

Simulering av CO₂- varme- pumpe til oppvarming og klimakjøling av kontorbygg – Case-studium Bygdøy Allé 23

**Trond Andresen
Jørn Stene**

November 2004

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

SAK/OPPGAVE (tittel)

Simulering av CO₂-varmepumpe til oppvarming og klimakjøling av kontorbygg – Case-studium Bygdøy Allé 23

SAKSBEARBEIDER(E)

Trond Andresen og Jørn Stene

OPPDRAAGSGIVER(E)

Norges Forskningsråd

TR NR.

TR A6041

DATO

2004-11-11

OPPDRAAGSGIVER(E)S REF.

Jørn Lindstad

PROSJEKTNR.

16X360.02

ELEKTRONISK ARKIVKODE

020909TAN114231

PROSJEKTANSVARLIG (NAVN, SIGN.)

Rune Aarlien

GRADERING

Åpen

ISBN NR.

82-594-2739-7

RAPPORTTYPE

FORSKNINGSSJEF (NAVN, SIGN.)

Inge R. Gran

OPPLAG

SIDER

23

AVDELING

Energiprosesser

BESØKSADRESSE

Kolbjørn Hejesv. 1D

LOKAL TELEFAKS

73 59 39 50

RESULTAT (sammendrag)

Denne rapporten er utarbeidet under NTNU-SINTEFs Smartbygg-program, *Smart Energy Efficient Buildings* (2002-2006), delprogram 3.2 *Heat Pumps*. Hovedfokus i dette delprogrammet er utvikling og implementering av varmepumpesystemer med CO₂ som arbeidsmedium for oppvarming og kjøling av større bygninger.

Det er utviklet en datamodell og gjennomført simuleringer for varmepumpesystemer med CO₂ og R134a til oppvarming og klimakjøling av et eldre kontorbygg i Oslo (Bygdøy Allé 23). En del forhold omkring beregningsgrunnlaget og temperaturnivåene i varme- og kjøledistribusjonssystemene ble variert for å illustrere følsomheten til disse. I simuleringene ble det antatt at det ikke var samtidig varme- og kjølebehov, slik at anleggene enten ble kjørt i varmemodus eller kjølemodus.

I *varmemodus* 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 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.

På tross av at det ble brukt en forenklet datamodell, ga de innledende 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 i varmedistribusjonssystemet tilpasses CO₂-varmepumpens karakteristikk. For å oppnå lav returtemperatur i varmedistribusjonssystemet og høy effektfaktor for en CO₂-varmepumpe, kan en f.eks. redusere vannmengden i radiatorsystemet (gir økt temperaturdifferanse) og seriekoble radiatorsystemet og varmebatteriet i ventilasjonsanlegget. Ventilasjonssystemets driftstid og samtidigheten mellom radiatorvarme og ventilasjonsvarme vil i den sammenheng være viktige parametre, ettersom returtemperaturen vil være lavere når ventilasjonssystemet er i drift.

STIKKORD

EGENVALGTE

Karbondioksid - CO₂

Oppvarming og kjøling

Varmepumpe

Kontorbygg

INNHALDSFORTEGNELSE

	Side
1	INNLEDNING 3
2	BYGNINGSDATA 5
2.1	Nøkkелverdier 5
2.2	Effektbehov til oppvarming og kjøling 5
3	SYSTEMLØSNINGER..... 7
3.1	Generelt 7
3.2	Varmemodus..... 7
3.3	Kjølemodus..... 8
3.4	Dimensjonering av varmepumpeaggregatene 9
4	SIMULERINGSBETINGELSER 10
4.1	Generelt 10
4.2	Om simuleringsverktøyet 11
4.3	Basisbetingelser – varierte betingelser 11
5	RESULTATER 14
5.1	Simuleringer i kjølemodus – årskuldefaktor 14
5.2	Simuleringer i varmemodus – årsvarmefaktor 16
5.3	Sammenstilling av varmepumpe- og kjølemodus – årsenergifaktor 19
6	OPPSUMMERING OG KONKLUSJON 21
7	FORSLAG TIL VIDERE ARBEID 22
8	REFERANSER 23

1 INNLEDNING

Denne rapporten er utarbeidet under NTNU-SINTEFs Smartbygg-program, *Smart Energy Efficient Buildings* (2002-2006), delprogram 3.2 *Heat Pumps*. Hovedfokus i dette delprogrammet er utvikling og implementering av varmepumpesystemer med CO₂ som arbeidsmedium for oppvarming og kjøling av større bygninger. Aktivitetene omfatter kartlegging av typiske varme-/kjølebehov og temperaturkrav for varme- og kjølesystemer i eksisterende og nye bygninger foruten utvikling og detaljert analyse av aktuelle systemløsninger med CO₂-varmepumper. En sentral del av analysearbeidet vil være å utvikle og bruke avanserte simuleringsprogrammer.

Karbondioksid (R-744, CO₂) representerer et miljøvennlig og sikkert alternativ til konvensjonelle arbeidsmedier (HFK, ammoniakk) i varmepumper og kjøleanlegg, ettersom mediet er ugiftig, ubrennbart og ikke bidrar til global oppvarming. CO₂ er karakterisert ved relativt høyt arbeidstrykk (30 til 120 bar), varmeavgivelse ved glidende temperatur, gunstige termofysiske egenskaper som bidrar til god varmeoverføring i varmevekslere og høy kompressorvirkningsgrad, samt det faktum at varme kan leveres ved relativt høye temperaturer [3].

Bygdøy Allé 23 er et eldre kontorbygg med et bruksareal på ca. 7.000 m². Siden bygget ble oppført på 1940-tallet er det kun foretatt 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.

For å undersøke energieffektiviteten til en CO₂-basert varmepumpe for oppvarming og klimakjøling av bygget, har det blitt gjennomført simuleringer med et nyutviklet dataprogram i MS Excel/Visual Basic. Som referanse ble det brukt et varmepumpeanlegg med R134a som arbeidsmedium. I simuleringene ble det lagt vekt på at eventuelle forenklinger i simuleringsmodellen ikke skulle favorisere CO₂ framfor R134a. Viktige rammebetingelser for simuleringene var:

- Effekt-varighetskurven for bygget i Bygdøy Allé 23 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 varmmodus eller kjølemodus.
- I varmmodus 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 seriekople.

- 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).

Denne rapporten presenterer relevante bygningsdata, systemløsninger og simuleringsbetingelser og diskuterer de viktigste resultatene fra simuleringene.

2 BYGNINGSDATA

2.1 Nøkkelverdier

Tabell 2.1 og 2.2 gir en oversikt over generelle bygningsdata og dimensjonerende effektbehov til oppvarming og kjøling (DUT-verdier¹) for Bygdøy Allé 23, varmepumpens varmekilde samt type varmegjenvinner i ventilasjonsanlegget.

Tabell 2.1 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 2.2 Nøkkelverdier knyttet til bygningens energianlegg.

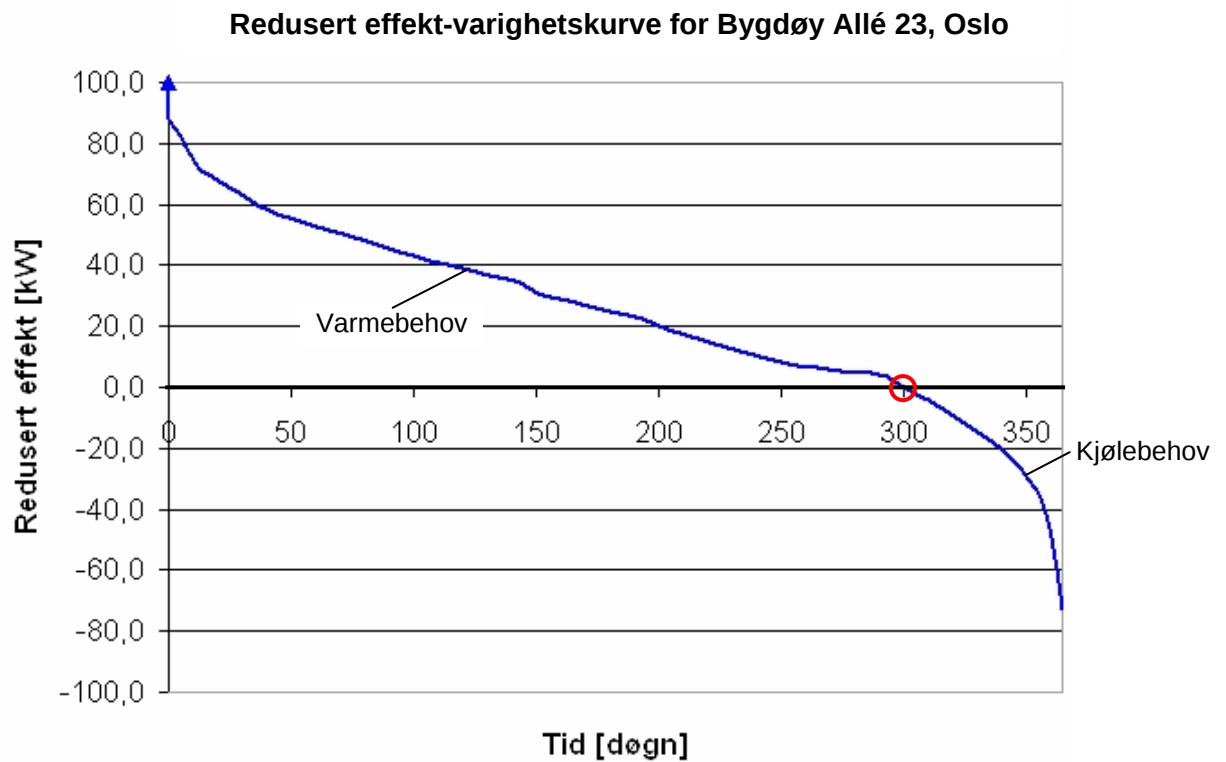
Dim. netto effektbehov til romoppvarming	250 kW
Dim. netto effektbehov til ventilasjonsoppvarming	300 kW
Dim. effektbehov til kjøling	400 kW
Varmepumpens varmekilde og varmesluk	Uteluft
Type varmegjenvinner i ventilasjonsanlegget	Væsk koblet
Temperaturvirkningsgrad for varmegjenvinner	60%

2.2 Effektbehov til oppvarming og kjøling

Ut fra nøkkeltall for effektbehov for bygget i Bygdøy Allé 23 og klimadata for Oslo ble det utarbeidet en forenklet effekt-varighetskurve, som viser effektbehovet til oppvarming og kjøling sortert etter varighet (dager per år). Det ble i den sammenheng antatt at det ikke er samtidig oppvarmings- og kjølebehov i bygget. For å øke stabiliteten under simuleringene ble dessuten alle effektverdier redusert med 82%, slik at maksimal effekt til oppvarming var 100 kW og maksimal effekt til kjøling var ca. 73 kW. Dette hadde ingen virkning på simuleringsresultatene. Figur 2.1 på neste side viser den reduserte effekt-varighetskurven for bygget som ligger til grunn for datasimuleringene.

Arealet under kurvene representerer årlig netto energibehov til oppvarming og kjøling av bygget. Balansetemperaturen for oppvarming og kjøling var henholdsvis 11 og 17°C.

¹ Dimensjonerende utetemperatur – laveste 3-døgns middel for utetemperaturen.



Figur 2.1 Redusert effekt-varighetskurve for oppvarming og kjøling av bygget i Bygdøy Allé 23. Balansetemperaturen ved oppvarming og kjøling var henholdsvis 11 og 17°C.

3 SYSTEMLØSNINGER

3.1 Generelt

Varmepumpesystemene, med CO₂ og R134a som arbeidsmedier, ble utformet for å dekke romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft i *varmemodus*, og klimakjøling i *kjølemodus*. Det ble sett bort fra oppvarming av varmt tappevann, ettersom dette behovet generelt sett er svært lite i kontorbygg.

Uteluft ble benyttet som varmekilde og varmesluk for varmepumpene, da dette ble vurdert å gi de enkleste og mest oversiktlige beregningene. Normalt vil varmepumper i kontorbygg i byer og tettbygde strøk benytte 150 til 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. En alternativ løsning ville vært å anta konstant brønntemperatur, men dette ville i det store og hele gitt de samme prinsipielle resultatene som ved bruk av uteluft som varmekilde/-sluk.

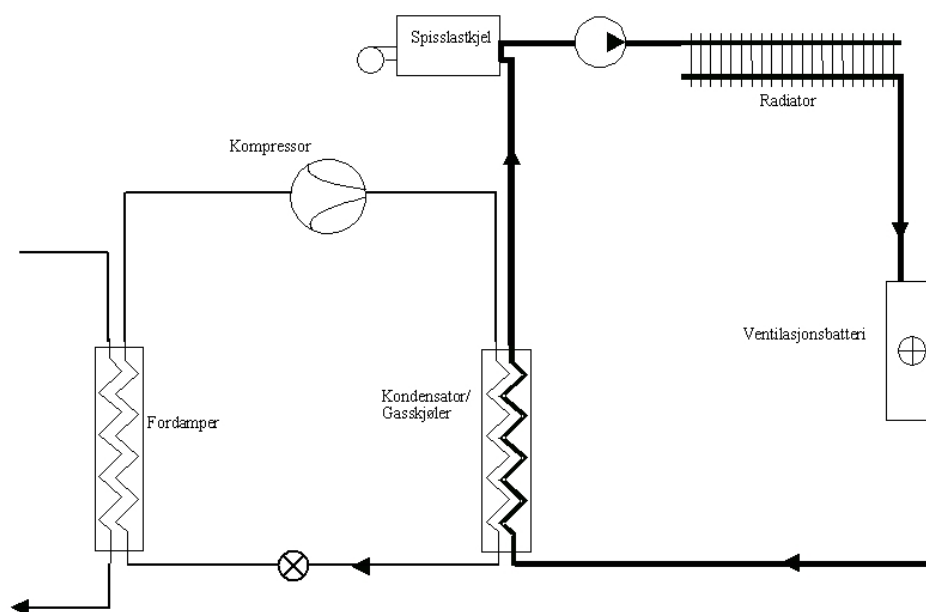
3.2 Varmemodus

I varmemodus leverte varmepumpene varme til romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft. I de perioder hvor varmeeffektbehovet i bygget var større enn varmepumpens maksimale varmeytelse, ble tilleggsvarmen levert fra en elektrokjel (spisslastkjel).

Det ble benyttet lik utforming av sekundærsystemene for de to varmepumpeanleggene. Varmepumpene hentet varme fra uteluften via en lukket sekundærkrets, hvor det sirkulerte en kuldebærer (etylenglykol/vann). Det ble ikke beregnet lokale varmeovergangstall i fordamperen, og det ble isteden regnet med en konstant temperaturdifferanse på 8 K mellom uteluften og anleggenes fordampningstemperatur.

For enkelhets skyld ble varmepumpeaggregatene utstyrt med kun én gasskjøler (CO₂) og én kondensator (R134a). Det ble ikke beregnet lokale varmeovergangstall i gasskjøleren og kondensatoren, og det ble isteden antatt en konstant minste temperaturdifferanse i varmevekslerene på 2 K i alle simuleringene (ΔT_A). CO₂-varmepumpen var for øvrig utstyrt med en lavtrykks væskebeholder for regulering av trykket i gasskjøleren /3/, og det ble ikke benyttet sugegassvarmeveksler (internvarmeveksler). I varmedistribusjonskretsen ble radiatorene og ventilasjonsbatteriet seriekople, 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 regulering av sekundærsystemene.

Figur 3.1 på neste side viser prinsipiell utforming av varmepumpesystemet i varmemodus.



Figur 3.1 Prinsipiell utforming av varmepumpesystemet i varmemodus. CO₂-varmepumpen var i tillegg utstyrt med en lavtrykks væskebeholder (LPR) for regulering av trykket i gasskjøleren.

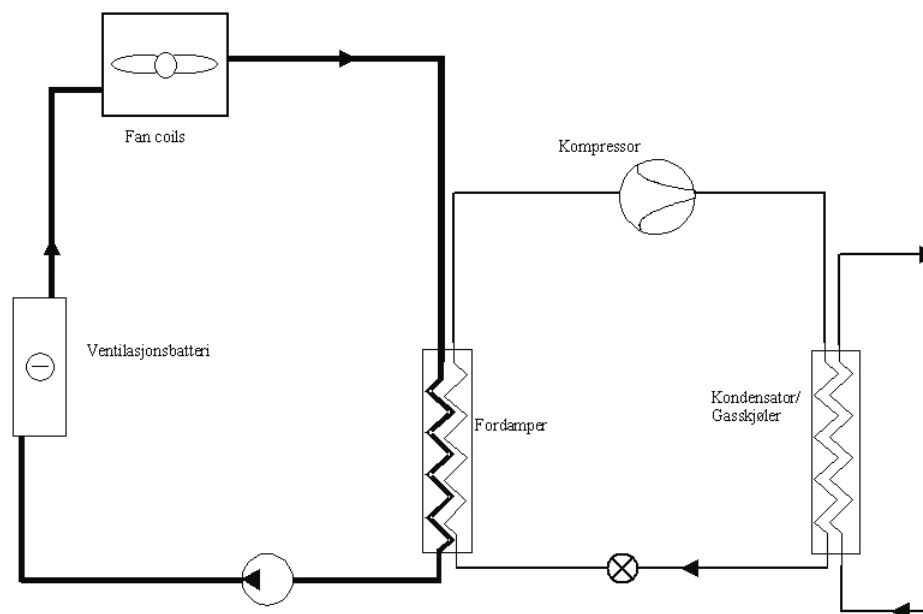
3.3 Kjølemodus

I kjølemodus leverte anleggene kun klimakjøling, og det ble benyttet lik systemløsning for de to varmepumpene. Fordamperen ble seriekoblet med kjølebatteriet og viftebatteri (fan-coils) via en lukket sekundærkrets hvor det sirkulerte en kuldebærer (etylenglykol/vann). Den nedkjølte kuldebæreren etter fordamperen strømmet først til kjølebatteriet i ventilasjonsanlegget og deretter til viftebatteri (fan-coils) i rom med ekstra behov for kjøling.

Overskuddsvarmen fra varmepumpene ble avgitt direkte til *uteluft* ved at gasskjøleren og kondensatoren for anleggene ble tenkt plassert på taket av bygningen. I praksis vil det være enklere å dumpe varme via en sekundærkrets og tørrkjølere, spesielt hvis man har tenkt å utnytte varmeoverskuddet fra anlegget til oppvarming om vinteren. Som tidligere presisert ble det i simuleringene antatt at det ikke var samtidig varme- og kjølebehov, slik at det var mest naturlig å benytte en direkte løsning.

Figur 3.2 på neste side viser prinsipiell utforming av varmepumpesystemet i kjølemodus, dvs. når anlegget leverte kjøling via kjølebatteriet i ventilasjonsanlegget og separate ventilasjonsbatterier i enkeltrom.

Ettersom det ikke ble regnet med lokal varmeovergang i kondensatoren og gasskjøleren, ble minste temperaturdifferanse i kondensator og gasskjøler mot *uteluft* satt slik at en fikk *lik UA-verdi* (W/K) for anleggene ved dimensjonerende forhold. En slik beregningsmåte vil imidlertid favorisere R134a-anlegget, ettersom CO₂ i realiteten har bedre varmeoverføringsegenskaper slik at det vil være behov for mindre varmevekslerareal for å avgi samme varmeeffekt [3/].



Figur 3.2 Prinsipiell utforming av varmepumpesystemene i varmepumpemodus. CO₂-varmepumpen var i tillegg utstyrt med en lavtrykks væskebeholder (LPR) for regulering av trykket i gasskjøleren.

3.4 Dimensjonering av varmepumpeaggregatene

I Norge dimensjoneres varmepumper for bygningsoppvarming for å dekke typisk 50 til 60% av maksimalt netto effektbehov til romoppvarming og ettervarming av ventilasjonsluft. For varmepumpeanlegg som utformes for å levere både varme og kjøling, kan imidlertid kjølebehovet være så stort at nødvendig kompressorvolum må bestemmes ut i fra dimensjonerende kjøleeffektbehov. I disse tilfellene vil maksimal kondensatorytelse være større enn om anlegget ble dimensjonert ut fra bygningens varmeeffektbehov. For konvensjonelle varmepumper med kondenserende arbeidsmedium (R407C, R134a osv.) vil det vanligvis være en temperaturbegrensning ved varmeavgivelse, ettersom kondenseringstrykket ikke kan overstige maksimalt driftstrykk for anlegget (typisk 21-23 bar). Ved bruk av radiatorsystemer med relativt høye temperaturkrav vil en derfor normalt ikke få utnyttet den ekstra kondensatorytelsen, slik at varmepumpens energidekning blir den samme som om den var dimensjonert for 50% av varmeeffektbehovet. For CO₂-varmepumper er imidlertid forholdene annerledes, ettersom varmen fra gasskjøleren avgis ved avkjøling av høytrykks gass. På grunn av den relativt høye gasstemperaturen ut fra kompressoren (90-120°C) vil det ikke være noen temperaturbegrensning ved varmeavgivelse, selv ved bruk av høytemperatur varmedistribusjonssystemer. Såfremt at kompressorvolumet er stort nok, vil derfor en CO₂-varmepumpe kunne dekke hele varmebehovet i bygningen, og det vil ikke være behov for spisslast /3/.

For anlegget i Bygdøy Allé 23 var kjølebehovet ved dimensjonerende forhold i samme størrelsesorden som varmebehovet. Ved simulering av varmepumpene ble derfor *nødvendig slagvolum for kompressorene bestemt ut ifra maksimalt kjølebehov*.

4 SIMULERINGSBETINGELSER

4.1 Generelt

Hovedhensikten med simuleringene var å sammenlikne energieffektiviteten for CO₂-systemet og R134a-systemet ved ulike driftsbetingelser for det aktuelle kontorbygget i Bygdøy Allé 23. Det ble gjort en del forenklinger i simuleringsmodellen ettersom intensjonen først og fremst var å sette fokus på karakteristiske egenskaper for systemene.

I simuleringene gjaldt følgende betingelser:

- Effekt-varighetskurven ble basert på døgnmiddeltemperaturer for både oppvarmings- og kjøle- delen. Det ble følgelig ikke tatt hensyn til kortvarige perioder med høye temperaturer enkelte dager, og det var derfor vanskelig å beregne reell driftstid for anleggene med høy nøyaktighet.
- Innføring av reduserte effektbehov (100 kW oppvarming, 72,7 kW kjøling) ble kun benyttet for å øke stabiliteten i simuleringene, og hadde ingen innvirkning på resultatene.
- Varmeovergangen i varmevekslerene ble ikke beregnet eksakt. I stedet ble det brukt en minste temperaturdifferanse (ΔT_A) som begrensing.
- Isentropiske og volumetriske virkningsgrader for R134a-kompressoren (åpen) ble beregnet med dataprogram fra Bitzer Kuhlmaschinenbau /1/.
- Isentropiske og volumetriske virkningsgrader for CO₂-kompressoren (åpen) ble hentet fra SINTEF-målinger på en slik kompressor /2/.

I tabell 4.1 er det gitt en oversikt over de tekniske forutsetningene for varmepumpesystemene.

Tabell 4.1 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 fordampere (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%

4.2 Om simuleringsverktøyet

Simuleringsmodellen ble utviklet i Microsoft Excel /Visual Basic 2000, som inneholder en relativt kraftig likningsløser. Likningsløseren kan optimalisere, maksimalisere eller minimalisere én verdi ved å endre en rekke variable samtidig som et stort antall randbetingelser overholdes.

Effektfaktoren (COP) for varmepumpeanleggene inkl. spisslast ble optimalisert ved å variere:

- Høytrykk for CO₂-varmepumpen
- Mengde sirkulert arbeidsmedium (turtallskontroll eller trinnkopling)
- Utgående vanntemperatur fra varmepumpen til varmedistribusjonskretsen (varmedrift)
- Utgående vanntemperatur fra varmepumpen til kjølesystemet (kjøledrift)
- Ytelse for varmepumpen i kW (var i utgangspunktet allerede bestemt av betingelsene over, men måtte taes med for å oppnå stabile simuleringer)

4.3 Basisbetingelser – varierte betingelser

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 simuleringsmodellen 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 4.2 gir en oversikt over basisbetingelsene i *kjølemodus*.

Tabell 4.2 Basisbetingelser for kjølemodus.

Betingelser	CO ₂	R134a
Dimensjonerende tur/returtemperaturer ²	7/18°C	7/18°C
Byggets balansetemperatur	17°C	17°C
Fordeling av mellom ventilasjon/fan coils	73/27%	73/27%
Varmegjenvinnerens temperaturvirkningsgrad	60%	60%
Kompr. isentropiske og volumetriske virkningsgrad	$f(P_h/P_0)$	$f(P_k/P_0)$
Maksimalt slagvolum for kompressoren	21 m ³ /h	170 m ³ /h
UA-verdi for varmeveksler mot uteluft (varmesluk)	10 kW/K	10 kW/K
Luftmengde for varmesluk (uteluft)	7,5 kg/s	7,5 kg/s

² Temperaturene gjelder ved seriekopling av ventilasjonsbatteri og fan-coils.

Tabell 4.3 gir en oversikt over gjennomførte simuleringer (Case-navn) i *kjølemodus* hvor det ble gjort endringer i basisbetingelsene (ref. tabell 4.2).

Tabell 4.3 Variasjoner i basisbetingelsene for kjølemodus.

Case-navn	Arbeidsmedium	Variasjon fra basisbetingelse
0305	Begge	Dimensjonerende tur/returtemperatur: 3/5°C
0515	Begge	Dimensjonerende tur/returtemperatur: 5/15°C
1018	Begge	Dimensjonerende tur/returtemperatur: 10/18°C
temp15	Begge	Byggets balansetemperatur: 15°C
temp19	Begge	Byggets balansetemperatur: 19°C
UA5	Begge	UA-verdien på gasskjøler/kondensator: 5 kW/K Slagvolumet ble økt om nødvendig.
UA15	Begge	UA-verdien på gasskjøler/kondensator: 15 kW/K
Vluft3	Begge	Luftmengde gjennom varmesluk: 4 kg/s Slagvolumet ble økt om nødvendig
Vluft20	Begge	Luftmengde gjennom varmesluk: 20 kg/s

Tabell 4.4 gir en oversikt over basisbetingelsene i *varmemodus*, mens tabell 4.5 gir en oversikt over gjennomførte simuleringer (Case-navn) i *varmemodus* hvor det ble gjort endringer i basisbetingelsene (ref. tabell 4.4).

Tabell 4.4 Basisbetingelser for varmepumpemodus.

Beskrivelse	CO ₂	R134a
Dimensjonerende tur/returtemperaturer ³	90/30°C	90/30°C
Byggets balansetemperatur	11°C	11°C
Fordeling av varmebehov mellom ventilasjon/radiatorer	46/54%	46/54%
Varmegjenvinnerens temperaturvirkningsgrad	60%	60%
Kompr. isentropiske og volumetriske virkningsgrad	$f(P_h/P_0)$	$f(P_k/P_0)$
Maksimalt slagvolum for kompressoren	21 m ³ /h	170 m ³ /h

³ Temperaturene gjelder ved seriekopling av radiatorer og ventilasjonsbatteri.

Tabell 4.5 Variasjoner i basisbetingelsene for varmemodus.

Case-navn	Arbeidsmedium	Variasjon fra basisbetingelse
8030	Begge	Dimensjonerende tur/returtemperatur: 80/30°C
7030	Begge	Dimensjonerende tur/returtemperatur: 70/30°C
6030	Begge	Dimensjonerende tur/returtemperatur: 60/30°C
5030	Begge	Dimensjonerende tur/returtemperatur: 50/30°C
4030	Begge	Dimensjonerende tur/returtemperatur: 40/30°C
3530	Begge	Dimensjonerende tur/returtemperatur: 35/30°C
9040	Begge	Dimensjonerende tur/returtemperatur: 90/40°C
8040	Begge	Dimensjonerende tur/returtemperatur: 80/40°C
7040	Begge	Dimensjonerende tur/returtemperatur: 75/35°C
6040	Begge	Dimensjonerende tur/returtemperatur: 60/40°C
8050	Begge	Dimensjonerende tur/returtemperatur: 80/50°C
7050	Begge	Dimensjonerende tur/returtemperatur: 70/50°C
temp9	Begge	Byggets balansetemperatur: 9°C
temp13	Begge	Byggets balansetemperatur: 13°C
7030Del10	Begge	Dimensjonerende tur/returtemperatur: 70/30°C Minste dellast i kompressor: 10%
7030Del33	Begge	Dimensjonerende tur/returtemperatur: 70/30°C Minste dellast i kompressor: 33%
6040V255	R134a	Dimensjonerende tur/returtemperatur: 60/40°C Kompressorens slagvolum økt til: 255 m³/h
6040V340	R134a	Dimensjonerende tur/returtemperatur: 60/40°C Kompressorens slagvolum økt til: 340 m³/h

5 RESULTATER

Dette kapittelet presenterer de viktige resultatene fra simuleringene av varmepumpesystemene med R134a og CO₂ som arbeidsmedier, dvs.:

- *Årskuldefaktor* ved variasjon i temperaturprogram (tur-/returtemperaturer) i kjøledistribusjonssystemet, balansetemperaturen for bygningen og betingelser for varmesluket (UA-verdier for varmevekslerne og varierende massestrøm på luften).
- *Årsvarmefaktor* ved variasjon i temperaturprogram (tur-/returtemperaturer) i varmedistribusjonssystemet, minste dellast for kompressorene og balansetemperaturen for bygningen.
- *Årsenergifaktor* ved variasjon i de ulike rammebetingelsene.

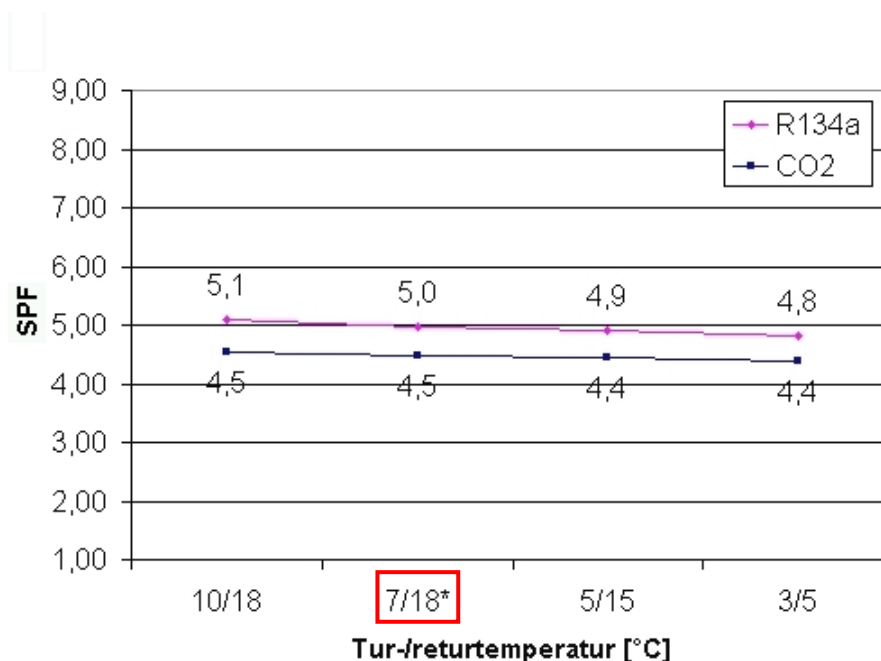
I figurene er det benyttet følgende tegnbruk:

- Tegnet * angir at det er benyttet utelukkende basisbetingelser i simuleringene jfr. Tabell 4.2 side 12 og Tabell 4.4 side 13.
- SPF (Seasonal Performance Factor) er brukt som forkortelse for midlere effektfaktor over året for kjøling (SPF_{kjøl}), oppvarming (SPF_{varme}) og samlet kjøling og oppvarming (SPF_{tot}), og benyttes for varmepumpen i henholdsvis kjølemodus, varmemodus og kombinert modus (samlet kjøling og oppvarming).
- Simuleringene ble utført etter de oppgitte variasjonene fra basis som vist i tabell 4.3 side 13 og tabell 4.5 side 14. I de tilfeller der seriene i figurene har navn som ikke er innlysende, er det brukt case-navnene fra de nevnte tabeller. Eksempelvis betyr "UA10/Vluft3" i Figur 5.3 at en kombinerer UA=10 (basisbetingelse) og massestrømmen til luft gjennom gasskjøleren (CO₂) og kondensatoren (R134a) i varmesluket = 3 kg/s (Vluft3).

5.1 Simuleringer i kjølemodus – årskuldefaktor

Figur 5.1 på neste side viser beregnet årskuldefaktor (SPF_{kjøl}) for CO₂- og R134a-varmepumpene ved ulike temperaturprogram i kjølekretsen (10/18, 7/18*, 5/15 og 3/5°C). Årskuldefaktoren ble beregnet som forholdet mellom årlig levert kjøling Q_{kjøl} [kWh/år] og årlig tilført energi til kompressorene, W_{komp} [kWh/år], dvs.:

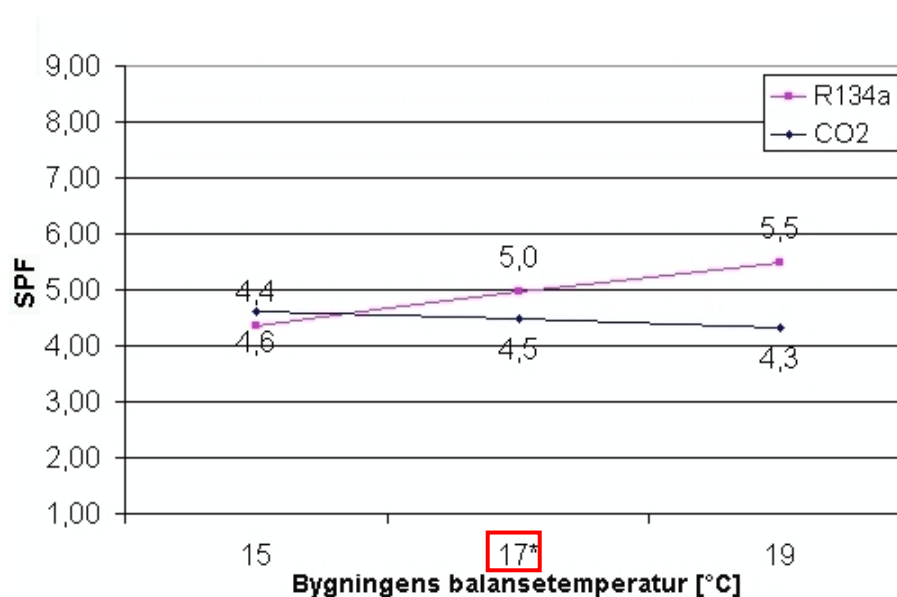
$$SPF_{kj\ddot{o}l} = \frac{Q_{kj\ddot{o}l}}{W_{komp}} \quad (5.1)$$



Figur 5.1 Beregnet årskuldefaktor ($SPF_{kjøl}$) ved varierende temperaturprogram (tur-/returtemperatur) i kjølekretsen (isvannskretsen).

En generell trend var at årskuldefaktoren for begge systemene avtok ved avtagende temperaturnivå i kjølekretsen, ettersom fordampningstemperaturen ble lavere. Ved overgang fra 10/18 til 3/5°C falt årskuldefaktoren med ca. 6 og 2% for henholdsvis R134a- og CO₂-systemet.

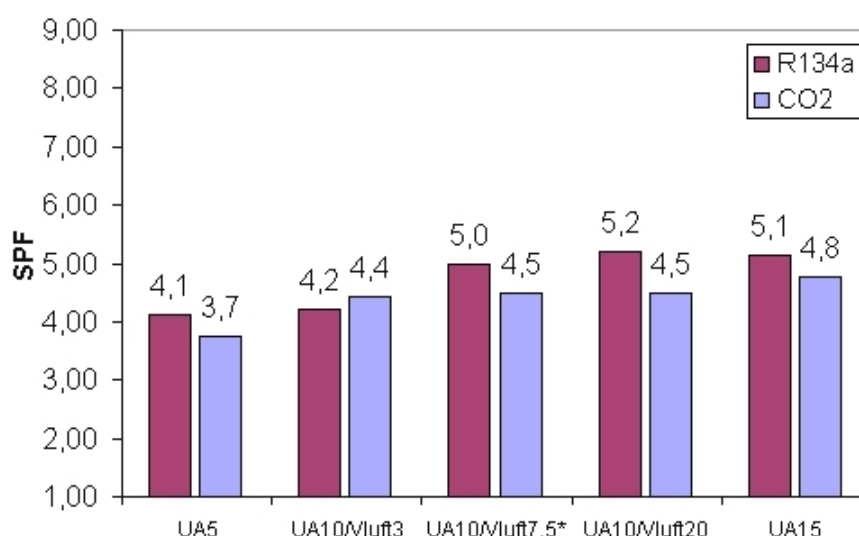
Figur 5.2 viser beregnet årskuldefaktor ($SPF_{kjøl}$) ved ulike balansetemperaturer for bygget (15, 17* og 19°C). Balansetemperaturen er definert som den laveste utetemperaturen hvor det er et varmeoverskudd i bygget, slik at det er behov for kjøling for å opprettholde en fastsatt maksimumstemperatur på 25°C.



Figur 5.2 Beregnet årskuldefaktor ($SPF_{kjøl}$) ved ulike balansetemperaturer for bygningen.

Årskuldefaktoren for R134a-anlegget økte med økende balansetemperatur for bygget, mens tendensen var motsatt for CO₂-anlegget. Dette skyldes at jo høyere balansetemperatur for bygget, desto høyere ble det årlige kjølebehovet. R134a-systemet oppnådde høyest årskuldefaktor ved 17* og 19°C balansetemperatur for bygget, mens CO₂-systemet var marginalt bedre ved 15°C.

Figur 5.3 viser beregnet årskuldefaktor ($SPF_{kjøl}$) ved ulike UA-verdier for varmevekslerne (UA5, UA10*, UA15, UA20) og varierende massestrøm på luften (Vluft3, Vluft7,5*, Vluft20).



Figur 5.3 Beregnet årskuldefaktor ($SPF_{kjøl}$) ved ulike varmesluksbetingelser.

Egenskapene til varmesluket hadde betydelig innvirkning på anleggenes energieffektivitet. Særlig ved lav luftgjennomstrømning i kondensatoren/gasskjøleren sank årskuldefaktoren for R134a, mens den var relativt stabil for CO₂. Lavere luftgjennomstrømning innebærer at luften blir oppvarmet med større temperaturdifferanser. Mens CO₂ er bedre tilpasset oppvarming ved glidende temperatur, må R134a-varmepumpen legge hele kondenseringsprosessen på et høyere temperatur- og trykknivå, som medvirker til lavere årskuldefaktor.

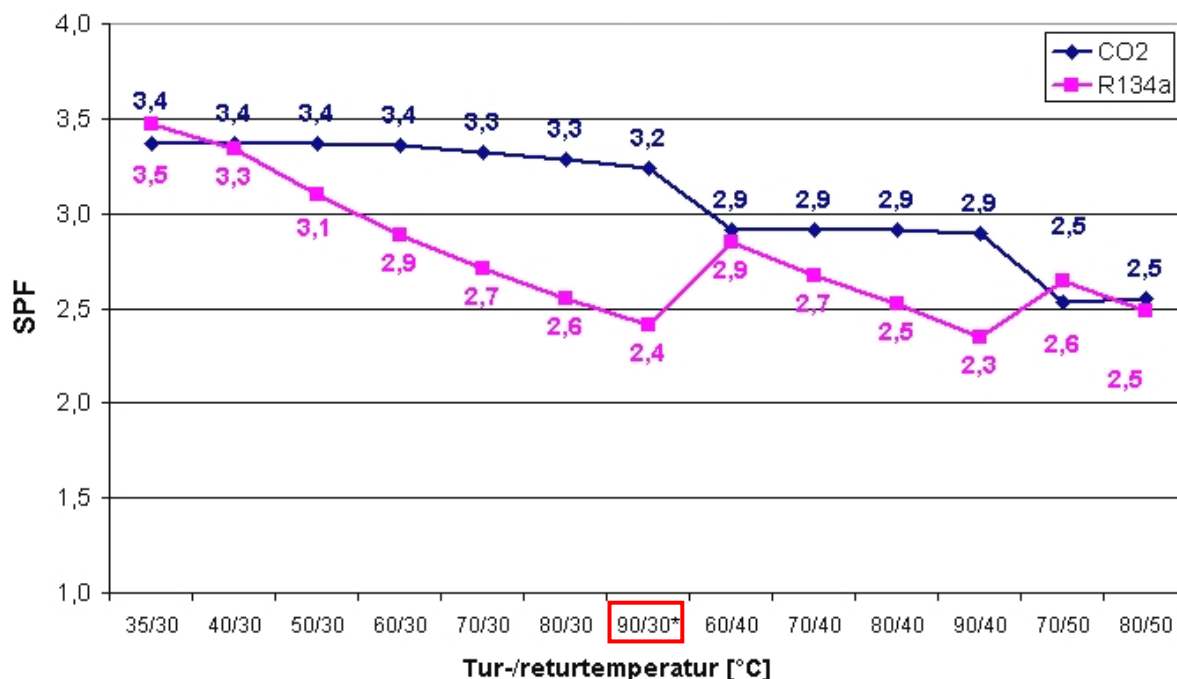
I kjølemodus-simuleringene ble det benyttet *døgnmiddelverdier for uteluftens temperatur*. Dette vil kunne gi noe usikkerhet i beregningene sammenliknet med bruk av timesverdier, ettersom en ikke får et helt korrekt bilde av forholdene ved store soltilskudd og høye temperaturer i korte perioder. Døgnmiddelverdier ble imidlertid regnet som godt nok i disse innledende simuleringene.

5.2 Simuleringer i varmemodus – årsvarmefaktor

Figur 5.4 viser beregnet årsvarmefaktor for CO₂- og R134a-varmepumpene i varmemodus (SPF_{varme}) ved ulike temperaturprogram i varmedistribusjonssystemet (35/30, 40/30, ..., 90/30*, ..., 70/50, 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.:

$$SPF_{var\ me} = \frac{Q_{var\ me}}{W_{tot}} \quad (5.2)$$

Hvis ikke annet er oppgitt, gjelder alle SPF-verdier for varmepumpeaggregat og spisslastsystem.



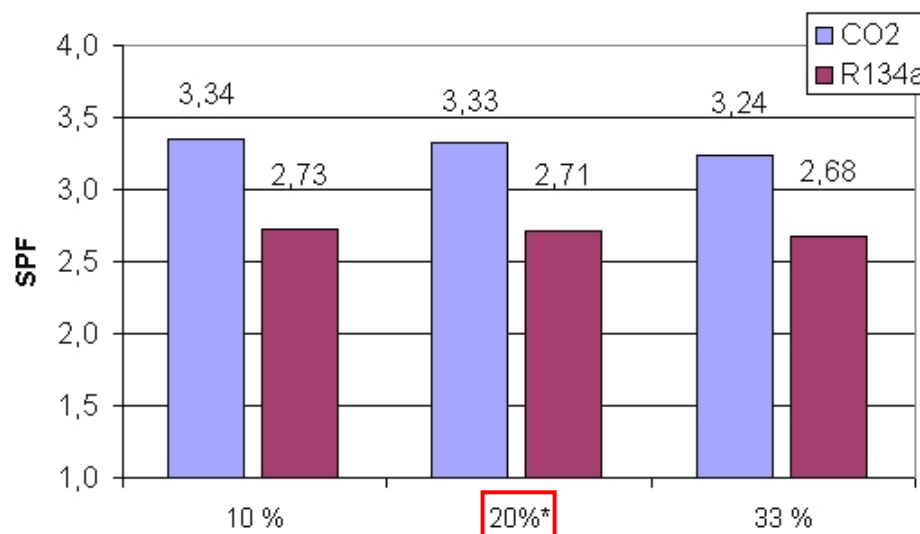
Figur 5.4 Beregnet årsvarmefaktor (SPF_{varme}) ved varierende temperaturprogram (tur-/returtemperatur) i varmedistribusjonssystemet.

I varmemodus oppnådde CO₂-varmepumpen høyere årsvarmefaktor enn R134a-anlegget i de aller fleste driftstilfellene, og forskjellen var størst ved kombinasjonen av høy turtemperatur og relativt lav returtemperatur i varmedistribusjonssystemet. For CO₂-anlegget var årsvarmefaktoren nesten uberørt av høye turtemperaturer, men den derimot ble kraftig redusert ved en økning i returtemperaturen. For R134a-varmepumpen var forholdet helt motsatt, ettersom turtemperaturen hadde betydelig innvirkning mens returtemperaturen var uten betydning.

Simulering av variabel andel ventilasjonsoppvarming viste liten innvirkning på årsvarmefaktoren. I prinsippet vil en større andel ventilasjonsoppvarming medføre en lavere returtemperatur, og dermed høyere årsvarmefaktor for CO₂-varmepumpen. I simuleringene ble imidlertid tur-/returtemperaturen satt for hele distribusjonssystemet, slik at radiatorer og ventilasjonsbatteri ikke ble skilt ut som separate systemer med egne tur-/returtemperaturer.

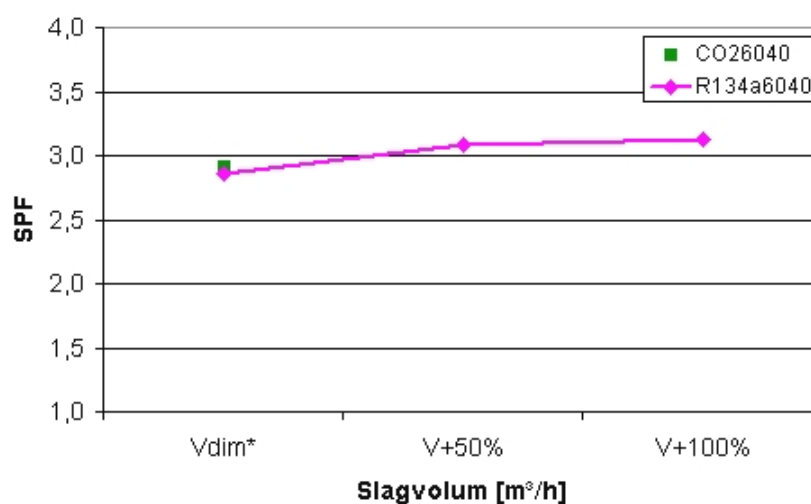
Figur 5.5 på neste side viser beregnet årsvarmefaktor i varmemodus (SPF_{varme}) ved varierende minste dellastnivå for kompressorene (10, 20, 33%).

CO₂-varmepumpen oppnådde ca. 20% høyere årsvarmefaktor enn R134a-anlegget i alle driftstilfellene. Økningen i årsvarmefaktor ved å endre minste dellastnivå fra 33 til 10% var 2 og 3% for henholdsvis R134a-anlegget og CO₂-varmepumpen.



Figur 5.5 Beregnet årsvarmefaktor (SPF_{varme}) ved ulike minste delast for kompressoren.

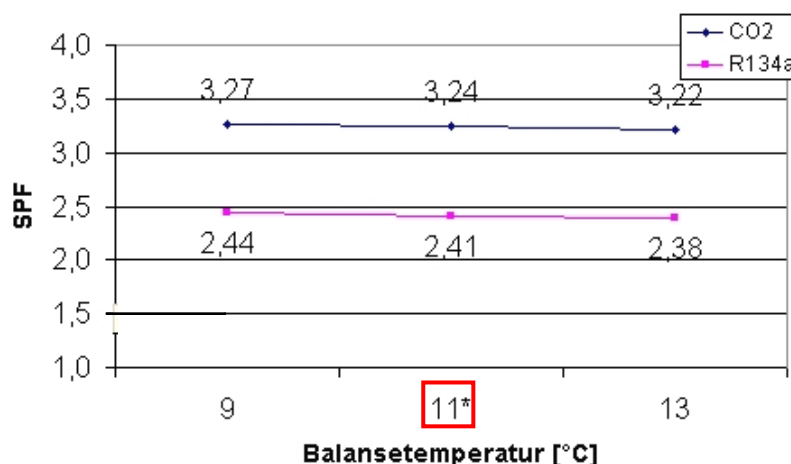
Figur 5.6 viser beregnet årsvarmefaktor i varmemodus (SPF_{varme}) ved økt maksimalt slagvolum for R134a i forhold til slagvolumet dimensjonert i henhold til behovet ved kjølemodus (V_{dim*} , $V+50\%$, $V+100\%$). Dimensjonerende tur-/returtemperatur for varmedistribusjonssystemet var 60/40°C.



Figur 5.6 Beregnet årsvarmefaktor (SPF_{varme}) i varmemodus ved økt maksimalt slagvolum for R134a-kompressoren. Dimensjonerende tur-/returtemperatur var 60/40°C.

Årsvarmefaktoren økte med økende maksimalt slagvolum, fordi R134a-varmepumpen dekket en økende andel av bygningens årlige varmebehov. Temperaturnivået i varmedistribusjonssystemet var relativt moderat (60/40°C), og det var derfor ingen temperaturbegrensing ved varmeleveranse ettersom varmepumpeanlegg med R134a kan levere varme opp mot ca. 70°C.

Figur 5.7 viser beregnet årsvarmefaktor i varmemodus (SPF_{varme}) ved ulike balansetemperaturer for bygningen (9, 11*, 13°C). Balansetemperaturen er definert som den høyeste utetemperatur hvor det er et varmebehov i bygningen. Ved høyere utetemperaturer enn balansetemperaturen vil interne varmelaster og soltilskudd være tilstrekkelig til å dekke bygningens varmebehov.



Figur 5.7 Beregnet årsvarmefaktor (SPF_{varme}) ved ulike balansetemperatur for bygningen.

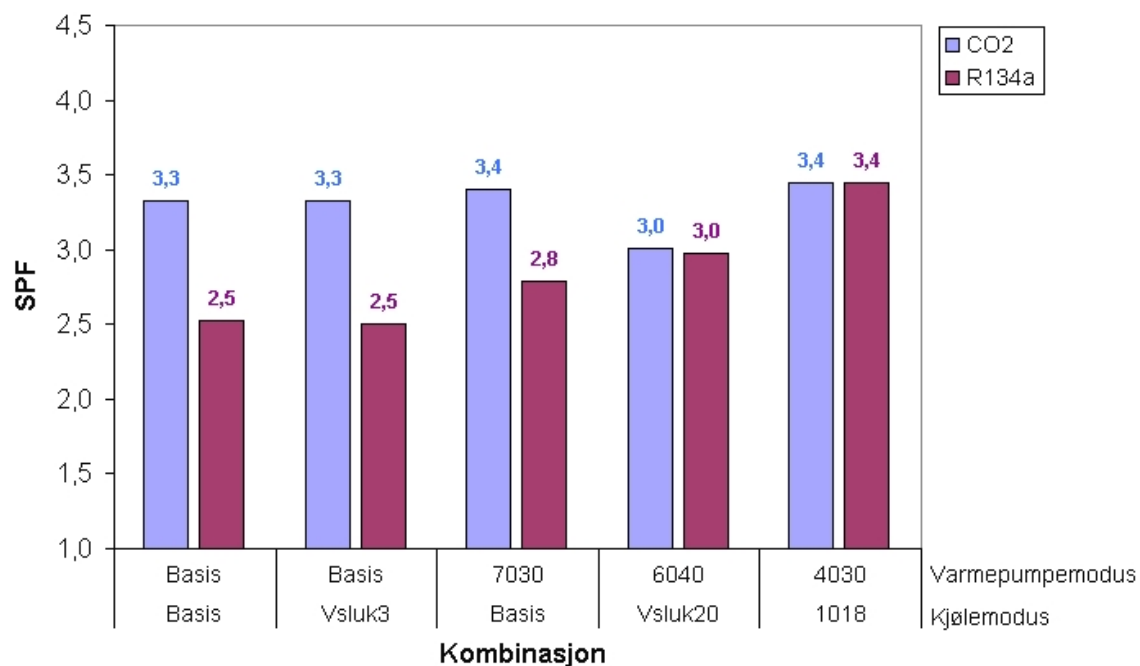
5.3 Sammenstilling av varmepumpe- og kjølemodus – årsenergifaktor

Simuleringsresultatene i kapittel 5.1 og 5.2 viste at ved de gitte rammebetingelser oppnådde CO₂-varmepumpen i de fleste tilfeller høyere energieffektivitet (SPF) enn R134a-anlegget i varmemodus, mens forholdene stort sett var motsatt i kjølemodus.

For å få fram den totale energieffektiviteten for energianleggene over året, dvs. anleggenes årsenergifaktor (SPF_{tot}), ble de simulerte verdiene i varme- og kjølemodus kombinert. Resultatene er vist figur 5.8 på neste side. Årsenergifaktoren ble definert som forholdet mellom levert energimengde til varme- og kjøledistribusjonssystemene, Q_{tot} (kWh/år) og total energibruk for kompressorer og spisslastsystem, E_{tot} (kWh/år), dvs.:

$$SPF_{kjøl} = \frac{Q_{tot}}{E_{tot}} \quad (5.3)$$

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. Ved de to siste driftstilfellene, 60/40 og 40/30°C, kom systemene ut med tilnærmet samme årsenergifaktor. Dette viser hvor stor innvirkning temperaturnivået i varmedistribusjonssystemet har for anleggenes energieffektivitet.



Figur 5.8 Beregnet årsenergifaktor (SPF_{tot}) ved ulike rammebetingelser for varme- og kjøle-systemene.

På tross av at det ble brukt en forenklet datamodell, ga de innledende simuleringene klare indikasjoner på at en CO₂-varmepumpe for oppvarming og kjøling av eksisterende kontorbygg vil kunne oppnå høyere årsenergifaktor enn et R134a-anlegg så lenge varmedistribusjonssystemet tilpasses CO₂-varmepumpens karakteristikk. Mens effektfaktoren (COP) for konvensjonelle varmepumper øker ved avtagende turtemperatur i varmedistribusjonssystemet, er det viktig for CO₂-varmepumper at varme avgis over et relativt stort temperaturområde, og at *returtemperaturen* i varmedistribusjonssystemet er lavest mulig. Dette skyldes at varmen avgis ved avkjøling av CO₂-gass i en gasskjøler, og ikke ved kondensasjon av arbeidsmediet ved konstant temperatur. I kontorbygg vil en kunne oppnå gunstige arbeidsforhold for en CO₂-varmepumpe ved /3/:

- Seriekobling av varmelaster med avtagende temperaturkrav, dvs. radiatorkurser, gulvvarmekurser og varmebatteriet i ventilasjonssystemet. Varmegjenvinnerens virkningsgrad, ventilasjonssystemets driftstid og samtidigheten mellom radiatorvarme og ventilasjonsvarme vil i den sammenheng være viktige parametre, ettersom returtemperaturen i varmedistribusjonssystemet vil være lavere når ventilasjonssystemet er i drift.
- Reduksjon av vannmengden i radiatorkursen, slik at temperaturdifferansen ved varmeavgivelse øker, f.eks. fra 60/40°C til 70/30°C (samme middeltemperatur). Den reduserte vannmengden må taes hensyn til ved dimensjonering av rør, ventiler osv.

6 OPPSUMMERING OG KONKLUSJON

I *kjølemodus* oppnådde R134a-anlegget høyere årskuldefaktor enn CO₂-varmepumpen ved de fleste driftsbetingelsene. 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 temperaturlidning på varmeopptaksmediet, er dette en ulempe ved kjøling der man kun skal dumpe varmen.

I *kjølemodus* hadde egenskapene til varmesluket en betydelig innvirkning på anleggenes energieffektivitet. Særlig ved lav luftgjennomstrømning i kondensatoren/gasskjøleren sank årskuldefaktoren for R134a, mens den var relativt stabil for CO₂. Lavere luftgjennomstrømning innebærer at luften blir oppvarmet med større temperaturdifferanser. Mens CO₂ er bedre tilpasset oppvarming ved glidende temperatur, må R134a-varmepumpen legge hele kondenseringsprosessen på et høyere temperaturnivå, som medvirker til lavere årskuldefaktor.

I *varmemodus* oppnådde CO₂-varmepumpen høyere årsvarmefaktor enn R134a-anlegget i de aller fleste driftstilfellene, og forskjellen var størst ved kombinasjonen av høy turtemperatur og relativt lav returtemperatur i varmedistribusjonssystemet. For CO₂-anlegget var årsvarmefaktoren nesten uberørt av høye turtemperaturer, men den derimot ble kraftig redusert ved en økning i returtemperatur. For R134a-varmepumpen var forholdet helt motsatt, ettersom turtemperaturen hadde betydelig innvirkning mens returtemperaturen var uten betydning.

Simulering av variabel andel ventilasjonsoppvarming viste liten innvirkning på årsvarmefaktoren. I prinsippet vil en større andel ventilasjonsoppvarming medføre en lavere returtemperatur, og dermed høyere årsvarmefaktor for en CO₂-varmepumpe. I simuleringene ble imidlertid tur-/returtemperaturen satt for hele distribusjonssystemet, slik at radiatorer og ventilasjonsbatteri ikke ble skilt ut som separate systemer med egne tur-/returtemperaturer.

I *kombinert modus* (samlet 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. Ved de to siste driftstilfellene, 60/40 og 40/30°C, kom systemene ut med tilnærmet samme årsenergifaktor. Dette viser hvor stor innvirkning temperaturnivået i varmedistribusjonssystemet har for anleggenes energieffektivitet.

Konklusjon – På tross av at det ble brukt en forenklet datamodell, ga de innledende 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 varmedistribusjonssystemet tilpasses CO₂-varmepumpens karakteristikk. For å oppnå lav returtemperatur i varmedistribusjonssystemet og følgelig høy effektfaktor for CO₂-varmepumpen, kan en redusere vannmengden i radiatorsystemet (gir økt temperaturdifferanse) og seriekoble radiatorsystemet og varmebatteriet i ventilasjonsanlegget. Ventilasjonssystemets driftstid og samtidigheten mellom radiatorvarme og ventilasjonsvarme vil i den sammenheng være viktige parametre, ettersom returtemperaturen vil være lavere når ventilasjonssystemet er i drift.

7 FORSLAG TIL VIDERE ARBEID

Aktuelle forslag til videre arbeid er skissert nedenfor.

- Foreta en mer nøyaktig kartlegging av simuleringsgrunnlaget for eksisterende og nye kontorbygg. Dette gjelder i første rekke variasjoner i varme- og kjølelaster i bygget deriblant samtidighet mellom behov for radiatorvarme og ettervarming av ventilasjonsluft og mellom varme- og kjølebehov.
- Vurdere effekten av mer sofistikerte systemløsninger for CO₂-varmepumpen, f.eks.:
 - o Bruk av *to-trinns kompresjon* og sammenkopling av to gasskjølerenheter i parallell, dvs. en CO₂-varmepumpe med varmeveksling på to ulike trykknivå.
 - o Erstatte strupeventilen med en såkalt *ejektor*. Ejektoren utnytter ekspansjonsenergien (trykkdifferansen) til å suge av gass fra fordamperen, slik at sugetrykket for kompressoren øker og kompressorarbeidet avtar.
- Utvikle simuleringsprogrammet til å håndtere mer realistiske driftsbetingelser, for eksempel:
 - o Beregne *lokale varmeovergangstall* i varmevekslerne. I den benyttede simuleringsmodellen ble minste temperaturdifferanse brukt som dimensjoneringsgrunnlag, men dette gjenspeiler ikke arbeidsmedienes virkelige egenskaper.
 - o Legg inn funksjon for *motorvirkningsgrad* og eventuelt tap i inverter i turtallsregulerte kompressorer.
- Gjennomføre simuleringer hvor det brukes *energibrønner i fjell* (termisk energilager) som varmekilde- og varmesluk for varmepumpene.

8 REFERANSER

- /1/ Dataprogram; *Bitzer software versjon 3.2.1*. Mer informasjon finnes på internettside: <http://www.bitzer.de>
- /2/ Neksa, P., Girotto, S., Schiefloe, P. A., 1998: *Commercial refrigeration using CO₂ as refrigerant – system design and experimental results*. Artikkel fra konferansen “Natural Working Fluids ‘98” IIR – Gustav Lorentzen Conference, Oslo 2-5 Juni 1998.
- /3/ Stene, J., Andresen, T., Stang, J., 2004: CO₂-varmepumper for oppvarming og kjøling av kontorbygg. Rapport nr. TR A5952. ISBN 82-594-2639-0. SINTEF Energiforskning AS.