prenøk, VVS-bransjens håndbok i vannbåren energi. Utgitt av VVS-utviklingssenter.
- Nilsen, Ø., 1995: *Mengderegulering i vannbårne anlegg – utførelse og beregning*. Prenøk, VVS-bransjens håndbok i vannbåren energi. Utgitt av VVS-utviklingssenter.
- Nilsen, Ø., 1996: *Energisentraler – kostnader og temperaturnivåer i varme- og kjøleanlegg*. NIF kursdager ved NTNU – Fleksible energi- og klimasystemer. 3.-5. januar 1996.
- Børresen, B., 1995: *10'er serie om mengderegulering*. Særtrykk av artikler om vannbasert oppvarming fra Norsk VVS (1994-1995).
- Ozaki, Y., Takeuchi, H., Hirata, T., 2004: *Regeneration of Expansion Energy by Ejector in CO₂ Cycle*. 6th IIR-Gustav Lorentzen Conference of Natural Working Fluids. August 29th – September 1st, 2004, Glasgow, Scotland. ISBN 2-913149-29-4.
- Rasmussen, B.D. et al., 2001: *Coolpack version 1.46 – A collection of simulation programs for designing, dimensioning, analysing and optimising refrigeration and heat pump plants*. Technical University of Denmark, Department of Energy Engineering (<http://www.et.web.mek.dtu.dk/Coolpack/UK/>)

- Stang, J., 2002: *Temperaturvalg i varmesystemer*. Prenøk, VVS-bransjens håndbok i vannbåren energi. Utgitt av VVs-utviklingscenter.
- Stene, J., 1998: *Guidelines for Design and Operation of Compression Heat Pump, Air Conditioning and Refrigerating Systems with Natural Working Fluids*. Final report from Annex 22 of the IEA Heat Pump Programme. Report No. HPP-AN22-4. ISBN90-73741-31-9.
- Stene, J., Andresen, T., Stang, J., 2004: *CO₂-varmepumper for oppvarming og kjøling av kontorbygg*. SINTEF-rapport TR A5952. ISBN 82-594-2639-0. Utarbeidet under NTNU-SINTEFs Smartbygg-program (2002-2006).
- Stene, J., 2004: *Residential CO₂ Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating*. Doktoravhandling 2004:53 ved NTNU, Trondheim. ISBN 82-471-6316-0.
- Stene, J., 2005: *Residential CO₂ Heat Pumps for Combined Space Heating and Hot Water Heating – System Design, Test Procedures and Calculation of SPF*. Report no. TR A6102. SINTEF Energy Research, Norway.
- SWEP International AB, 2006: SWEP kompaktlödda värmexchångare (CBE) – Högtryckväxlare. <http://www.swep.net/index.php?tpl=page0&lang=se&id=18>
- Tengesdal, P., Apeland, T.K., 2003: *Mengdestyring i vannbårne energisystemer – konstruksjon og utførelse*. COVA AS.
- Tengesdal, P., 2005: *Varmepumper i lavtrykks varmeanlegg*. Artikkel i Norsk VVS, 12-2005, pp. 28-29.
- Thyholt, M., Dokka, T.H., 2003: *Nye forskriftskrav til bygningers energibehov*. SINTEF-rapport STF A03524. ISBN 82-14-03073. SINTEF Bygg og miljø.
- Tønseth, Svein, 2001: *Sparer miljøet – ved hjelp av CO₂*. Artikkel av CO₂-varmepumpeanlegg for varmtvannsberedning ved Eggprodukter AS i Larvik. Gemini 4/2001.
- Vahterus OY, 2006: Plate/mantel-varmevekslere. <http://www.vahterus.com/default.asp>
- York, 2006: Informasjon om ammoniakk-varmepumper fra YORK Kulde AS. <http://www.york.no>

8 VEDLEGG A – SIMULERINGSPROGRAMMET CSIM

CSIM er et avansert dataprogram for detaljert systemanalyse av varmpumper, luftkondisjoneringsanlegg og kuldeanlegg med CO₂ som arbeidsmedium samt konvensjonelle anlegg med HFK, ammoniakk eller hydrokarboner. CSIM kan benyttes til stasjonære simuleringer der alle parametre og komponentgeometrier er fastsatt eller for optimalisering av CO₂-systemer med hensyn til gasskjølertrykk, turtall for kompressoren, komponentstørrelser og viftehastigheter. Hovedstrukturen for CSIM ble etablert ved NTNU-SINTEF (Skaugen, 2002), og programmet har i de senere årene gjennomgått en betydelig utvikling, blant annet i forbindelse med NTNU-SINTEFs Smartbyggprogram (2002–2006).

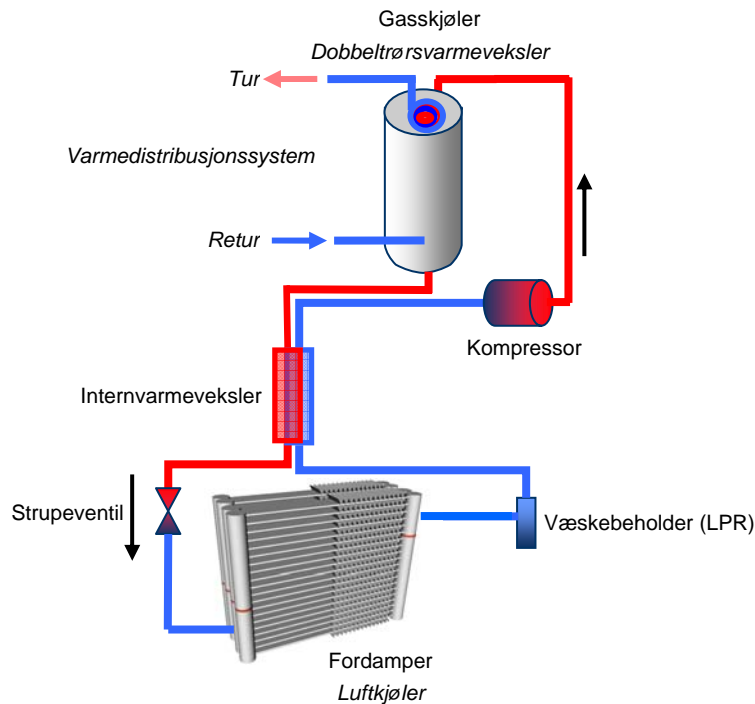
CSIM bruker et standard systemoppsett med én utendørs og én innendørs varmeveksler, én kompressor, én internvarmeveksler (sugegassvarmeveksler), et strupeorgan, én CO₂-beholder (lavtrykks-receiver) samt nødvendige koplingspunkter for komponentene. Andre anleggskonfigurasjoner settes opp med basis i standardoppsettet. Innendørs og utendørs varmevekslere kan benyttes som fordampere, kondensatorer eller gasskjølere avhengig av om systemet kjører i varme- eller kjølemodus. Ulike gasskjølerkonfigurasjoner er også mulig, deriblant bruk av to gasskjølere i parallell eller tredelt gassgasskjøler. Vann, luft eller ulike typer frostvæske (kuldebærere) kan brukes som varmekilde/-sluk. Komponenter som væskebeholder og internvarmeveksler kan benyttes hvis ønskelig, og det er mulig å variere plasseringen av væskebeholderen. Figur 8.1 viser, som et eksempel, systemoppbygging og brukergrensesnitt ved optimalisering av et vann/vann CO₂-varmepumpe. Varmepumpen består av en fordampere, vannkrets med pumpe, fordampere, internvarmeveksler, ett-trinns kompressor, motor, en gasskjøler samt vannkrets med pumpe.



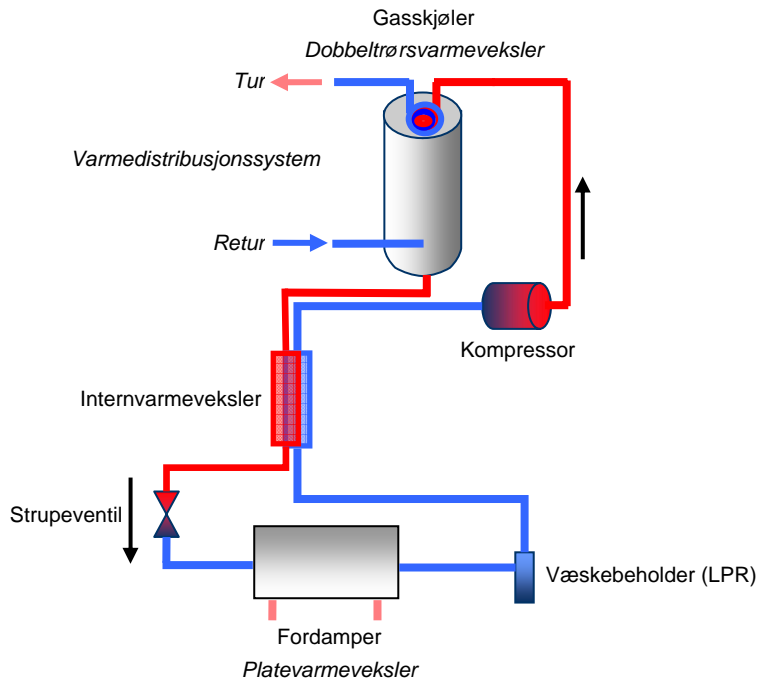
Figur 8.1 Eksempel på brukergrensesnitt og systemoppbygging for en vann/vann CO₂-varmepumpe som simuleres med dataprogrammet CSIM (Skaugen, 2002).

CSIM har detaljerte varmevekslermodeller hvor det legges inn reell geometri som inndata for beregning av lokalt varmeovergangstall, trykktap samt dampandel for arbeidsmediet. Ved bruk av luft som sekundærmedium benyttes modeller for lamellbatterier (luftkjølere) med rundrør, MPE-rør eller serpentinrør med full fleksibilitet mht. kretsoppbygging, mens det for vann og frostvæsker benyttes modeller for dobbeltrørsvarmevekslere (koaksial-varmevekslere), rørkjelvarmevekslere eller platevarmevekslere.

Figur 8.2 og 8.3 viser prinsipielle skisser av en ett-trinns CO₂-varmepumpe med dobbeltrørsvarmeveksler som gasskjøler og henholdsvis lamellbatteri (luftkjøler) og platevarmeveksler som fordampere.

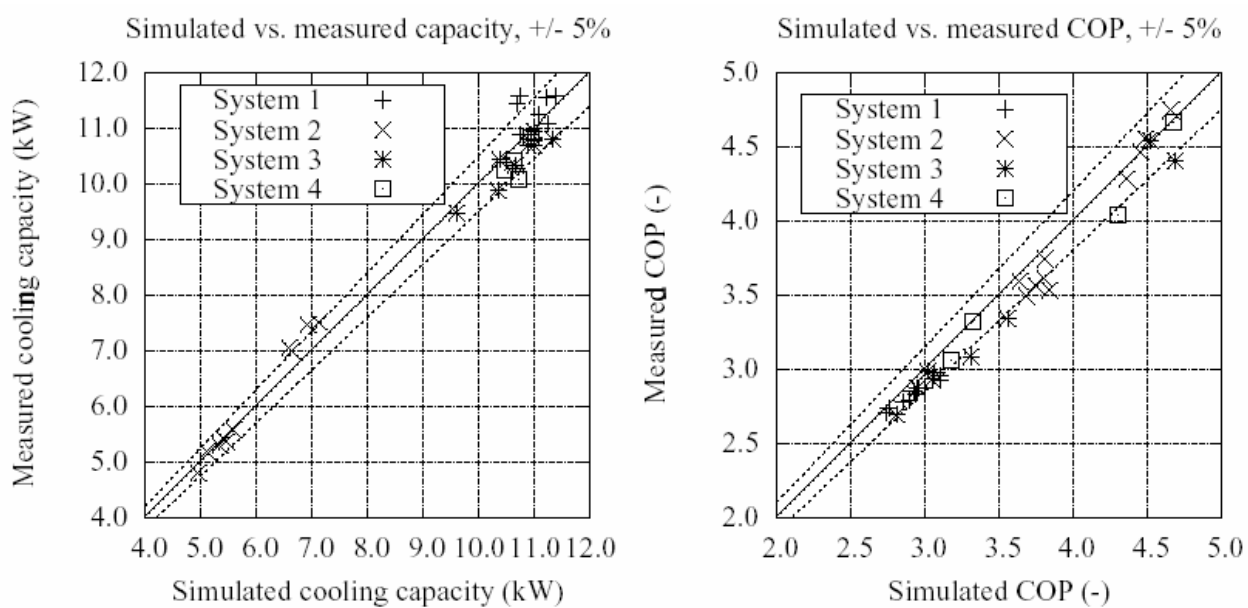


Figur 8.2 Prinsipiell skisse av ett-trinns luft/vann CO₂-varmepumpe med dobbeltrørsvarmeveksler som gasskjøler og platevarmeveksler som fordampere.



Figur 8.3 Prinsipiell skisse av ett-trinns væske/vann CO₂-varmepumpe med dobbeltrørsvarmeveksler som gasskjøler og lamellbatteri (luftkjøler) som fordampere.

CSIM har blitt verifisert ved hjelp av detaljerte laboratorieforsøk ved NTNU-SINTEF. Figur 8.4 viser et eksempel hvor målt kjøleytelse og COP for et luft/luft klimakjøleaggregat (RAC) er sammenliknet med simuleringer in CSIM (Skaugen, 2002). I eksempelet er gjennomsnittlig avvik for kjøleytelsen og COP henholdsvis +1.64% og +3.45%.



Figur 8.4 Målt og simulert kjølekapasitet og COP for et luft/luft klimakjøleaggregat (RAC) med CO_2 som arbeidsmedium. Simuleringene har vært utført med CSIM (Skaugen, 2002).

9 VEDLEGG B – FORDELER/ULEMPER MED CO₂-VARMEPUMPER

Varmepumpesystemer

FORDELER kontra konvensjonelle varme- og kjølesystemer

- Dekker *varmebehovet* med høy energieffektivitet, ettersom en stor del av varmeleveransen kommer fra anleggets varmekilde (fornybar energi). Dette fører til lavt primærenergibehov ved oppvarming (ref. EUs energidirektiv).
- Hele eller deler av *kjølebehovet* dekkes ved frikjøling, dvs. ved direkte varmeveksling mot varmepumpens varmereservoar eller som et biprodukt når varmepumpen reguleres etter varmebehovet. Dette fører til lavt primærenergibehov ved kjøling (ref. EUs energidirektiv).
- Reduserer CO₂-utslippene i forhold til elektriske oppvarmingssystemer og kjelanlegg basert på olje og gass, selv når elektrisiteten er generert i termiske kraftverk.
- Gir i mange tilfeller best lønnsomhet for byggeieren/byggherren/utbyggingsselskapet, fordi ett anlegg leverer både varme og kjøling med lavt primærenergibehov. I de tilfeller der kunden har behov for eller krever kjøling, vil det ofte være lønnsomt å bygge et kombinert varmepumpe-/kjøleanlegg.
- Gir mindre følsomhet i årlig energikostnad ved endringer i energiprisene fordi anleggene har lavt primærenergibehov.

ULEMPER kontra konvensjonelle varme- og kjølesystemer

- Krever tilgang til egnet ekstern varmekilde i de tilfeller det ikke er aktuelt å benytte uteluft eller ventilasjonsluft som varmekilde. De mest aktuelle kildene er sjøvann (kun ved kysten), grunnvann (krever god vannkvalitet) eller fjell (kostbart ved tykke løsmasser).
- Krever høyere investering (kapitalintensive installasjoner). Dette er ugunstig ved høyt rentenivå, ved begrenset kapitaltilgang eller når byggherre/utbyggingsselskap bygger for utleie og fokuserer på investeringskostnader og ikke årskostnader.
- Anleggenes energisparing er svært avhengig av temperaturnivået ved varme- og kjøleleveranse, dvs. dimensjonering, utforming og drift av distribusjonssystemene. Distribusjonssystemer med henholdsvis lavere/høyere temperaturkrav krever høyere investeringer enn konvensjonelt dimensjonerte systemer.
- Nødvendig med høy kompetanse ved prosjektering, bygging og drift av anleggene. Feil og mangler vil føre til høyere investeringskostnader, redusert energisparing, driftsproblemer og økte vedlikeholdskostnader – dvs. dårligere lønnsomhet enn opprinnelig stipulert (anleggene er ikke bedre enn "sitt svakeste ledd").
- Har normalt noe høyere vedlikeholdskostnader enn andre oppvarmingssystemer på grunn av behov for regelmessig ettersyn og vedlikehold av blant annet kompressorer, varmevekslere og varmeopptakssystem.

CO₂-varmepumper

FORDELER kontra varmepumper med konvensjonelle arbeidsmedier

- Miljøvennlig og sikkert arbeidsmedium – ugiftig, ubrennbart, ODP¹⁶ = 0, GWP¹⁷ = 0
 - HFK-mediene (R404A, R407C, R134a) har relativt høy GWP-verdi og høy pris
 - Ammoniakk (NH₃) er giftig – krever spesielle sikkerhetstiltak – benyttes kun i større anlegg med varmeytelse over ca. 200 kW
 - Hydrokarboner (f.eks. propan) er brennbare – krever spesielle sikkerhetstiltak – benyttes i mindre anlegg med lav fyllingsmengde
- Kan oppnå høyere energieffektivitet (reduisert primærenergibehov):
 - Høyt forbruk av varmt forbruksvann og store ventilasjonsluftmengder er gunstig.
 - Varmepumpeanlegget må ha riktig termodynamisk utforming og drift. Det oppnås bl.a. ved å benytte systemløsninger som er tilpasset CO₂-prosessens egenskaper, motstrøms varmeveksling i gasskjøleren og regulering av gasskjølertrykket for å oppnå maksimal effektfaktor (COP).
 - Varmedistribusjonssystemet må utformes for å gi lav returtemperatur. Det oppnås ved seriekobling av varmelaster med avtagende temperaturkrav, f.eks. ettervarming av varmtvann, radiatorer, ventilasjonsbatterier og forvarming av varmtvann.
- Ingen temperaturbegrensning ved varmeleveranse:
 - Bruksvann kan varmes til 80°C uten behov for ettervarming
 - Varme kan leveres til høytemperatur radiatorer i nye/eksisterende bygninger. CO₂-anlegg er godt egnet for etterinstallasjon hvis bygningen har et moderne ventilasjonsanlegg og varmedistribusjonssystemet reguleres for lav returtemperatur.
 - Mindre behov for spisslastvarme (reduisert primærenergibehov) hvis varmepumpeanlegget (kompressorene) er dimensjonert i henhold til bygningens kjølebehov.
- Investeringskostnaden for kommersielle¹⁸ CO₂-varmepumper vil kunne bli lavere pga. billig arbeidsmedium, mindre kompressorvolum, mindre rørdimensjoner osv.
- Kommersielle CO₂-varmepumper vil ha samme brukervennlighet og driftssikkerhet – dvs. tilnærmet samme krav til driftsovervåking og vedlikehold.
- CO₂-teknologien har allerede et godt rykte fordi den representerer noe nytt og innovativt, og den gir derfor positive assosiasjoner for mange målgrupper/aktører. Det kan føre til økt interesse og muligheter for installasjon av varmepumper i nye bygninger og etterinstallasjon i eksisterende bygninger.
- Gode muligheter for å starte norsk produksjon av CO₂-varmepumper basert på kunnskap fra fagmiljøet ved NTNU-SINTEF og patenter fra Shecco Technology.

¹⁶ Ozone Depletion Potential, ozon-nedbrytende effekt. Alle arbeidsmedier som brukes i dag har ODP=0.

¹⁷ Global Warming Potential, innvirkning på drivhuseffekten. Ammoniakk, hydrokarboner og CO₂ har GWP≈0, mens syntetisk framstilte medier (HFK) har GWP-verdier mellom 1300 – 1800.

¹⁸ Anlegg som har vært utprøvd over lengre tid og som har gjennomgått en teknologisk utvikling
16X360.04 TR A6195

CO₂-varmepumper

ULEMPER kontra varmepumper med konvensjonelle arbeidsmedier

- Krever at rådgivende ingeniører, entreprenører, installatører og driftspersonale tilegner seg den nødvendige kompetanse slik at anleggene blir riktig prosjektert, installert og drevet. Viktige forhold i den sammenheng er:
 - Utforming og dimensjonering av komponenter
 - Utforming og sammenkobling av CO₂-varmepumpeaggregater
 - Utforming og drift av varmedistribusjonssystemet
 - Styring og regulering av varmepumpeaggregatet
- I bygninger med lite eller intet varmtvannsbehov vil behovet for ettervarming av ventilasjonsluft, dvs. dimensjonerende luftmengder og ventilasjonsanleggets driftstid, ha stor innvirkning på CO₂-varmepumpens energieffektivitet, ettersom returtemperaturen i varmedistribusjonssystemet vil være lavere når ventilasjonsanlegget er i drift.
- Gir i utgangspunktet ikke mulighet for oppdeling av anlegget i desentrale enheter, ettersom CO₂-varmepumper i utgangspunktet krever et sentralt varmedistribusjons- og ventilasjonssystem hvor en har mulighet til å seriekoble radiatorer og varmebatterier i ventilasjonsanlegget. Dette kan imidlertid endres ved videreutvikling av konseptet.
- Eventuell begrenset tilgang på komponenter av høy kvalitet, f.eks. kompressorer, varmevekslere og ventiler, samt eventuelt høyt prisnivå vil begrense bruken av CO₂ som arbeidsmedium i større varmepumpeanlegg.
- Eventuelt begrenset tilgang på firma som kan dimensjonere og prosjektere kvalitetsanlegg.
- Eventuell begrenset tilgang på entreprenører/installatører som kan bygge og installere kvalitetsanlegg samt gjennomføre forskriftsmessig service/vedlikehold.
- Eventuelt begrenset tilgang på driftspersonale som har den nødvendige kompetanse for å drive anleggene energioptimalt og sikkert.

SINTEF Energiforskning AS
Adresse: 7465 Trondheim
Telefon: 73 59 72 00

SINTEF Energy Research
Address: NO 7465 Trondheim
Phone: + 47 73 59 72 00