

# Dynamisk simulering av systemløsninger for kuldeanlegg i supermarked

**Lars Siewers Watvedt**

Master i energi og miljø

Oppgaven levert: Juni 2011

Hovedveileder: Arne Mathias Bredesen, EPT

Biveileder(e): Trond Andresen, SINTEF  
Petter Nekså, EPT



EPT-M-2011-37

**MASTEROPPGAVE**

for

Stud.techn. Lars Siewers Watvedt

Våren 2011

**Dynamisk simulering av systemløsninger for kuldeanlegg i supermarked***Dynamic simulation of system designs for refrigeration systems in supermarkets***Bakgrunn**

Energiforbruk i supermarked er blant de høyeste innenfor bygningssektoren. Norske supermarkeder har et typisk årlig forbruk på 500 kWh/m<sup>2</sup>, mens kontorbygg til sammenlikning ligger rundt 200kWh/m<sup>2</sup>. Dette skyldes at man har stort behov for kulde til kjøling og frysing, samtidig med høye krav til ventilasjonsgrad og belysning. Energisystemer i supermarkeder opererer etter strenge krav og kriterier, som kan være ganske motstridende for både kunder og matvarer, når det gjelder hensyn til temperatur og luftstrømning.

Kandidaten skal i denne oppgaven arbeide med transient (dynamisk) modellering og simulering av ulike systemløsninger for energisystem og laster for et komplett supermarked. Følgende tema behandles i oppgaven:

- Introduksjon til noen utvalgte, relevante systemløsninger for supermarked-kuldeanlegg med CO<sub>2</sub> som arbeidsmedium. Systemløsningene analyseres med hensyn på relevans for ulike europeiske klimasoner
- Bruke dynamisk simulering til å sammenlikne energiforbruket til ulike systemløsninger for kuldeanlegget ved like last-betingelser under nordiske forhold.
- Sammenlikningen bør omfatte representative døgnsimuleringer ved flere årstider.

" - "

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

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

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

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

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


Ett -1 komplett eksemplar av originalbesvarelsen av oppgaven skal innleveres til samme adressat som den ble utlevert fra. Det skal medfølge et konsentrert sammendrag på maksimalt én maskinskrevet side med dobbel linjeavstand med forfatternavn og oppgavetittel for evt. referering i tidsskrifter).

Til Instituttet innleveres to - 2 komplette kopier av besvarelsen. Ytterligere kopier til eventuelle medveiledere/oppvegivere skal avtales med, og eventuelt leveres direkte til de respektive. Til instituttet innleveres også en komplett kopi (inkl. konsentrerte sammendrag) på CD-ROM i Word-format eller tilsvarende.

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 17. januar 2011



Olav Bolland  
Instituttleder



Arne M. Bredeesen  
Faglig ansvarlig/veileder

Medveiledere: PhD Trond Andresen, SINTEF  
Professor II Petter Nekså

# Forord

Denne rapporten er et produkt av min masteroppgave våren 2010 ved Institutt for Energi- og Prosessteknikk på NTNU og setter punktum for min studietid i Trondheim.

Arbeidet med masteroppgaven har vært krevende og meget lærerikt. Jeg har fått innsikt i kompleksiteten i kuldeanlegg for supermarkeder og hvor mange muligheter for utbedring som eksisterer. Jeg har også fått en god innsikt i bruken av transiente simuleringer som beregningsverktøy, og de utfordringer dette byr på.

Jeg vil rette en takk til min veileder Arne M. Bredesen, min medveileder Trond Andresen og Armin Hafner for all hjelp og rettleiding gjennom arbeidet med min masteroppgave. Dere har vært til stor hjelp.



---

Lars Siewers Watvedt

# Sammendrag

Energibruk i supermarkeder er blant de høyeste innefor bygningssektoren i Norge. Norske supermarkeder har typisk et årlig energibehov på mellom 400 og 600  $\frac{kWh}{m^2}$ . Opp mot 50 % av dette totale energibehovet går til kuldeanlegg for kjøling og frysing av produkter for salg, både til fremvisning og lagring. Samtidig stilles høye krav til ventilasjon og belysning i butikkarealene. Energisystemer i supermarkeder opererer etter strenge krav og kriterier, som ofte er motstridende for kunder og matvarer, når det kommer til temperaturer og luftstrømning. Nye og energieffektive energisystemer for å tilfredsstille både kulde- og varmebehov i supermarkeder kan derfor bidra til å redusere energiforbruket i denne delen av bygningssektoren.

Hovedmålet i denne oppgaven er å utføre transiente simuleringer for fullskala kuldeanlegg i supermarkeder, der CO<sub>2</sub> benyttes som eneste kuldemedium. Det ble først gjort en litteraturstudie, der ulike systemløsninger for kuldeanlegg i supermarkeder ble vurdert med hensyn på energieffektivitet ved bruk i ulike klima. Et utvalg endringer/utbedringer som kan bidra til økt energieffektivitet for de ulike systemløsningene er vist, og effekten av disse utberingene er vurdert med tanke på COP og kjølekapasitet. Potensialet for bruka av varmegjenvinning fra kuldeanlegg for å dekke oppvarmingsbehov i supermarkeder er presentert, og ulike systemløsninger for bruk av varmegjenvinning er vist.

Det er utført transiente simuleringer for tre ulike systemløsninger:

1. Booster-løsning med bypass av flashgass i høytrykkskrets
2. Booster-løsning med parallell kompresjon av flashgass i høytrykkskrets
3. Booster-løsning med bypass av flashgass og bruk av varmegjenvinning fra gasskjøler/kondensator

Temperaturdata for europeiske byer er benyttet i de transiente simuleringene. De fire byene er Trondheim, Athen, Moskva og Frankfurt. Det ble gjort simuleringer av perioder på et døgn for de tre systemløsningene, der de døgn med lavest og de døgn med høyest gjennomsnittstemperatur gjennom et år for de fire byene. For å sammenligne energieffektiviteten for de ulike systemløsningene, er det lagt vekt på det totale energibehovet for de ulike døgnsimuleringene. I dette totale energibehovet er energibehov til

kompressorer, energibehov til vifte for varmeavgivelse fra gasskjøler/kondensator til omgivelsene og energibehov til oppvarming av ventilasjonsluft inkludert. I de simuleringer der varmegjenvinning ikke benyttes, er elektrisk oppvarming antatt. Resultatene fra simuleringene viste at i de døgn med lav omgivelsestemperatur var det systemløsningen der varmegjenvinning benyttes som resulterte i det laveste energibehovet. For simuleringene med høy omgivelsestemperatur, var det systemløsningen med parallell kompresjon av flashgass som viste det lavest energibehovet, for all de fire byene. Basert på resultatene fra døgn simuleringene ble årlig energibehov for de tre systemløsningene beregnet for de fire ulike byene. Beregningene viste at systemløsning 3, der varmegjenvinning benyttes, resulterte i lavest årlig energibehov for alle de fire byene. For byene Trondheim, Athen, Moskva og Frankfurt kunne en se en reduksjon i totalt energibehov fra systemløsning 1 til systemløsning 3 på henholdsvis 40 %, 7 %, 36 % og 25 %. Andelen av det totale oppvarmingsbehovet som ble dekket ved varmegjenvinning for systemløsning 3 var da på henholdsvis 85 %, 35 %, 83 % og 71 %. For alle fire byene resulterte systemløsning 2 i en reduksjon i årlig energi behov i forhold til systemløsning 1 på mellom 3,6 % og 5,3 %, og reduksjonen var høyest, der omgivelsestemperaturen var høy i store deler av året.

Resultatene fra simuleringene viser høy energieffektivitet for systemløsning 3, der varmegjenvinning benyttes. Ulike faktorer tilsier at forskjellen i totalt energibehov mellom systemløsning 3 og systemløsning 1 og 2 ikke vil være like stor, som det resultatene presentert her viser. Reguleringskurvene for optimalt gasskjøletrykk ved transkritisk drift av modellene viste seg å ikke være nøyaktig nok. Dette medfører et økt energibehov til viftedrift for å oppnå nødvendig nedkjøling av gasskjøleren. Dette kombinert med at gasskjøleren/kondensatoren ikke er detaljmodellert for bruk i de ulike byene, og en økning i luftmengden fra viften resulterer i en stor økning i trykkfall over luftsiden av gasskjøleren, kan være med å bidra til et for stort energibehov til viftedrift i de simuleringene der omgivelsestemperaturene er høye.

Totalt sett gir simuleringene og beregningene gjort her viser at potensialet for reduksjon i årlig energibehov for supermarkeder ved bruk av varmegjenvinning er betydelig ved bruk på steder med forholdsvis kjølig klima.

# Abstract

Within the building sector in Norway, the supermarkets are one of the most intensive energy consumers, with a typical annual energy demand between 400 and  $600 \frac{kWh}{m^2}$ . Of this energy demand, up to 50 % is used in refrigeration systems for storage and display of products at different temperatures, where the need for refrigeration is great. The energy system in a supermarket is very complex, as it should meet strict criteria and requirements for storage of fresh and frozen goods and at the same time maintain the thermal comfort of customers and employees. These requirements are often contradictory when it comes to temperature and air flows. In the development of energy efficient and environmentally friendly refrigeration systems, there is a large potential for reducing energy demand and greenhouse gas emissions due to refrigerant leaks.

The main objective in this thesis is to perform transient simulations for a full scale commercial refrigeration system for supermarkets using CO<sub>2</sub> as the only refrigerant. First, a literature study was done and different system solutions for supermarket refrigeration were evaluated with respect to energy efficiency in different climates. A selection of modifications that can be performed on the different system solutions is presented, and the effect of using these modifications is evaluated in terms of changes in COP and refrigeration capacity. The potential for use of heat recovery from refrigeration systems to serve heating demands in supermarkets is presented, and different system solutions for use of heat recovery are shown.

It was decided to perform transient simulations for three different system solutions:

1. Booster-solution with flash gas bypass in high pressure circuit.
2. Booster-solution with parallel compression of flash gas in high pressure circuit
3. Booster-solution with flash gas bypass and use of heat recover from gas cooler/condenser

For the transient simulations, temperature data for four European cities were used. The four cities were Trondheim, Athens, Moscow and Frankfurt. Simulations for a 24 hour period was done on the three system solutions, for the days with the highest and lowest average temperature thru a year for the



four cities. To compare the energy effectiveness of the different system solutions, the total energy use for the 24 hour period was recorded. Included in this total energy use was energy demands to compressors, fan for heat dissipation to ambient air from gas cooler/condenser and energy demand to heating of ventilation air. When heat recovery is not used, electrical heating is assumed. The results from the simulations showed that for the days with low ambient temperatures for all four cities, the system solution with use of heat recovery showed the lowest energy demand. For the simulations for days with high ambient temperatures, the system solutions with parallel compression of flash gas showed the lowest energy demand. Based on the results from the simulations, annual energy demand for the different system solutions was calculated for the four cities. The calculations showed that the system solution with use of heat recovery gave the lowest annual energy demand for all four cities. For Trondheim, Athens, Moscow and Frankfurt the reduction in annual energy demand from system solution 1 to 3 were 40%, 7%, 36% and 25% respectively. The percentage of total heat demand that was supplied by heat recovery with system solution 3 was 85%, 35%, 83% and 71%, respectively. For all four cities, system solution 2 showed a reduction in total annual energy demand between 3.6% and 5.3%. This reduction increased with higher ambient temperatures.

The simulation results show high energy efficiency for system solution 3, where heat recovery is used in all of the simulations and calculations. Some factors indicate that the difference in total energy demand between system solution 3 and system solutions 1 and 2 should be less significant than what is showed here. The regulation curves for optimal gas cooler pressure used in the simulation were found to not be accurate enough. This leads to an increased energy demand for the fans, to supply sufficient cooling of the gas cooler in transcritical operation when ambient temperature is high. This combined with the fact that the gas cooler/condenser is not detail modeled for each city, and an increase in air flow gives a big increase pressure drop across the air side of the gas cooler/condenser, could be a factors that contributes to increased fan work in simulations with high ambient temperatures.

All in all the simulations and calculations done here show that the potential of reducing the annual energy demand in supermarkets with use of heat recovery is significant in colder climates.

# Innholdsfortegnelse

<b>Forord</b> .....	<b>II</b>
<b>Sammendrag</b> .....	<b>II</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>IV</b>
<b>Innholdsfortegnelse</b> .....	<b>VI</b>
<b>Figurliste</b> .....	<b>VIII</b>
<b>Liste over tabeller</b> .....	<b>IX</b>
<b>1 Innledning</b> .....	<b>1</b>
1.1 Bakgrunn .....	1
1.2 Metode.....	1
1.3 Struktur på oppgaven .....	2
<b>2 Teori</b> .....	<b>3</b>
2.1 CO <sub>2</sub> som kuldemedium .....	3
2.1.1 Historisk .....	3
2.1.2 Grunnlegende termodynamiske egenskaper .....	4
2.2 Systemløsninger .....	6
2.2.1 Separate aggregater.....	6
2.2.2 Totrinns løsning med åpen mellomtryksbeholder .....	8
2.2.3 "Booster"-løsning.....	9
2.3 Energieffektiverende tiltak, kuldeanlegg .....	11
2.3.1 Internvarmevekslere.....	11
2.3.2 Totrinns kompresjon.....	13
2.3.3 Totrinns Ekspansjon .....	17
2.4 Varmegjenvinning, energipotensial .....	20
2.4.2 Systemløsninger for oppvarming i supermarkeder .....	21
2.4.3 Systemløsninger for varmegjenvinning fra kuldeanlegg .....	22
2.4.4 Separat varmegjenvinner i ventilasjonssystem .....	24
<b>3 Modeller</b> .....	<b>27</b>
3.1 Systemløsning 1: Booster med flashgass bypass .....	28
3.2 Systemløsning 2: Booster med parallell kompresjon av flashgass .....	30
3.3 Systemløsning 3: Booster med FGB og varmegjenvinning .....	32
<b>4 Simuleringer</b> .....	<b>34</b>
4.1 Benyttet temperaturdata.....	34
4.2 Komponenter .....	37
4.2.1 MT-fordamper.....	37
4.2.2 LT-fordamper .....	38

4.2.3 Gasskjøler/kondensator.....	38
4.2.4 Viftemodel .....	41
4.2.5 Kompresormodell.....	42
4.3 Kjølelast.....	43
4.4 Varmebehov.....	44
4.4.1 Varmegjenvinning .....	44
<b>5 Resultater og diskusjon .....</b>	<b>45</b>
5.1 Systemløsning 1 .....	46
5.1.1 Trondheim.....	46
5.1.2 Athen.....	48
5.1.3 Moskva.....	50
5.1.4 Frankfurt .....	52
5.1.5 Oppsummering .....	54
5.2 Systemløsning 2 .....	55
5.2.1 Trondheim.....	55
5.2.2 Athen.....	57
5.2.3 Moskva.....	59
5.2.4 Frankfurt .....	61
5.2.5 Oppsummering .....	63
5.3 Systemløsning 3 .....	64
5.3.1 Trondheim.....	64
5.3.2 Athen.....	66
5.3.3 Moskva.....	68
5.3.4 Frankfurt .....	70
5.3.5 Oppsummering .....	72
5.4 Sammenligning.....	73
5.4.1 Trondheim.....	73
5.4.2 Athen.....	74
5.4.3 Moskva.....	75
5.4.4 Frankfurt .....	76
5.4.5 Sammenligning, årlig energibehov .....	77
5.5 Diskusjon.....	80
5.5.1 Om transient simulering av fullskala kommersielle kuldeanlegg .....	83
<b>6 Konklusjon .....</b>	<b>84</b>
<b>Bibliografi .....</b>	<b>86</b>
<b>Vedlegg .....</b>	<b>88</b>

# Figurliste

Figur 2.1 Isobarer for ulike trykk .....	4
Figur 2.2 Systemløsning med separate aggregater for kjøøl og frys.....	6
Figur 2.3 Totrinns systemløsning med åpen mellomtrykksbeholder .....	8
Figur 2.4 Booster systemløsning .....	10
Figur 2.5 Prinsippkisse, Systemløsning med internvarmeveksler .....	11
Figur 2.6 Prinsippkisse, Løsning med totrinns kompresjon og mellomkjøling .....	14
Figur 2.7 Prinsippkisse, Systemløsning med totrinns kompresjon og ekspansjon .....	15
Figur 2.8 Prinsippkisse, Totrinns ekspansjon med parallell kompresjon av flashgass.....	18
Figur 2.9 Typisk energibruk for et supermarked i Sverige .....	20
Figur 2.10 Systemskjema for kuldeanlegg med varmegjenvinning, indirekte .....	22
Figur 2.11 Systemskjema for kuldeanlegg med varmegjenvinning, direkte .....	23
Figur 3.1 Systemskisse, Booster med FGB .....	28
Figur 3.2 Systemskisse, Booster med parallell kompresjon av flashgass.....	30
Figur 3.3 Systemskisse, Booster med FGB og varmegjenvinning.....	32
Figur 4.1 Benyttet omgivelsestemperatur, Trondheim .....	35
Figur 4.2 Benyttet omgivelsestemperatur, Athen .....	35
Figur 4.3 Benyttet omgivelsestemperatur, Moskva .....	36
Figur 4.4 Benyttet omgivelsestemperatur, Frankfurt .....	36
Figur 4.5 Optimalt gasskjøler/kondensatortrykk .....	41
Figur 4.6 Viftekarakteristikk .....	42
Figur 4.7 Kjølelast, ved lav- og mellomtemperatur som funksjon av tid .....	43
Figur 5.1 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 1,Trondheim.....	46
Figur 5.2 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 1, Athen.....	48
Figur 5.3 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 1, Moskva .....	50
Figur 5.4 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 1, Frankfurt .....	52
Figur 5.5 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 2, Trondheim.....	55
Figur 5.6 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 2, Athen.....	57
Figur 5.7 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 2, Moskva .....	59
Figur 5.8 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 2, Frankfurt .....	61
Figur 5.9 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 3, Trondheim.....	64
Figur 5.10 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 3, Athen.....	66
Figur 5.11 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 3, Moskva .....	68
Figur 5.12 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 3, Frankfurt .....	70

Figur 5.13 Totalt energibehov per døgn for de tre ulike systemløsningene, Trondheim.....	73
Figur 5.14 Totalt energibehov per døgn for de tre ulike systemløsningene, Athen.....	74
Figur 5.15 Totalt energibehov per døgn for de tre ulike systemløsningene, Moskva.....	75
Figur 5.16 Totalt energibehov per døgn for de tre ulike systemløsningene, Frankfurt .....	76
Figur 5.17 Beregnet årlig energibehov.....	77
Figur 5.18 Beregnet årlig COP <sub>Totalt</sub> .....	79

## Liste over tabeller

Tabell 2.1 Oversikt, Bruk av internvarmevekslere .....	13
Tabell 2.2 Oversikt, Bruk av totrinnss kompresjon .....	16
Tabell 2.3 Oversikt, Bruk av totrinnss ekspansjon.....	19
Tabell 2.4 Temperaturkrav for ulike oppvarmingsystemer.....	21
Tabell 4.1 Spesifikasjoner MT-fordamper.....	37
Tabell 4.2 Spesifikasjoner LT-fordamper .....	38
Tabell 4.3 Spesifikasjoner gasskjøler/kondensator.....	38
Tabell 5.1 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 1, Trondheim ...	47
Tabell 5.2 COP, Systemløsning 1, Trondheim .....	48
Tabell 5.3 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 1, Athen .....	49
Tabell 5.4 COP, Systemløsning 1, Athen .....	50
Tabell 5.5 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 1, Moskva .....	51
Tabell 5.6 COP, Systemløsning 1, Moskva .....	52
Tabell 5.7 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 1, Frankfurt.....	53
Tabell 5.8 COP, Systemløsning 1, Frankfurt.....	54
Tabell 5.9 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 2, Trondheim ...	56
Tabell 5.10 COP, Systemløsning 2, Trondheim .....	56
Tabell 5.11 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 2, Athen .....	58
Tabell 5.12 COP, Systemløsning 2, Athen .....	58
Tabell 5.13 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 2, Moskva .....	60
Tabell 5.14 COP, Systemløsning 2, Moskva .....	60
Tabell 5.15 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 2, Frankfurt....	62
Tabell 5.16 COP, Systemløsning 2, Frankfurt.....	62

Tabell 5.17 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 3, Trondheim .	65
Tabell 5.18 COP, Systemløsning 3, Trondheim .....	65
Tabell 5.19 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 3, Athen .....	67
Tabell 5.20 COP, Systemløsning 3, Athen .....	67
Tabell 5.21 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 3, Moskva .....	69
Tabell 5.22 COP, Systemløsning 3, Moskva .....	69
Tabell 5.23 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 3, Frankfurt....	71
Tabell 5.24 COP, Systemløsning 3, Frankfurt .....	71

# Nomenklatur

Romerske symboler	Forklaring	Enhet
$C_p$	Spesifikk varmekapasitet	$\left[ \frac{kJ}{kg \cdot K} \right]$
$P$	Trykk	[Bar]
$\dot{Q}$	Varmeeffekt	[W]
T	Temperatur	[°C]
$\dot{V}$	Volumstrøm	$\left[ \frac{m^3}{s} \right]$
Greske symboler	Forklaring	Enhet
$\eta$	Virkningsgrad	[-]
$\rho$	Tetthet	$\left[ \frac{kg}{m^3} \right]$
Forkortelser	Forklaring	
CO <sub>2</sub>	Kjemisk formel for karbondioksid	
COP	Engelsk. "Coefficient of Performance", norsk: Effektfaktor.	
FGB	Engelsk: "flash gas bypass"	
HFK	Hydroflourkarboner. Stoffer med basis i etan eller metan, der noen av hydrogenatomer er erstattet med fluor.	
HT	Høytrykk	
KFK	Klorfluorkarboner. Stoffer med basis i etan eller metan, der alle hydrogenatomene er erstattet med fluor og klor	
LT	Lavtemperatur (her -35°C)	
LT	Lavtrykk	
MPR	Engelsk: "Medium pressure receiver", norsk, mellomtrykksbeholder	
MT	Mellomtemperatur (her -10°C)	
NH <sub>3</sub>	Kjemisk formel for Ammoniakk	
SO <sub>2</sub>	Kjemisk formel for Svoveldioksid	
VVS	Fellesbetegnelse for Vann-, Varme- og Sanitær-anlegg	

# 1 Innledning

## 1.1 Bakgrunn

Energiforbruk i supermarkeder er blant de høyeste innenfor bygningssektoren i Norge. Norske supermarkeder har et typisk årlig energibehov mellom 400 og  $600 \frac{kWh}{m^2}$ . Bakgrunnen for det høye energiforbruket er at man har stort behov for kulde til kjøling og frysing av produkter for salg, både til fremvisning og lagring. Samtidig stilles høye krav til ventilasjon og belysning i butikkarealene. Energisystemer i supermarkeder opererer etter strenge krav og kriterier, som ofte er motstridende for kunder og matvarer, når det kommer til temperaturer og luftstrømning. Nye og energieffektive energisystemer for å tilfredsstille både kulde- og varmebehov i supermarkeder kan derfor bidra til å redusere energiforbruket i denne delen av bygningssektoren.

Et økende fokus på klimagassutslipp og drivhuseffekten har de siste tiårene resultert i økende fokus på naturlige og miljøvennlige kuldemedier for bruk i kommersielle kuldeanlegg. Bruk av CO<sub>2</sub> som kuldemedium til disse anvendelsene har blitt mer og mer benyttet de siste årene, og kan benyttes i kuldeanlegg med høy energieffektivitet.

Denne masteroppgaven har derfor som mål å undersøke energieffektivitet for ulike systemløsninger for kommersielle kuldeanlegg, der CO<sub>2</sub> benyttes som eneste kuldemedium. Ved i tillegg å utnytte den avgitte varmen fra kuldeanlegg til å dekke oppvarmingsbehov i supermarkeder, vil årlig totalt energibehov for supermarkedet kunne reduseres.

Årlig energieffektivitet i kommersielle kuldeanlegg er strekt avhengig av klima, så ulike systemløsninger testes for bruk i ulike klima, med ekstra fokus på nordisk klima.

## 1.2 Metode

Det gjøres døgnsimuleringer på de utvalgte systemløsningene for ulike utvalgte klima for å undersøke systemenes prestasjoner ved ulike omgivelsestemperaturer. Modellen gitt i " *Development of Commercial Refrigeration Systems*" av Stefano Poppi ( ref. [1]), er benyttet for utregning av



lastsituasjon og oppvarmingsbehov for supermarkedet. Systemene evalueres med bakgrunn i totalt energibehov til nødvendig kuldeleveranse samt energibehov til oppvarming.

Med bakgrunn i døgnsimuleringene for de ulike benyttede temperaturdata, gjøres det overslagsmessige beregninger på årlig energibehov for de ulike systemløsningene i ulike klima.

Dataprogrammet Dymola<sup>1</sup> er brukt for å modellere de valgte systemløsningene og for å utføre simuleringene. Programtillegget "TIL<sup>2</sup> Library" er benyttet, da dette inneholder ferdig utviklede komponenter for modellering av termodynamiske systemer.

## 1.3 Struktur på oppgaven

**Kapittel 2, Teori** – Teorisk bakgrunn for CO<sub>2</sub> som kuldemedium, kommersielle kuldeanlegg og utnyttelse av varmegjenvinning presenteres.

**Kapittel 3, Modeller** – Systemløsningene det er valgt å modellere for transiente simuleringer på presenteres.

**Kapittel 4, Simuleringer** – Alle valgte spesifikasjoner og antagelser i sammenheng med simuleringene presenteres.

**Kapittel 5, Resultater og diskusjon** – Resultatene fra simuleringene presenteres og drøftes.

**Kapittel 6, Konklusjon** – Konklusjoner trekkes og forslag til videre arbeid presenteres.

---

<sup>1</sup> Dymola 7.3 - <http://www.3ds.com/products/catia/portfolio/dymola/overview>

<sup>2</sup> TLK-Thermo GmbH, [http://www.tlk-thermo.com/index.php?option=com\\_content&view=article&id=53&Itemid=63](http://www.tlk-thermo.com/index.php?option=com_content&view=article&id=53&Itemid=63)

## 2 Teori

I dette kapittelet vil det først bli gitt en oversikt over de egenskaper ved CO<sub>2</sub> som gjør seg gjeldene ved bruk i kommersielle kuldeanlegg. I avsnitt 2.2 presenteres ulike aktuelle systemløsninger for kommersielle kuldeanlegg med CO<sub>2</sub> som eneste kuldemedium, og disse vurderes med hensyn på relevans for bruk ulike klima. Deretter presenteres ulike endringer/forbedringer som kan innføres i de ulike systemløsningene, og deres effekt på systemenes energieffektivitet ved varmt og kaldt klima. Til slutt presenteres potensial for energibesparelser ved utnyttelse av varmegjenvinning fra kommersielle kuldeanlegg, samt mulig systemløsninger i avsnitt 2.4.

### 2.1 CO<sub>2</sub> som kuldemedium

#### 2.1.1 Historisk

Historisk sett er ikke CO<sub>2</sub> nytt i sammenheng med kuldeanlegg. Allerede på slutten av 1800-tallet ble CO<sub>2</sub> benyttet. På denne tiden ble kun naturlige kuldemedier som CO<sub>2</sub>, NH<sub>3</sub> (Ammoniakk) og SO<sub>2</sub> (Svoveldioksid) som ble brukt i kjøleprosesser. CO<sub>2</sub> hadde et fortrinn i forhold til de andre, da det ikke er giftig. Men problemer med lav kuldeytelse og COP ved høye omgivelsestemperaturer og lekkasje problemer grunnet høyt trykk og datidens dårlig pakninger (pakningsmaterialer) medførte at andre kuldemedier ble valgt. Da KFK-mediene<sup>1</sup> ble introdusert på 1930-40 tallet ble disse mediene valgt fremfor CO<sub>2</sub>, som ble gradvis faset ut. Med Montreal-protokollen som trådte i kraft i 1989, ble det igangsatt nedtrapping i bruken av KFK-mediene. Naturlige kuldemedier, sammen med nye HFK-medier<sup>2</sup> tok over for KFK-mediene i denne perioden. Med det økende fokuset på klimagassutslipp og drivhuseffekt utover på 1990-tallet ble regulering i bruken av HFK-mediene tatt inn i Kyoto-protokollen i 1997 (ratifisert i 2005). Ved at også bruk av HFK-mediene nå reguleres og reduseres, er det igjen de naturlige kuldemediene som kommer tilbake i større og større grad, og deriblant CO<sub>2</sub>. [2] [3]

---

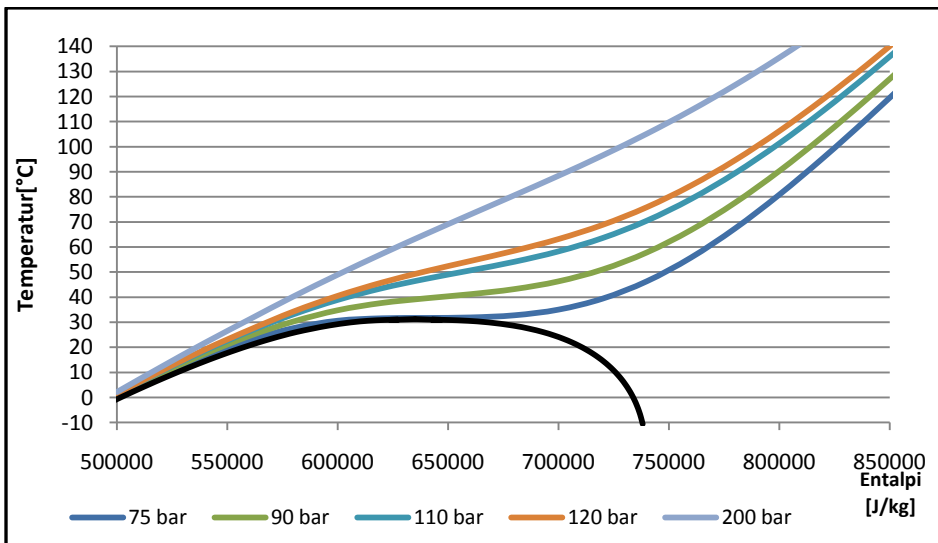
<sup>1</sup> KFK – Klorfluorkarboner. Stoffer med basis i etan eller metan, der alle hydrogenatomene er erstattet med fluor- og kloratomer.

<sup>2</sup> HFK – Hydrofluorkarboner. Stoffer med basis i etan eller metan, der noen av hydrogenatomene er erstattet med fluoratomer.

### 2.1.2 Grunnleggende termodynamiske egenskaper

CO<sub>2</sub> skiller seg på flere områder fra andre kuldemedier ved bruk i kommersielle kuldeanlegg. I mitt fordypningsprosjekt [4] ble de termodynamiske egenskapene ved CO<sub>2</sub> som har innvirkning ved bruk som kuldemedium presentert. For grundigere presentasjon av dette henvises det derfor [4]. Det vil i det følgende bli gitt et kort sammendrag av de viktigste punktene.

CO<sub>2</sub> har kritisk temperatur og trykk på henholdsvis 31,1 °C og 73,8 bar. Den kritiske temperaturen for CO<sub>2</sub> er langt lavere enn for konvensjonelle kuldemedier og medfører at varmeavgivelse ved kondensasjon ikke kan gjøres ved temperaturer høyere enn 31,1 °C. Ved varmeavgivelse ved høyere temperaturer må det benyttes en transkritisk prosess, der varmeavgivelsen skjer ved avkjøling av gass ved glidende temperatur, og ikke kondensasjon ved konstant temperatur. I overkritisk område er trykk uavhengig av temperatur. Isobarer for CO<sub>2</sub> viser at økt gasskjøler-/kondensatortrykk vil gi økt kuldeytelse for en gitt temperatur, men da også økt kompressorarbeid. Figur 2.1 under viser et utvalg isobarer i temperatur-entalpi diagram.



Figur 2.1 Isobarer for ulike trykk [5]

Som Figur 2.1 viser vil en kunne oppnå samme CO<sub>2</sub>-temperatur ved utløpet av gasskjøler/kondensator ved ulike trykk. Dette medfører at det for ulike

omgivelsestemperaturer kan gjøres beregninger for å finne det trykket som gir høyest COP, altså størst mulig kuldeytelse i forhold til kompressorarbeid.

CO<sub>2</sub> er et høytrykksmedium, og sammenlignet med andre kuldemedier er metningstrykket ved ulike temperaturer vesentlig høyere. Det høye trykket i fordampere medfører høy tetthet og høy volumetrisk kuldeytelse (kuldeytelse per sirkulert volum) for kuldeanlegg med CO<sub>2</sub> som kuldemedium.

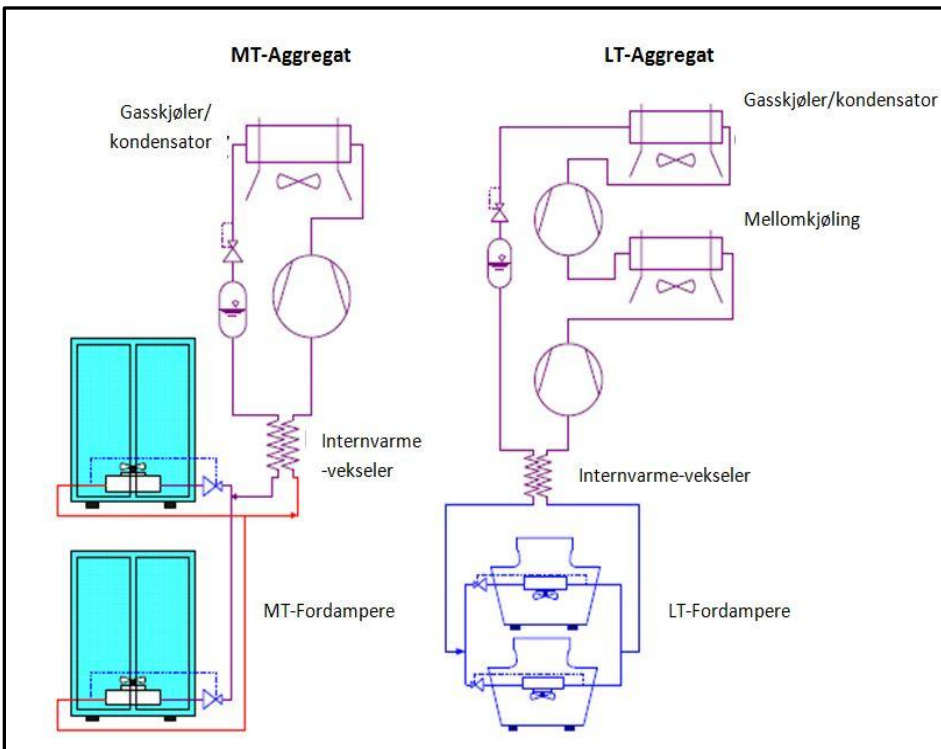
Selv om CO<sub>2</sub> som nevnt er et høytrykksmedium, vil trykkforhold over kompressoren være lavt sammenlignet med andre kuldemedium. Ved en fordampningstemperatur på -10 °C og en kondenseringstemperatur på 25 °C vil trykkforholdet over kompressoren i et kuldeanlegg med CO<sub>2</sub> som kuldemedium ha et trykkforhold som ligger 15-42 % lavere enn for andre konvensjonelle kuldemedier, noe som resulterer i lavere energibehov til kompressoren.[4]

## 2.2 Systemløsninger

Det finnes ulike alternativer når det gjelder systemløsninger for kuldeanlegg i supermarkeder med CO<sub>2</sub> som eneste kuldemedium. I dette avsnittet presenteres et utvalg ulike systemløsninger for kuldeleveranse ved to temperaturnivå. Det gjøres en vurdering av de ulike systemene med hensyn på relevans for bruk i forskjellige klima. Deretter presenteres ulike utbedringer/endringer som kan gjøres for å øke systemløsningenes energieffektivitet og deres effekt ved bruk ved ulike omgivelsestemperaturer.

### 2.2.1 Separate aggregater

En løsning er å benytte to separate aggregater. Det ene leverer kulde ved lavtemperatur til fryserer og fryserom, og det andre aggregatet leverer kulde ved mellomtemperatur for kjøling av kjølerom og kjøleskap/-reoler. En slik løsning er vist i Figur 2.2 under.



Figur 2.2 Systemløsning med separate aggregater for kjøll og frys [6]

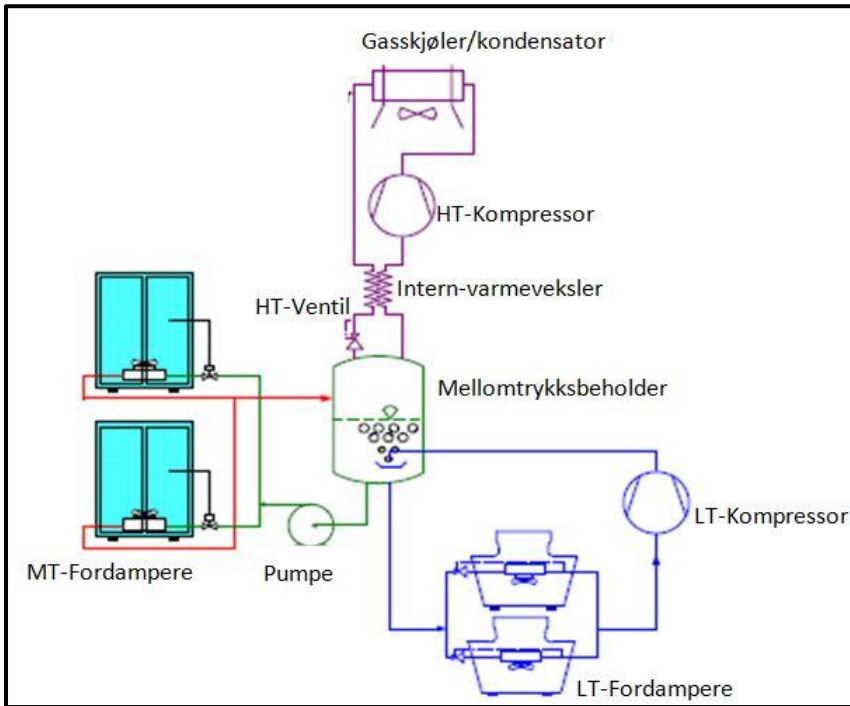
I denne løsningen, kan det som vist i Figur 2.2, benyttes to enkle aggregater. Ser også i Figur 2.2 at internvarmeveksler er inkludert i begge aggregater og at totrinns kompresjon med mellomkjøling er inkludert i LT-aggregatet (dette presenteres i avsnitt 2.3). En fordel med å benytte denne løsningen er at ved feil i et av aggregatene, vil ikke hele kuldeleveransen stanse, da de to aggregatene er helt uavhengige av hverandre. En annen fordel er at det kan være enklere å oppnå optimal drift av de to aggregatene hver for seg ved ulike omgivelsestemperaturer, da systemene er langt mindre komplekse enn totrinnsløsninger (presenteres i de neste avsnittene).

En utfordring ved bruk av denne løsningen er at det som vist i Figur 2.2, benyttes to gasskjølere/kondensatorer. Dette medfører at temperaturløftet over kompressoren i aggregatet for kjøling ved lavtemperatur vil være stort ved høyere omgivelsestemperaturer. Dette vil medføre høy trykkgasstemperatur og dårlige driftsforhold for kompressoren som resulterer i lav energieffektivitet.

I kaldt klima kan denne systemløsningen være et godt alternativ, da omgivelsestemperaturene vil være moderate og trykkforholdet over kompressoren i LT-aggregatet vil ikke bli for stort. I varmere klima vil høye omgivelsestemperaturer medføre stort trykkforhold over kompressoren i begge aggregatene store deler av året, spesielt i LT-aggregatet, og dette vil medføre lav energieffektivitet.

### 2.2.2 Totrinns løsning med åpen mellomtrykksbeholder

Denne systemløsningen er bygget opp rundt en åpen mellomtrykksbeholder som vist i Figur 2.3 under.



Figur 2.3 Totrinns systemløsning med åpen mellomtrykksbeholder [6]

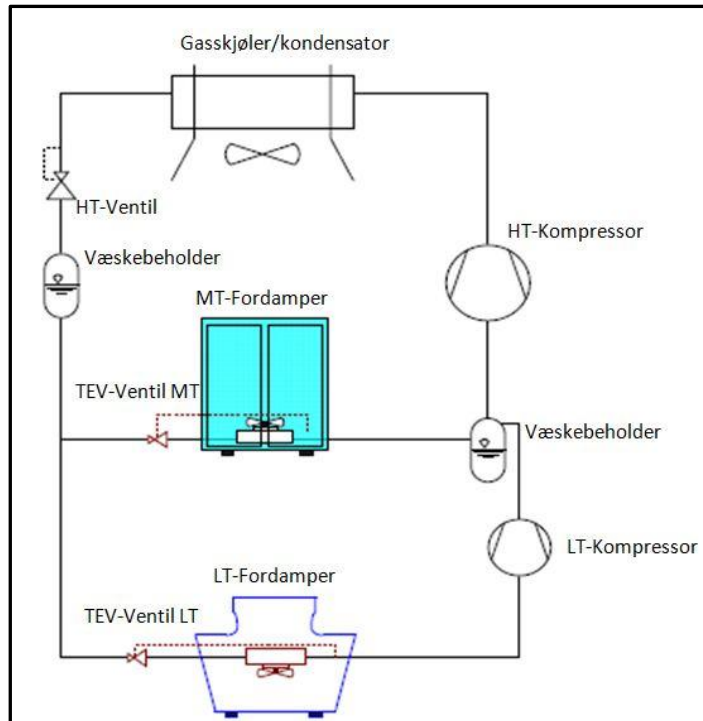
I mellomtrykksbeholderen pumpes mettet væske ut og fordampes i MT-fordamperen, og fordampert  $\text{CO}_2$  føres tilbake til beholderen. Til lavtrykkskretsen tas mettet væske ut fra mellomtrykksbeholderen og strupes ned til fordampningstrykk i LT-fordamperen. Trykk-gass fra LT-kompressoren sendes så tilbake til mellomtrykksbeholderen. For varmeavgivelse til omgivelsesluft komprimeres mettet gass mellomtrykksbeholderen i HT-kompressoren til gasskjøler-/kondensatortrykk. Fra gasskjøleren/kondensatoren strupes  $\text{CO}_2$  ned til mellomtrykk og føres tilbake til mellomtrykksbeholderen. Et eksempel på denne løsningen er presenter i Figur 2.3 over. I systemet i figuren er det også implementert en internvarmeveksler i HT-kretsen.

Bruk av en totrinns løsning vil være gunstig i varmere klima, da trykkforholdet over LT-kompressoren blir lavt, sammenlignet med situasjonen dersom LT-kretsen skulle avgitt varme ved omgivelsestemperatur. Ved høye omgivelsestemperaturer vil en stor massestrøm være nødvendig i HT-kretsen, da høy utløpstemperatur medfører høy entalpi for CO<sub>2</sub> ved utløpet fra gasskjøler/kondensator, og tilgjengelig fordampningsentalpi for HT-kretsen blir redusert. Ved kaldt klima vil trykkforholdet over HT-kompressoren være forholdsvis lavt store deler av året, samtidig som lav temperatur ved utløpet av gasskjøler/kondensator medfører stor tilgjengelig fordampningsentalpi for HT-kretsen. Dette resulterer i god energieffektivitet i kaldt klima.

### **2.2.3 "Booster"-løsning**

Denne systemløsningen er også en totrinns løsning med totrinns ekspansjon. Fra gasskjøler-/kondensatortrykk strupes CO<sub>2</sub> først inn i en mellomtrykksbeholder. Ved underkritisk drift, reguleres gasskjøler-/kondensatortrykket for å holde konstant væsknivå i væskebeholderen, da dette sikrer mettet væske ved utløpet fra gasskjøler/kondensator. I transkritisk drift reguleres gasskjøler-/kondensatortrykket etter en beregnet optimalkurve med hensyn på omgivelsestemperatur. Fra væskebeholderen deles strømmen og strupes ned til fordampningstrykk i de fordamperne gjennom to separate ekspansjonsventiler. Fra LT-fordamperen komprimeres CO<sub>2</sub> i LT-kompressoren og blandes med mettet gass fra MT-fordamperen. Den totale massestrømmen komprimeres så i HT-kompressoren til gasskjøler-/kondensatortrykk. Eksempel på systemløsningen er vist i Figur 2.4 under.





Figur 2.4 Booster systemløsning [6]

I systemløsningen vist i Figur 2.4 benyttes en væskebeholder mellom LT- og HT-kompressoren. Dette gjøres for å sikre tør gass på sugesiden av HT-kompressoren. Systemløsningen kan også benyttes uten denne væskebeholderen, men da må utløpet av MT-fordamperen reguleres slik at fuktig gass etter blandingen av overhettete gass fra LT-kompressoren og fordampete CO<sub>2</sub> fra MT-fordamperen unngås. Denne løsningen kan medføre at nødvendig overheting av CO<sub>2</sub> ved utløpet av MT-fordamperen øker, og at gjennomsnittlig varmeovergangskoeffisient CO<sub>2</sub> i MT-fordamperen dermed senkes.

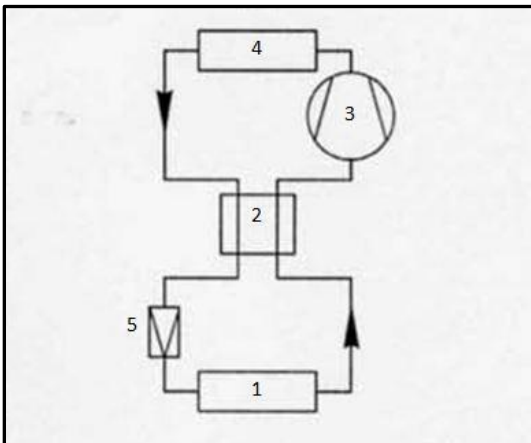
Denne systemløsningen vil egne seg godt i et varmt klima, da trykkforholdet over LT-kompressoren er uavhengig av omgivelsestemperatur. For å redusere trykkgasstemperatur ved høye omgivelsestemperaturer kan det som vist over benyttes en væskebeholder mellom LT- og HT-kompressoren for å redusere CO<sub>2</sub>-temperaturen på sugesiden av HT-kompressoren. Løsningen vil også være godt egnet i kaldere klima.

## 2.3 Energieffektiviserende tiltak, kuldeanlegg

Ulike endringer/utbedringer kan gjøres på systemløsningene vist i de foregående avsnitt for å øke energieffektiviteten for kuldeanleggene. Det vil her bli gitt en forklaring av de ulike endringene som kan gjøres, og det foretas en vurdering av deres effekt på energieffektiviteten for de ulike systemløsningene ved ulike klima.

### 2.3.1 Internvarmevekslere

Med intern varmeveksling menes varmeveksling mellom massestrømmer innad i kuldeanlegget. Fordampert  $\text{CO}_2$  ved fordampetrykk varmeveksles mot kondensert/avkjølt gass fra gasskjøler/kondensator. Bruk av internvarmeveksling medfører lavere temperatur på  $\text{CO}_2$  før ekspansjon til fordampetrykk, og vil derfor også medføre en økning i tilgjengelig fordampningsentalpi i fordamperen. Dette bidrar til økning i COP og kjølekapasitet. Men samtidig varmes  $\text{CO}_2$  i gassfase opp før kompresjon, noe som vil bidra til økt kompresjonsarbeid, og dermed reduksjon i COP. Ved for stor overheting av  $\text{CO}_2$  før kompresjon vil dette også medføre høy trykkgasstemperatur. Figur 2.5 under viser et enkelt eksempel på et system med internvarmeveksling.



Figur 2.5 Prinsippkisse, Systemløsning med internvarmeveksler [7]

Forklaring: 1: Fordamper, 2: Internvarmeveksler, 3:Kompressor, 4: Gasskjøler/kondensator, 5: Ekspansjonsventil.

For kuldeanlegg i transkritisk drift (omgivelsestemperatur fra ca 28°C og høyere)<sup>1</sup> vil graden av varmeveksling, altså effektiviteten for internvarmeveksleren, være viktig. Ved omgivelsestemperaturer like over overgangen mellom underkritisk- og transkritisk drift (ned mot 28°C), vil stor effektivitet i internvarmeveksler være gunstig. Ved høyere omgivelsestemperaturer vil problematikk med høy trykkgasstemperatur gjøre seg gjeldene ved stor varmeoverføring i internvarmeveksler. Ved høye omgivelsestemperaturer vil også trykkforholdet over kompressoren være stort, og trykkgasstemperaturen i utgangspunktet høy. Ved da å tilføre ytterligere varme til CO<sub>2</sub> på sugesiden av kompressoren, vil problemer med høy trykkgasstemperatur forsterkes. Dette kan løses ved også å benytte totrinns kompresjon med mellomkjøling (se neste avsnitt). [8]

Ved underkritisk drift vil ikke bruk av internvarmeveksler øke systemets COP, men redusere den. Det anbefales derfor ikke å benytte internvarmevekslere i LT-krets for totrinns systemløsninger, da disse til en hver tid opererer med varmeavgivelse ved underkritisk trykk. [9]

Tabell 2.1 viser en oppsummering av når bruk av internvarmeveksler gir god effekt og hvor stor positiv effekt som kan forventes. Alle tall presentert i Tabell 2.1 er i forhold til en standard løsning uten endringer.

---

<sup>1</sup> Da det antas en temperaturdifferanse mellom omgivelsestemperatur og CO<sub>2</sub> – temperatur i gasskjøler/kondensator.

Systemløsning	Utføring og effekt	
	Kaldt klima	Varmt klima
Separate aggregater	Anbefales ikke da omgivelses-temperatur sjelden tilsier transkritisk drift.	Gir økning COP i MT-aggregat ved transkritisk drift på ca 1,2 %. *  Ved bruk i LT-aggregat må totrinnskompresjon og mellomkjøling også brukes for å unngå for høye trykkgasstemperaturer.
Totrinns, åpen mellomtrykksbeholder	Burde ikke benyttes da omgivelsestemperatur sjelden tilsier transkritisk drift i HT-krets.  Bruk i LT-krets medfører redusert COP.	Kan benyttes for HT-krets med god effekt. Fra 3-9 % økning, avhengig av omgivelsestemperatur.**  Burde ikke brukes i LT-krets.
Booster-løsning	Burde ikke benyttes da omgivelsestemperatur sjelden tilsier transkritisk drift.  Bruk i LT-krets medfører redusert COP.	Kan benyttes for HT-krets med god effekt.  Burde ikke brukes i LT-krets.

Tabell 2.1 Oversikt, Bruk av internvarmevekslere [8], [9]

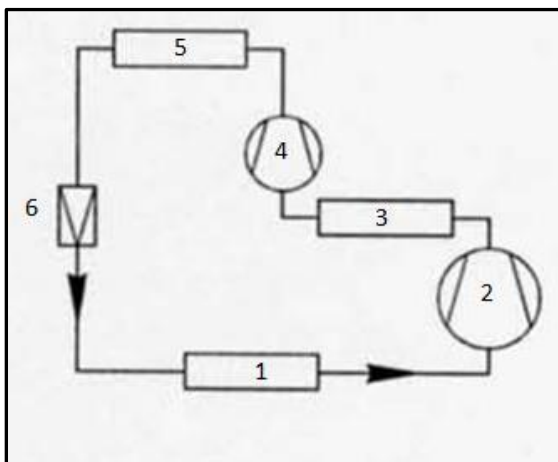
\*Ved fordampningstemperatur på  $-10^{\circ}\text{C}$  og  $31^{\circ}\text{C}$  utløpstemperatur fra gasskjøler. [7]

\*\*3 % økning i COP for HT-krets ved omgivelsestemperatur på  $30^{\circ}\text{C}$ . 9 % økning i COP ved omgivelsestemperatur på  $40^{\circ}\text{C}$ . [10]

### 2.3.2 Totrinns kompresjon

Flere ulike løsninger for totrinns kompresjon i kuldeanlegg der  $\text{CO}_2$  benyttes som kuldemedium kan benyttes. Den enkleste løsningen for totrinns kompresjon er å benytte to kompressorer, med mellomkjøling av et sekundærmedium etter første kompressor. Denne løsningen utnytter ikke fullt ut potensialet ved et totrinns system, men er enkel og driftssikker. Løsningen

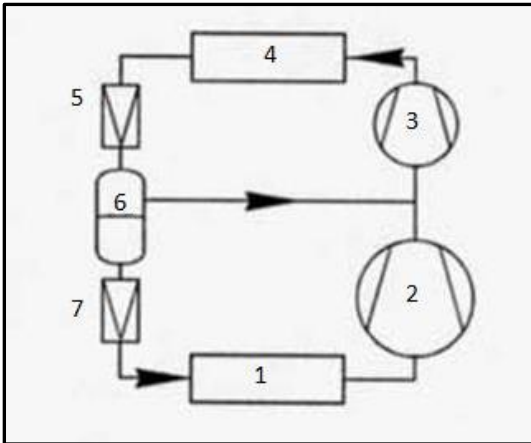
bidrar til å redusere trykkgasstemperatur ved høye trykkforhold og reduserer nødvendig kompressorarbeid i den øvre delen av kompresjonen. Den positive effekten av denne løsningen reduseres med lavere trykkforhold. Figur 2.6 under viser et eksempel på et enkelt system der totrinns kompresjon og mellomkjøling benyttes. [7]



Figur 2.6 Prinsippkisse, Løsning med totrinns kompresjon og mellomkjøling [7]

Forklaring: 1: Fordamper, 2: LT-kompressor, 3: Mellomkjølingsvarmeveksler, 4: HT-kompressor, 5: Gasskjøler/kondensator, 6: Ekspansjonsventil.

En annen løsning som kan benyttes er totrinnskompresjon sammen med totrinns ekspansjon. Med denne løsningen stupes kondensert/avkjølt gass fra gasskjøler/kondensator ned i en væskebeholder. Fra væskebeholderen tas mettet væske ut og strupes ned til fordampertrykk, og mettet gass trekkes av og blandes med massestrømmen fra første kompressortrinn. Den totale massestrømmen komprimeres til gasskjøler-/kondensatortrykk i andre kompressortrinn. Figur 2.7 under viser et enkelt system der totrinns kompresjon og ekspansjon benyttes.



Figur 2.7 Prinsippskisse, Systemløsning med totrinns kompresjon og ekspansjon [7]

Forklaring: 1: Fordamper, 2: LT-kompressor, 3: HT-kompressor, 4: Gasskjøler/kondensator, 5: Ekspansjonsventil, 6: Væskebeholder, 7: Ekspansjonsventil.

Det kan i tillegg benyttes ytterligere mellomkjøling mot et sekundærmedium som i løsningen nevnt over. Denne løsningen reduserer trykkgasstemperatur og kompressorarbeid i øvre del av kompresjonen, samtidig som tilgjengelig fordampningsentalpi økes ved bruk av totrinns ekspansjon og væskebeholder. [7]

Tabell 2.2 viser en oppsummering av når bruk av internvarmeveksler gir god effekt og hvor stor positiv effekt som kan forventes. Alle tall presentert i Tabell 2.2 er i forhold til en standard løsning uten endringer.

Systemløsning	Utføring og effekt	
	Kaldt klima	Varmt klima
Separate aggregater	<p>Kan benyttes i begge aggregater.</p> <p>Positiv effekt blir lav i MT-aggregat grunnet lavt trykkforhold.</p> <p>Gir god effekt i LT-aggregat.</p> <p>Varme fra mellomkjøling kan benyttes til oppvarmingsbehov.</p>	<p>Gir god effekt ved bruk i begge aggregater. Viktigst i LT-aggregat da trykkforholdet her er størst.</p> <p>Økning i COP på ca 6-21 % for MT-aggregat.*</p> <p>Noe større økning i COP for LT-aggregat.</p> <p>Varme fra mellomkjøling kan benyttes til oppvarmingsbehov.</p>
Totrinns, åpen mellomtrykksbeholder	<p>Kan benyttes for HT-kompresjon, men lav effekt grunnet lavt trykkforhold store deler av året.</p> <p>Gir lite effekt ved bruk i LT-krets.</p> <p>Varme fra mellomkjøling kan benyttes til oppvarmingsbehov.</p>	<p>Kan benyttes for HT-kompresjon.</p> <p>Økning i COP på ca 6-21 % for HT-krets.**</p> <p>Gir lite effekt ved bruk i LT-krets.</p> <p>Varme fra mellomkjøling kan benyttes til oppvarmingsbehov.</p>
Booster-løsning	<p>Kan benyttes for HT-kompresjon, men lav effekt grunnet lavt trykkforhold store deler av året.</p> <p>Gir lite effekt ved bruk i LT-krets.</p> <p>Varme fra mellomkjøling kan benyttes til oppvarmingsbehov.</p>	<p>Kan benyttes for HT-kompresjon.</p> <p>Varme fra mellomkjøling kan benyttes til oppvarmingsbehov.</p> <p>Gir positiv effekt ved bruk i LT-krets.</p> <p>Varme fra mellomkjøling kan benyttes til oppvarmingsbehov.</p>

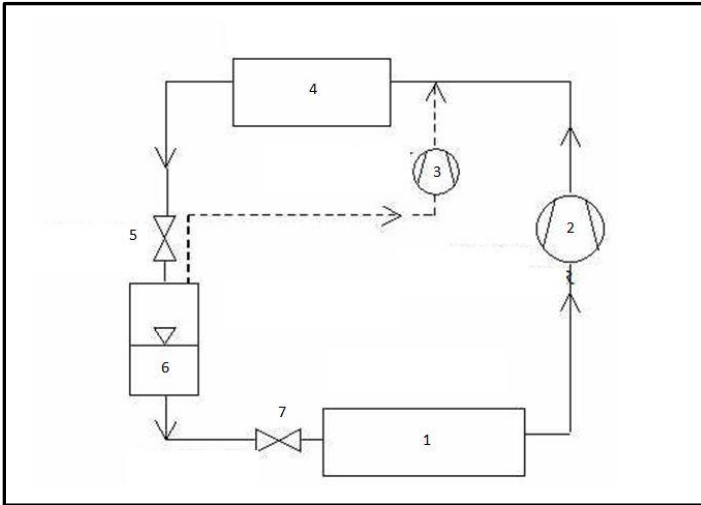
Tabell 2.2 Oversikt, Bruk av tottrinns kompresjon [7]

*\*Bruk av totrinns kompresjon med mellomkjøling gir 6 % økning i COP for MT-aggregat, CO<sub>2</sub>-temperatur på 31°C ( $P_{gk/kond}=80$  bar,  $P_{int}=64$  bar,  $P_{e,MT}=26,5$  bar)  
Ved bruk totrinns kompresjon og totrinns ekspansjon gir 21 % økning i COP for MT-aggregat, CO<sub>2</sub>-temperatur på 31°C ( $P_{gk/kond}=76$  bar,  $P_{int}=46$  bar,  $P_{e,MT}=26,5$  bar) [7]  
\*\*Bruk av totrinns kompresjon med mellomkjøling gir 6 % økning i COP for HT-krets, CO<sub>2</sub>-temperatur på 31°C ( $P_{gk/kond}=80$  bar,  $P_{int}=64$  bar,  $P_{e,MT}=26,5$  bar)  
Ved bruk totrinns kompresjon og totrinns ekspansjon gir 21 % økning i COP for HT-krets CO<sub>2</sub>-temperatur på 31°C ( $P_{gk/kond}=76$  bar,  $P_{int}=46$  bar,  $P_{e,MT}=26,5$  bar) [7]*

### **2.3.3 Totrinns Ekspansjon**

Totrinns ekspansjon kan benyttes for å redusere strupningstapet i en kjøleprosess, samt øke tilgjengelig fordampningsentalpi i fordamper. Nedkjølt/kondensert gass fra gasskjøler/kondensator strupes inn i en væskebeholder og fra væskebeholderen trekkes mettet væske ut og strupes til fordampetrykk, på samme måte som forklart i løsningen over. Mettet gass (flashgass) fra væskebeholderen komprimeres i en separat kompressor til gasskjøler-/kondensatortrykk. Trykket i væskebeholderen reguleres av kompressoren for flashgass. Det er vist at høyere trykk i væskebeholderen resulterer i høyere COP for systemet, men at kjølekapasiteten for systemet reduseres, da entalpi for mettet væske øker ved økende trykk og reduserer tilgjengelig fordampningsentalpi. Massestrømmene fra hovedkompressor og den parallelle kompressoren for flashgass blandes etter kompresjon og kjøles/kondenseres i gasskjøler/kondensator. Ved høyere omgivelsestemperaturer, og dermed lavere nedkjøling av vil gasskvaliteten etter ekspansjon til væskebeholderen være forholdsvis høy og andelen flashgass som trekkes vil være stor. Ved lave omgivelsestemperaturer (underkritisk drift), vil andelen flashgass være svært liten, og kun en liten massestrøm trekkes av fra væskebeholderen. Et enkelt system der totrinns ekspansjon og parallell kompresjon av flashgass er vist i Figur 2.8 under. [11]





Figur 2.8 Prinsippskisse, Totrinns ekspansjon med parallell kompresjon av flashgass [7]

Forklaring: 1: Fordamper, 2: Hovedkompressor, 3: Flashgasskompressor, 4: Gasskjøler/kondensator, 5: Ekspansjonsventil, 6: Væskebeholder, 7: Ekspansjonsventil.

For totrinns systemløsninger med kuldeleveranse på ved to temperaturnivå (lav og mellom temperatur) kan løsningen presentert i Figur 2.8 benyttes i HT-kretsen i systemet. En enklere løsning som også kan benyttes, vil være å stupe flashgassen ned til fordampertrykk i MT-fordamper, og komprimere denne massestrømmen sammen med massestrømmer fra LT-krets og MT-fordamper for kompresjon til gasskjøler-/kondensatortrykk. Dette gir en økning i kjølekapasitet, men øker også kompressorarbeidet. Løsningen kalles gjerne flashgass-bypass (FGB), da flashgassen tas ut og sendes "rundt" MT-fordamperen.

Tabell 2.3 viser en oppsummering av når bruk av internvarmeveksler gir god effekt og hvor stor positiv effekt som kan forventes. Alle tall presentert i Tabell 2.3 er i forhold til en standard løsning uten endringer.

Systemløsning	Utføring og effekt	
	Kaldt klima	Varmt klima
Separate aggregater	<p>Parallell kompresjon av flashgass kan benyttes i både MT- og LT-aggregat.</p> <p>Gir en økning i COP på 2,9 % for MT-aggregat og 4,5 % for LT-aggregat.</p> <p>Kjølekapasiteten reduseres ikke av betydning.</p>	<p>Parallell kompresjon av flashgass kan benyttes i både MT- og LT-aggregat.</p> <p>Gir en økning i COP på 13 % for MT-aggregat og 32 % for LT-aggregat.</p> <p>Kjølekapasiteten reduseres med 8 % i MT-aggregat og 39 % i LT-aggregat.</p>
Totrinns, åpen mellomtryksbeholder	<p>Parallell kompresjon av flashgass kan benyttes i HT-krets.</p> <p>Gir en økning i COP på 2,7 %, men også en reduksjon i kuldeytelse på totalt 42 %.</p>	<p>Parallell kompresjon av flashgass kan benyttes i HT-krets.</p> <p>Gir en økning i COP på 16,1 %, men også en reduksjon i kuldeytelse på totalt 42 %.</p>
Booster-løsning	<p>Parallell kompresjon av flashgass kan benyttes i HT-krets.</p> <p>Gir en økning i COP på 3,6 %.</p> <p>Kjølekapasiteten reduseres ikke av betydning.</p>	<p>Parallell kompresjon av flashgass kan benyttes i HT-krets.</p> <p>Gir en økning i COP på 20,8 %, men også en reduksjon i kuldeytelse på totalt 5 %.</p>

Tabell 2.3 Oversikt, Bruk av totrinns ekspansjon

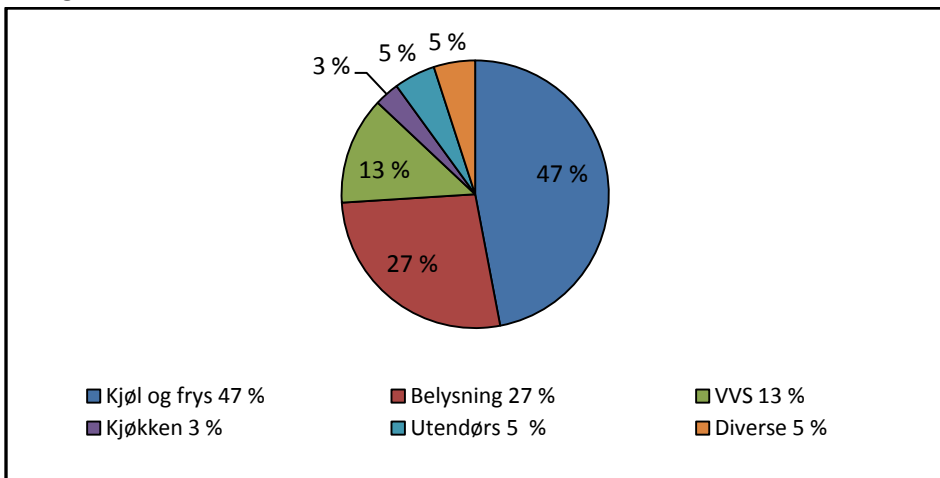
Se vedlegg V.1 for beregninger av verdier presentert i Tabell 2.3.

## 2.4 Varmegjenvinning, energipotensial

Kuldeanlegg i supermarkeder avgir store mengder varme fra gasskjøleren /kondensatoren. Samtidig brukes det energi i supermarkedets VVS-system for å tilfredsstille krav til temperatur og luftfuktighet i salgsarealene. Ved å kunne utnytte deler den avgitte varmen fra kuldeanlegget gjennom varmegjenvinning til supermarkedets VVS-system kan supermarkedets totale energibehov reduseres.

Tall fra USA viser at gjennomsnittlig energibehov til supermarkeder ligger på omtrent  $565 \frac{kWh}{m^2 \cdot \text{år}}$ . Tilsvarende tall fra Sverige, der 265 supermarkeder er undersøkt, viser et gjennomsnittlig energibehov på  $421 \frac{kWh}{m^2 \cdot \text{år}}$ . De energibehov som står for de største andelene av dette totale energibehovet er andelene til kuldeanlegg, belysning og supermarkedets VVS-system. [12]

Figur 2.9 under viser en typisk fordeling av energibehovet i et supermarked i Sverige.



Figur 2.9 Typisk energibruk for et supermarked i Sverige [12]

Som vist i Figur 2.9 utgjør energibehovet til kjøøl og frys 47 %, mens andelen for VVS-systemet utgjør 13 % av det totale energibehovet. VVS-systemet omfatter ventilasjonssystem, system for oppvarming, samt system for tilberedning av varmt tappevann.

Tall fra USA viser at fordelingen av energibehov innad i VVS-systemet kan deles opp på følgende måte: 43 % til oppvarming, 13 % til ventilasjon, 37 % til luftkjøling og 7 % til oppvarming av varmt tappevann.[12]

Ett overslag for andelen av det totale energibehovet for et supermarked som går til oppvarmingsbehov kan de beregnes til ca 5,6 % om en ikke inkluderer behovet til oppvarming av tappevann. Dette tilsvarer da ca  $26,6 \frac{kWh}{m^2 \cdot \text{år}}$  for et supermarked i Sverige. Dette tallet vil kun representere et gjennomsnittelig energibehov, da det er klart at varmebehovet i supermarked varierer betraktelig med omgivelsestemperatur. Dette medfører at potensialet for varmegjenvinning vil variere, avhengig av klima.

#### 2.4.2 Systemløsninger for oppvarming i supermarkeder

Ulike systemer benyttes for å tilfredsstille supermarkedets behov for oppvarming, der de vanligste er gulvvarme, varme til vannbårent radiatorsystem og oppvarming av tilluft i ventilasjonssystem. Eget system benyttes også for tilberedning av varmt tappevann. Ulike temperaturkrav stilles for de ulike oppvarmingsbehovene, disse er listet i Tabell 2.4 under. [13]

System	Temperaturkrav
Oppvarming av tilluft, ventilasjon	33 °C
Gulvvarme	Ca 28 °C
Vannbårent radiatorsystem	40-70 °C
Varmt tappevann	54 °C

Tabell 2.4 Temperaturkrav for ulike oppvarmingssystemer [13]

Da oppvarmingsbehovene i størst grad oppstår ved lave omgivelsestemperaturer medfører dette at gasskjøler-/kondensatortrykket må økes for å tilfredsstille temperaturkravene for oppvarming, i forhold til å avgi varmen til omgivelsene. Dette medfører økt energibehov til kompressorer i kuldeanlegget, og det må da gjøres en avveining på hvor høyt trykk som vil være energimessig og økonomisk lønnsomt, med tanke på økt energibehov til kompressorer i forhold til levert varme fra gasskjøler/kondensator. Om oppvarmingsbehovet er større enn hva som vil være lønnsomt å levere ved varmegjenvinning fra kuldeanlegget, må det benyttes en annen energikilde for

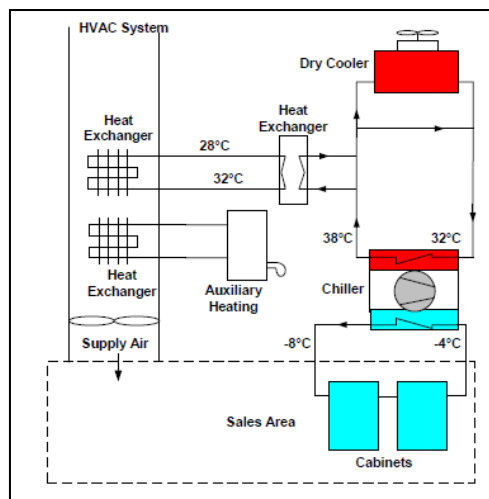
ettervarming, for å oppnå ønsket temperatur på vannet eller luften, avhengig av oppvarmingssystem.

### 2.4.3 Systemløsninger for varmegjenvinning fra kuldeanlegg

Den mest brukte systemløsningen for gjenvinning av varme fra kuldeanlegg i supermarkeder er oppvarming av tilluft i ventilasjonssystem. I noen tilfeller benyttes sekundærkrets for varmeavgivelse fra gasskjøler/kondensator. Der sekundærmediet varmes opp i gasskjøler/kondensator og varme avgis mot uteluft.

For å avgi varme til tilluft i ventilasjon benyttes det i tillegg til varmeveksleren for varmeavgivelse til omgivelsene, en varmeveksler som avgir varme til ventilasjonsluft. En vanlig løsning er å benytte en ekstra varmeveksler og et sekundærmedium (for eksempel vann) for å overføre varme til ventilasjonsluften.

Et eksempel på en slik løsning er vist i Figur 2.10 under.



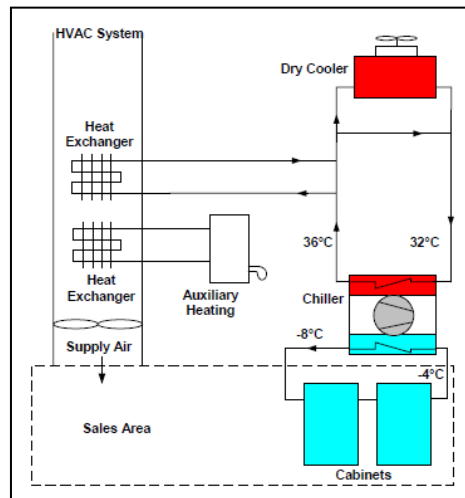
Figur 2.10 Systemskjema for kuldeanlegg med varmegjenvinning, indirekte [12]

Som Figur 2.10 viser, oppvarmes først ventilasjonsluften i varmeveksleren for varmegjenvinning, deretter ettervarmes luften til ønsket temperatur dersom varmen fra kuldeanlegget ikke er tilstrekkelig.

Praktisk erfaring med fra denne systemløsningen viser at 40-70 % av det totale varmebehovet kan gjenvinnes fra kuldeanlegget. Det oppgis ulike årsaker til dette, der den viktigste er at kuldeanlegget ikke er i kontinuerlig drift. En annen årsak kan være VVS-systemet og kuldeanlegget er levert og driftet av

ulike aktører, og er derfor skilt med en varmeveksler som senker effektiviteten.[12]

For å øke effektiviteten for varmegjenvinningen er et alternativ å benytte en varmeveksler som overfører varme direkte fra sekundærkretsen fra gasskjøler/kondensator til ventilasjonsluften. Et eksempel på dette er vist i Figur 2.11 under.



Figur 2.11 Systemskjema for kuldeanlegg med varmegjenvinning, direkte [12]

Ved å benytte denne direkte løsningen vil en redusere nødvendig trykk i gasskjøler/ kondensator, ved å unngå den ekstra temperaturdifferansen i varmeveksleren mellom kuldeanlegget og ventilasjonsluften. Samme løsning for tilleggsvarme fra en annen varmekilde benyttes her, som i Figur 2.11.

Et tredje alternativ vil være å benytte direkte varmeavgivelse kuldeanleggets. Dette vil medføre at en gasskjøler/kondensator avgir varme til omgivelsene, mens en egen gasskjøler/kondensator benyttes for varmeavgivelse til ventilasjonsluft for varmegjenvinning. Også for denne løsningen har en de to samme alternativene som vist over, med indirekte eller direkte varmeavgivelse til ventilasjonsluften. Denne løsningen vil medføre ytterligere reduksjon i nødvendig gasskjøler-/kondensatortrykk for å tilfredsstille temperaturkravet for tilluft i ventilasjonsanlegget, i forhold til løsningene presentert i Figur 2.11.

#### **2.4.4 Separat varmegjenvinner i ventilasjonssystem**

Et stort flertall av ventilasjonssystemer har inkludert en form for varmegjenvinning fra den oppvarmede avkastluften fra butikkarealene til tilluften fra omgivelsene. Blant de vanligste varmevekslerne for denne varmegjenvinningen er roterende varmevekslere og veskekoblede varmevekslere. En roterende varmegjenvinner består av et roterende hjul som plasseres slik at den ene halvdel av hjulet er i ventilasjonskanalen for avkastluft, og den andre halvdel i kanalen for tilluft. Hjulet plasseres vinkelrett på strømningsretningen i kanalene, og luften passerer gjennom små kanaler igjennom hjulets dybde. Dette medfører at når en del av hjulet er i kanalen for avtrekksluft, varmes materialet på innsiden av de små kanalene opp. Ved at hjulet roterer vil da deler av denne varmen avgis til den kalde tilluften fra omgivelsene når den oppvarmede delen passerer gjennom kanalen for tilluft. Hjulet drives rundt av en motor, og graden av varmegjenvinning kan reguleres ved å regulere omdreiningshastigheten til hjulet. En slik roterende varmegjenvinner kan ha en temperaturvirkningsgrad mellom 70 % og 90 %. Det vil si at 70-90 % av temperaturdifferansen mellom omgivelsesluften og avkastluften vil overføres til tilluften.

En væskekoblet varmegjenvinner består av to varmevekslere som er knyttet til hverandre av en væsekrets (f. eks vann, lake). Den ene varmeveksleren er plassert i kanalen for avkastluft, og den andre i kanalen for tilluft. Væsken drives rundt av en pumpe, og overfører varme fra avkastluften til tilluften. Graden av varmegjenvinning reguleres ved å regulere turtallet på pumpen. En slik væskekoblet varmegjenvinner kan ha en temperaturvirkningsgrad på 50-60 %. En slik varmegjenvinner benyttes gjerne når avkast- og tilluftkanalen ikke er i umiddelbar nærhet til hverandre. [14]

Bruken av slike varmevekslere medfører at en stor del av den nødvendige varmeeffekten for å oppnå ønsket tillufttemperatur vil leveres fra varmegjenvinning.

For å undersøke potensialet for bruk av varmegjenvinning fra gasskjøler/kondensator i kommersielle kuldeanlegg, må det da tas med i beregningen at en varmegjenvinner som nevnt over også benyttes. Andelen varmeeffekt som er nødvendig å tilføre fra gasskjøler/kondensator eller en annen varmekilde kan beregnes som følger.

Det tas først utgangspunkt i ligningen for den totale nødvendige varmeeffekten for å oppnå ønsket tillufttemperatur,  $\dot{Q}_{tot}$ .

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_{rot, gjenvinner} + \dot{Q}_{gasskjøler/kondensator} \quad (1)$$

Ved å skrive temperaturøkningen over varmegjenvinneren som

$$\Delta T_1 = T_1 - T_{amb} \quad (2)$$

og total temperaturøkning som

$$\Delta T_{tot} = T_{tilluft} - T_{amb} \quad (3)$$

Der  $T_{amb}$  er omgivelsestemperatur,  $T_1$  er temperatur mellom varmegjenvinner og gasskjøler/kondensator og  $T_{tilluft}$  er temperatur etter gasskjøler/kondensator.  $T_{tilluft}$  settes til ønsket tillufttemperatur for ventilasjonsanlegget.

Ved å bruke ligning (2) og (3) kan ligning (1) skrives om, og etter litt omrokering får man

$$\dot{Q}_{gasskjøler/kondensator} = \rho \dot{V} c_p \Delta T_{tot} + \rho \dot{V} c_p \Delta T_1 \quad (4)$$

Der  $\rho$  er tetthet og  $c_p$  er den spesifikke varmekapasitet for luft, og  $\dot{V}$  er volumstrømmen, altså ventilert luftmengde.

Ligningen for temperaturvirkningsgraden for den roterende varmegjenvinneren er gitt som

$$\eta = \frac{T_1 - T_{amb}}{T_{int} - T_{amb}} \quad (5)$$

Der  $\eta$  er temperaturvirkningsgraden og  $T_{int}$  er temperaturen på avkastluften fra ventilasjonsanlegget. Ved å skrive om ligning (5) får man uttrykket for  $T_1$ :

$$T_1 = \eta(T_{int} - T_{amb}) + T_{amb} \quad (6)$$



Setter inn ligning (6) i ligning (4) og får uttrykket for nødvendig avgitt varmeeffekt fra gasskjøler/kondensator for å tilfredsstille temperaturkravet gitt i  $T_{tilluft}$ .

$$\dot{Q}_{gasskjøler/kondensator} = \rho \dot{V} c_p (T_{tilluft} - T_{amb} - \eta (T_{int} - T_{amb})) \quad (7)$$

Ser i ligning (7) hvordan  $\eta$ , varmegjenvinnerens temperaturvirkningsgrad, påvirker oppvarmingsbehovet.  $\eta$  avhenger av rotasjonshastighet eller turtall for pumpe, som nevnt ovenfor, avhengig av typen varmegjenvinner som benyttes. Økt grad av varmegjenvinning, vil da også medføre økt energibehov til drift av varmegjenvinner, grunnet økt rotasjonshastighet eller pumpeturtall. Samtidig som lufttemperaturen etter varmegjenvinneren vil bli høyere ved økt grad av varmegjenvinning (som vist i ligning (6)), noe som resulterer i at gasskjøler-/kondensatortrykket må heves ytterligere for å kunne levere varme til ventilasjonsluften. Dette medfører at det i noen tilfeller kan være lønnsomt å redusere gjenvinningen fra varmegjenvinneren, og heller levere en større del av oppvarmingsbehovet fra gasskjøler/kondensator i kuldeanlegget. En slik vurdering må gjøres for å oppnå optimal regulering av anlegg der det benyttes varmegjenvinning fra kuldeanlegg. [14]

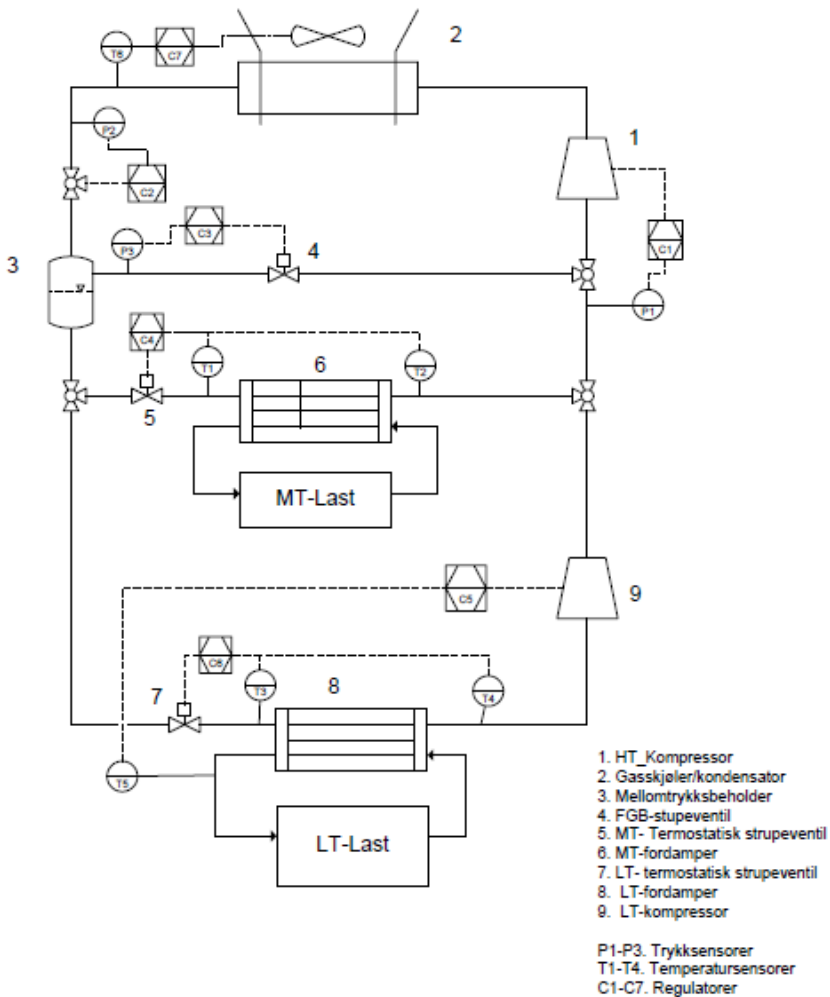
### 3 Modeller

Kriteriene for valg av systemløsninger er at systemene skal benytte CO<sub>2</sub> som kuldemedium og skal levere kulde ved to temperaturnivå. Temperaturkravene ved mellom- og lavtemperatur er på henholdsvis -7°C og -32°C. Systemene må også kunne operere i både i underkritisk og transkritisk drift.

Det er valgt å ta utgangspunkt i en "booster"-systemløsning, lik systemløsningen vist i avsnitt 2.2.3. I tillegg implementeres bypass av flashgass fra mellomtrykksbeholder til sugesiden av HT-kompressoren (som beskrevet i avsnitt 2.3.3). Deretter presenteres en modell der parallell kompresjon av flashgass til gasskjøler-/kondensatortrykk benyttes (som beskrevet i avsnitt 2.3.3). Til slutt presenteres modell for kuldeanlegg der varmegjenvinning fra gasskjøler/kondensator til ventilasjonsluft benyttes.

### 3.1 Systemløsning 1: Booster med flashgass bypass

Systemløsningen det tas utgangspunkt i er en "Booster"-løsning med bypass av flashgass (kalt "FGB") til sugesiden av HT-kompressoren. Systemskisse er vist i Figur 3.1 under.



Figur 3.1 Systemskisse, Booster med FGB

Kondensert eller nedkjølt CO<sub>2</sub> (avhengig av omgivelsestemperatur) stupes inn i en væskebeholder på mellomtrykk (heretter: MPR – "medium pressure reciever"). Trykket i MPR holdes konstant på 35 bar. Trykket i MPR reguleres av FGB-ekspansjonventilen (nummerert 4 i Figur 3.1 over). I MPR separeres

flashgass og kondensat, og flashgassen tas ut og strupes gjennom FGB-ventilen ned til fordampetrykket i MT-fordamper. Mettet væske fra MPR strupes ned til MT- og LT-fordampetrykk gjennom henholdsvis MT- og LT-termostatisk ekspansjonsventil. Fra LT-fordamper komprimeres fordampert CO<sub>2</sub> og etter kompresjonen føres massestrømmen fra LT-kompressoren sammen med fordampert CO<sub>2</sub> fra MT-fordamperen og massestrømmen fra FGB-ventilen. Deretter komprimeres den totale massestrømmen i HT-kompressoren til gasskjøler-/kondensatortrykk.

Det benyttes termostatiske ekspansjonsventiler for å opprettholde ønsket overheting på utløp fra fordampere.

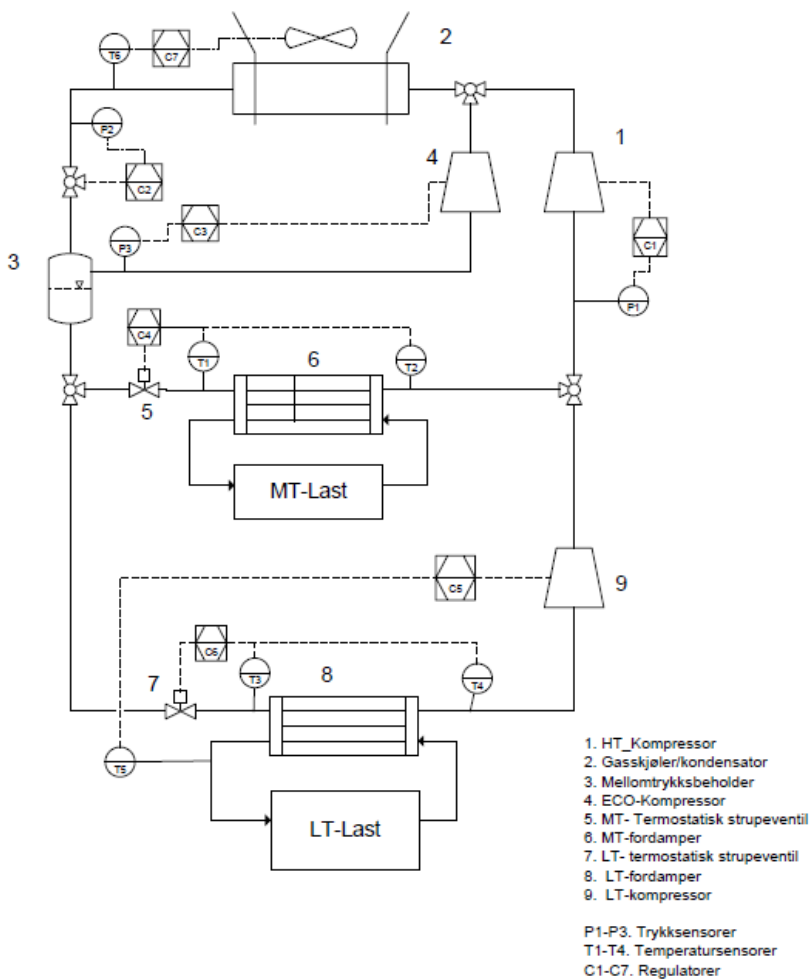
Det benyttes totrinns struping fra gasskjølertrykk til fordampetrykk. Det er flere fordeler ved å benytte dette. Reguleringen av gasskjølertrykket gjøres enklere, da dette kun styres av en ventil. Ved anvendelse i et sentralisert anlegg, der det benyttes sekundærkretser med andre kuldebærere for mellom- og lavtemperatur. Det vil da være kun to ventiler i parallell som skal regulere gasskjølertrykket, samtidig som ønsket overheting opprettholdes i fordampere. I et anlegg der det benyttes direkte ekspansjon, kan antallet fordampere være større, og det vil da være nødvendig med en mer krevende reguleringsalgoritme for å tilfredsstille krav i alle fordampere, samtidig som korrekt gasskjølertrykk opprettholdes. En annen fordel er at ekspansjonsventiler og komponenter som benyttes etter MPR, kan være av lavere trykkklasse. Ved bruk av direkte ekspansjon til ulike kjøleenheter i kuldeanlegget, vil det være lavere trykk i komponenter som befinner seg i supermarkedets salgsarealer.

Flashgass bypass benyttes for å kunne utnytte den økte fordampingsenergien tilgjengelig ved stupe ned mettet væske fra MPR til respektive fordampetrykk, fremfor å strupe direkte ned fra gasskjøler/kondensator (som vist i avsnitt 2.3.3).

## 3.2 Systemløsning 2:

### Booster med parallell kompresjon av flashgass

I denne systemløsningen strupes ikke flashgassen ned MT-fordampertrykk som i systemløsning 1. I stedet benyttes en separat kompressor som komprimerer flashgassen til gasskjøler-/kondensatortrykk. Denne separate kompressoren (heretter: ECO-kompressor) også regulerer trykket i MPR. Systemskisse for systemløsning 2 er vist i Figur 3.2 under.



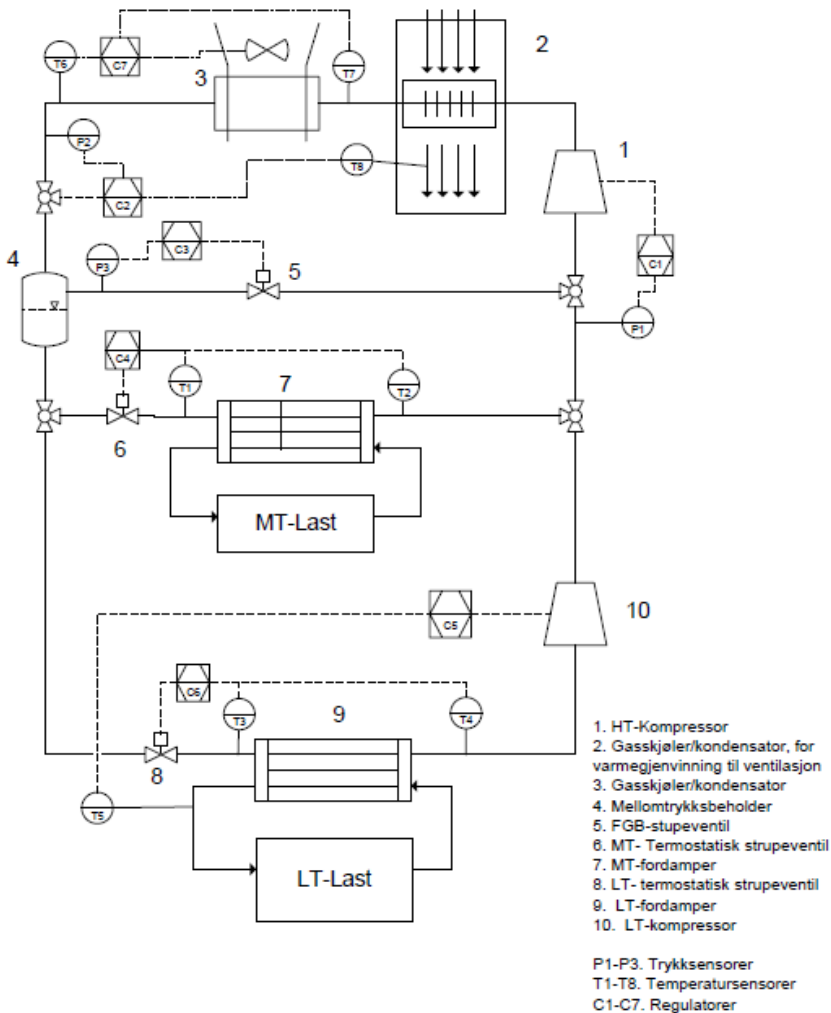
Figur 3.2 Systemskisse, Booster med parallell kompresjon av flashgass

Som en kan se i Figur 3.2 over er den eneste endringen fra systemløsning 1, kompresjon av flashgass, i motsetning til ekspansjon som nevnt over. Ved å benytte en slik kompressor, vil den totalt massestrømmen som komprimeres i HT-kompressoren reduseres. Da trykkforholdet over ECO-kompressoren vil være lavere enn for HT-kompressoren, da denne alltid opprettholder et sugetrykk på 35 bar, gir dette en reduksjon i totalt kompressorarbeid (som vist i avsnitt 2.3.3).

### 3.3 Systemløsning 3:

#### Booster med FGB og varmegjenvinning

Denne systemløsningen tar utgangspunkt i systemløsning 1, presentert i avsnitt 3.1. Men i tillegg til gasskjøler/kondensator som avgir varme til omgivelsesluft (merket 3 i Figur 3.3 under), benyttes også en gasskjøler/kondensator for varmeavgivelse til ventilasjonsluft ved oppvarmingsbehov (merket 2 i Figur 3.3).



Figur 3.3 Systemskisse, Booster med FGB og varmegjenvinning

Forskjellen fra systemløsning 1 medfører at når det er oppvarmingsbehov sendes luft over gasskjøler/kondensatoren merket 2 i Figur 3.3 og trykk-gass fra HT-kompressoren kjøles da først ned her, samtidig og regulator C2 i systemskissen regulerer gasskjøler/kondensatortrykket for å tilfredsstille varmebehovet. CO<sub>2</sub> temperatur måles mellom de to gasskjølerne/kondensatorene, og dersom temperaturen er høyere en ønsket, starter viften. Regulator C7 regulerer luftmengden slik at tilstrekkelig varme avgis til omgivelsesluft for å nå ønsket utløpstemperatur for CO<sub>2</sub>. Når varmegjenvinning ikke benyttes, kjøles ikke CO<sub>2</sub> ned i gasskjøleren for varmegjenvinning, og all varmeavgivelse gjøres til omgivelsesluft. Regulator C2 regulerer da gasskjøler-/kondensatortrykket etter omgivelsestemperatur.



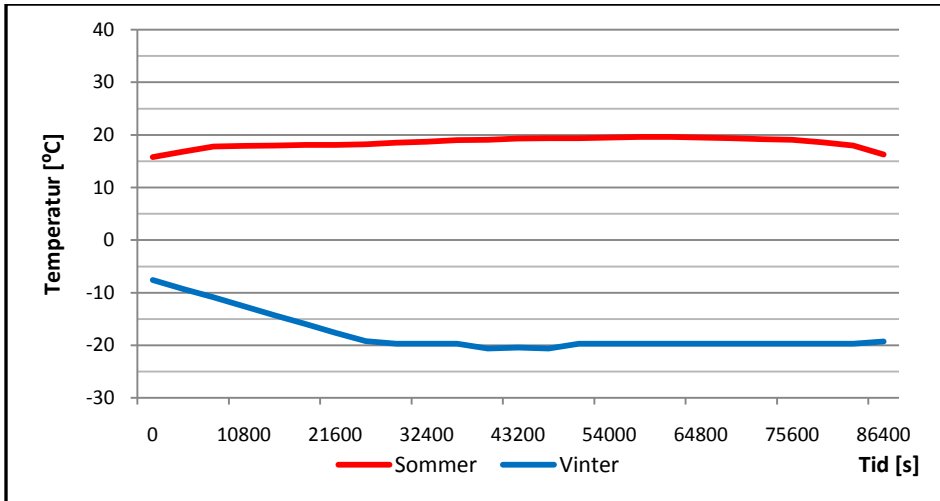
## 4 Simuleringer

Programmet Dymola (vedlegg V.2) er benyttet for både å utarbeide de ulike modellene og for å utføre simuleringene. Det er valgt å benytte den numeriske beregningsmetoden DASSL (vedlegg V.3).

Det er valgt å simulere en periode på 24 timer for å sammenligne resultatene fra de transiente simuleringene for de ulike systemløsningene. Varigheten av simuleringene er tilstrekkelig lang til å observere modellenes respons på variasjon i omgivelsestemperatur og kjøle- og frysbelast, og gi et godt bilde av energibehovet ved de ulike omgivelsestemperaturene. Antallet beregninger som gjøres medfører også at simuleringene blir uforholdsmessig tidkrevende ved simulering av lengre tidsperioder.

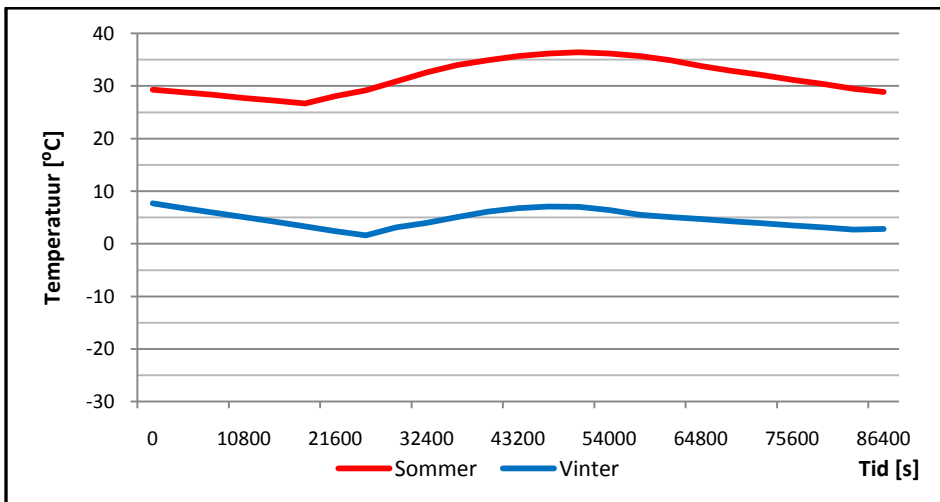
### 4.1 Benyttet temperaturdata

I simuleringene er det valgt å benytte temperaturdata fra fire ulike byer. De fire valgte byene er Trondheim, Moskva, Frankfurt og Athen som representerer ulike deler av det europeiske klimaet. For på best mulig måte å få fram forskjellene mellom de ulike systemløsningene er det valgt å benytte temperaturdata fra de døgn med høyest og lavest gjennomsnittstemperatur gjennom året fra datasettet for de fire byene. Der det varmeste døgnet representerer et sommerdøgn, og det kaldeste døgnet representerer et vinterdøgn. I Figur 4.1 til Figur 4.4 under er de temperaturdata som benyttes i simuleringene vist.



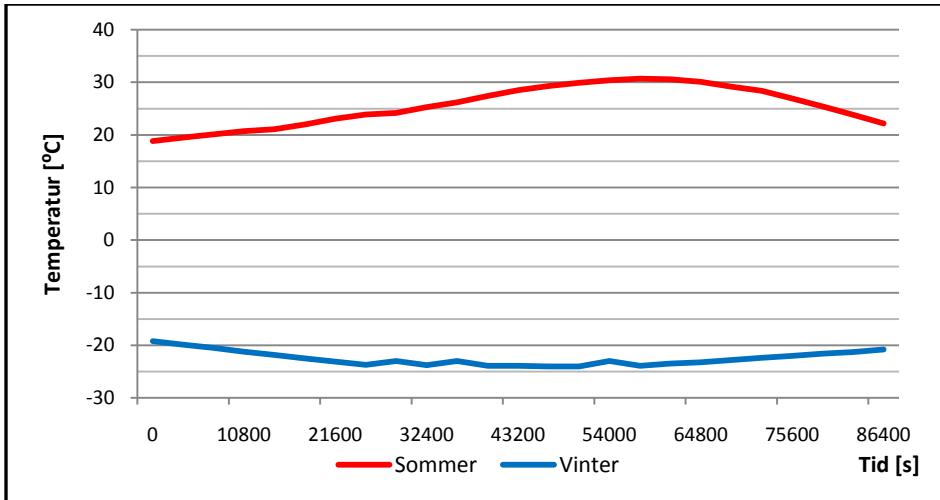
Figur 4.1 Benyttet omgivelsestemperatur, Trondheim

Figur 4.1 viser lav temperatur i vinterdøgnet med laveste temperatur på  $-20,6$  °C. I sommerdøgnet ligger temperaturen mellom  $15$  °C og  $20$  °C gjennom hele døgnet.



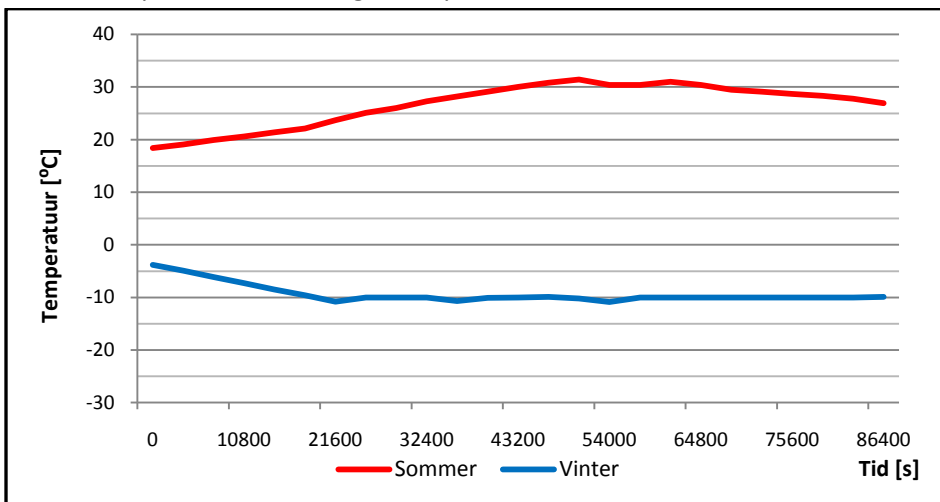
Figur 4.2 Benyttet omgivelsestemperatur, Athen

Figur 4.2 viser at temperaturen i sommerdøgnet for Athen ligger over  $25$  °C hele døgnet og har en maksimaltemperatur på  $36,4$  °C. Temperaturen i vinterdøgnet ligger mellom  $0$  °C og  $10$  °C.



Figur 4.3 Benyttet omgivelsestemperatur, Moskva

Figur 4.3 viser at temperaturredifferansen mellom det valgte sommerdøgnet og vinterdøgnet er stor. Høyeste temperatur i sommerdøgnet er på 30,7°C og laveste temperatur i vinterdøgnet er på 24°C.



Figur 4.4 Benyttet omgivelsestemperatur, Frankfurt

Temperaturen for vinterdøgnet i Frankfurt vist i Figur 4.4 ligger under 0°C hele døgnet og har sitt minimum på -10,9°C. Temperaturen i sommerdøgnet har sitt maksimum på 31,4°C.

Tabulert temperaturdata for de ulike byene er gitt i vedlegg V.4.

## 4.2 Komponenter

I dette avsnittet gis en oversikt over de valgte spesifikasjonene for de ulike komponentene som er benyttet i modellene.

### 4.2.1 MT-fordamper

I Tabell 4.1 under er spesifikasjonene for MT-fordamperen gitt.

MT-fordamper	CO <sub>2</sub> -side	Sekundærside
Fordampingstemperatur	-10 °C	-
Trykk	26,49 bar	1 bar
Konfigurasjon (motstrøms)	Rør	Rør
Varmeoverførende areal	6,28 m <sup>2</sup>	25,13 m <sup>2</sup>
Rørmateriale	Kobber	Kobber
Temperatur innløp	-10 °C	-2 °C til -4 °C
Temperatur utløp	-5 °C	-7 °C
Korrelasjon for varmeoverføringskoeffisient	2-fase: Shah-Chen* 1-fase: Gnielinski Dittus Boelter*	Gnielinski Dittus Boelter*

Tabell 4.1 Spesifikasjoner MT-fordamper

\* Korrelasjonene benyttes i programtillegget "TIL Library", presentert i referanse: [15] .

Det benyttes termostatisk ekspansjonsventil for å opprettholde ønsket overheting på utløpet fra fordamperen, og overhetingen er satt til 5 K. Settpunkt for temperatur på sekundærside er valg til 7°C.

#### 4.2.2 LT-fordamper

I Tabell 4.2 under er spesifikasjonen for LT-fordamperen gitt.

LT-fordamper	CO <sub>2</sub> -side	Sekundærside
Fordampingstemperatur	-35 °C	-
Trykk	12 bar	1 bar
Konfigurasjon (motstrøms)	Rør	Rør
Varmeoverførende areal	0,63	0,63
Rørmateriale	Kobber	Kobber
Temperatur innløp	-35 °C	-24 °C til -28 °C
Temperatur utløp	-30 °C	-32 °C
Korrelasjon for varmeoverføringskoeffisient	2-fase: Shah-Chen* 1-fase: Gnielinski Dittus Boelter*	Gnielinski Dittus Boelter*

Tabell 4.2 Spesifikasjoner LT-fordamper

\* Korrelasjonene benyttes i programtillegget "TIL Library", presentert i referanse: [15] .

Det benyttes termostatisk ekspansjonsventil for å opprettholde ønsket overheting på utløpet fra LT-fordamperen, og overhetingen er satt til 5 K. Settpunkt for temperatur på sekundærsiden er valg til -32 °C.

#### 4.2.3 Gasskjøler/kondensator

I Tabell 4.3 vises spesifikasjonene for varmeveksleren som benyttes som gasskjøler/kondensator.

Gasskjøler/kondesator	CO <sub>2</sub> -side	Luftside
Konfigurasjon	Rør	Finnede rør
Varmeoverførende areal	6,6 m <sup>2</sup>	216,671 m <sup>2</sup>
Rørmateriale	Kobber	Aluminium
Korrelasjon for varmeoverføringskoeffisient	2-fase: Shah-Chen* 1-fase: Gnielinski Dittus Boelter*	Haaf*
Korrelasjon for finne effektivitet	-	1-D tilnærming, Schmidt*

Tabell 4.3 Spesifikasjoner gasskjøler/kondensator

\* Korrelasjonene benyttes i programtillegget "TIL Library", presentert i referanse: [15]. I simuleringene gjort på systemløsning 3, der det benyttes varmegjenvinning, er gasskjøleren/kondensatoren som benyttes til oppvarming av ventilasjonsluft identisk med gasskjøleren/kondensatoren presentert i Tabell 4.3.

### **Gasskjøler-/kondensatortrykk**

Ved underkritisk drift er det valgt en temperaturdifferanse på 10 K mellom kondensasjonstemperatur og uteluften. Laveste kondensatortrykk er satt til 45,02 bar. Ved den valgte temperaturdifferansen holdes laveste kondensatortrykk når omgivelsestemperaturen er 0 °C eller lavere. Det er valgt en underkjøling på 3 K. Øvre grense for kondensasjonstemperatur i underkritisk drift av systemet er gitt av kritisk temperatur for CO<sub>2</sub> på 31,1 °C. Den valgte temperaturdifferansen gir da at systemet må over i transkritisk drift ved omgivelsestemperaturer høyere enn 21,1 °C. Da tilgjengelig kondensasjonsvarme ved temperaturer så nære kritisk temperatur er liten, er det valgt å sette øvre grense for underkritisk drift ved omgivelsestemperatur større enn 20 °C.

Ved omgivelsestemperaturer over 20 °C kjøres systemet i transkritisk drift. Det er valgt å holde gasskjøler-/kondensatortrykket på 80 bar ved omgivelsestemperaturer fra 20-28°C.

For å finne kurven for optimalt gasskjøler-/kondensatortrykk for de ulike systemene i transkritisk drift er det gjort en stasjonær beregning i Excel<sup>1</sup>, der en middelvei av kuldeltene er benyttet. Optimalt trykk blir funnet ved å finne det gasskjøler-/kondensatortrykket som gir høyest COP for ulike omgivelsestemperaturer. Dette gjøres ved å løse ligning (8) under for de ulike omgivelsestemperaturene.

$$\frac{d(COP_{Kjøling})}{d(P_{GK,transkritisk})} = 0 \quad (8)$$

---

<sup>1</sup> I Excel er programtillegget for RnLib (ref. [5]) benyttet for termodynamisk data for CO<sub>2</sub>. "Solver"-funksjonen i Excel er benyttet for å løse lign. (8) for de ulike omgivelsestemperaturene.

Ved transkritisk drift er det valgt en temperaturdifferanse på 5 K mellom omgivelsestemperatur og CO<sub>2</sub>-temperatur ved utløpet på gasskjøler/kondensator.

Nødvendig viftarbeid beregnes som en funksjon av trykktap over gasskjøler/kondensators luftside, luftmengde og viftevirkningsgrad (presentes i avsnitt 4.2.4). Luftmengden er en funksjon av varmeoverføringskoeffisienten, finne effektiviteten og temperaturdifferansen mellom CO<sub>2</sub> og omgivelsesluft. Da disse faktorene beregnes i de transiente simuleringene, er dette vanskelig å implementere i beregningene av optimalt gasskjølertrykk. Dette er derfor ikke gjort, noe som kan medføre at de beregnede kurvene for gasskjøler-/kondensatortrykket for transkritisk drift kan ligge noe lavere enn hva de burde gjøre. Dette skyldes at lavere gasskjøler-/kondensatortrykk medfører en lavere gjennomsnittelig temperaturdifferanse mellom CO<sub>2</sub> i gasskjøler-/kondensator og omgivelsesluften. Dette medfører at en større luftmengde må benyttes for å oppnå nødvendig varmeoverføring, som igjen resulterer i økt effektbehov til viftedrift.

Gasskjøler-/kondensatortrykket gitt som funksjon av omgivelsestemperatur er for underkritisk drift

$$P_{GK,underkritisk}(bar) = \begin{cases} 45,02 & T_{amb} \leq 0^{\circ}\text{C} \\ 44,24 + 1,35 \cdot T_{amb} & 0^{\circ}\text{C} < T_{amb} \leq 20^{\circ}\text{C} \end{cases} \quad (9)$$

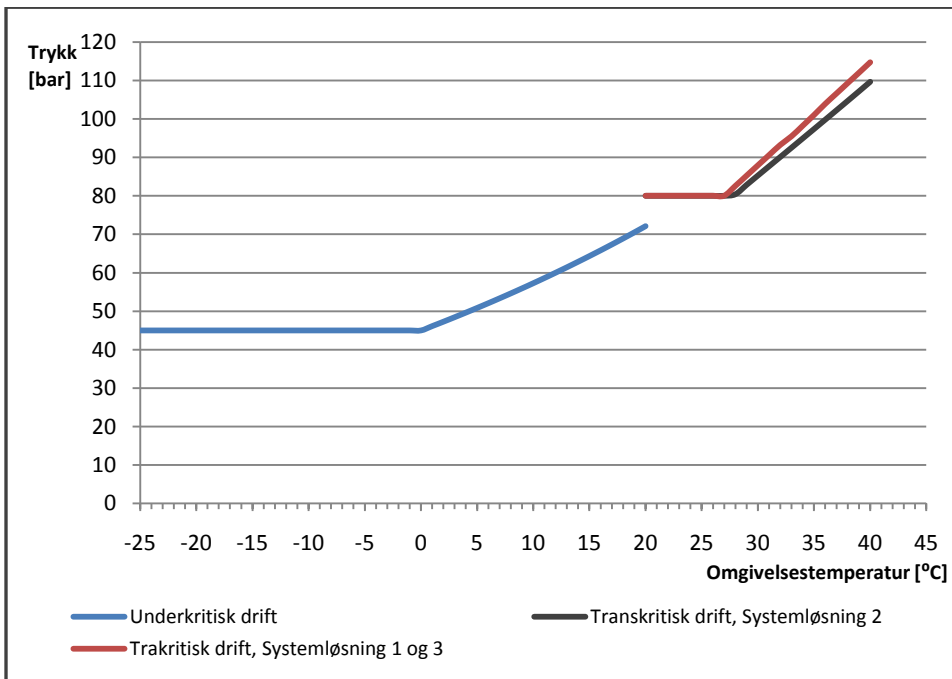
Gasskjøler-/kondensatortrykket reguleres etter samme ligning for systemløsning 1 og systemløsning 3 (i perioder der det ikke benyttes varmegjenvinning). Da det benyttes parallell kompresjon av flashgass i systemløsning 2, vil optimalt gasskjøler-/kondensatortrykk ligge noe lavere enn for systemløsning 1 og 3. De to funksjonene som er benyttet for gasskjøler-/kondensatortrykket gitt av omgivelsestemperatur for transkritisk drift er funnet til

$$P_{GK,transkritisk\ 1}(bar) = \begin{cases} 80 & 20 < T_{amb} < 28^{\circ}\text{C} \\ 5,86 + 2,73 \cdot T_{amb} & T_{amb} \geq 28^{\circ}\text{C} \end{cases} \quad (10)$$

$$P_{GK,transkritisk\ 2}(bar) = \begin{cases} 80 & 20 < T_{amb} < 28^{\circ}\text{C} \\ 10,16 + 2,50 \cdot T_{amb} & T_{amb} \geq 28^{\circ}\text{C} \end{cases} \quad (11)$$

Der ligning (10) benyttes for systemløsning 1 og 3, mens ligning (11) benyttes for systemløsning 2.

Kurvene for optimalt gasskjøler/kondensatortrykk basert på ligning (9), (10) og (11) gitt over er vist i Figur 4.5.



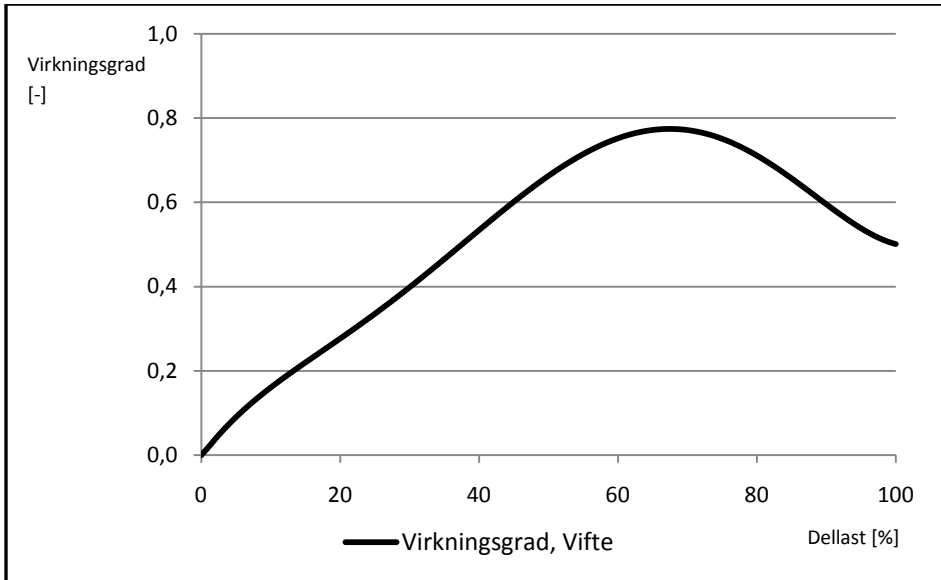
Figur 4.5 Optimalt gasskjøler/kondensatortrykk

Ser i Figur 4.5 at kurven for optimalt gasskjøler-/kondensatortrykk ligger noe lavere for systemløsning 2 enn for systemløsning 1 og 3 ved omgivelsestemperaturer over 28°C.

#### 4.2.4 Viftemodel

For å beregne energibruk til viften som benyttes for nedkjøling av gasskjøleren/kondensatoren er det benyttet en standardisert viftekaraktistikk for radialvifter, for å beskrive viftens virkningsgrad. Karakteristikken er vist i Figur 4.6 under.[16]





Figur 4.6 Viftekarakteristikk [16]

Viftekarakteristikken vist i Figur 4.6 baseres på andel av maksimal levert luftmengde for viften. Det ble det gjort simuleringer der maksimal nødvendig luftmengde for de ulike systemløsningene ble funnet. Deretter ble denne maksimale luftmengden brukt i for fullast for viften i simuleringene.

Det er antatt en mekanisk virkningsgrad på 0,8 for motor og drivverk for viften.

#### 4.2.5 Kompresormodell

For å beskrive volumetrisk virkningsgrad for kompressorene som benyttes i simuleringene benyttes ligning (12) under. [17]

$$\eta_{volumetrisk} = 1,0803 - 0,0977 \cdot \frac{P_2}{P_1} \quad (12)$$

Isentropisk virkningsgrad for LT-kompressoren beskrives av ligning (13) gitt under. [18]

$$\eta_{isentropisk,LP} = 0,7178 - 0,038 \cdot \frac{P_2}{P_1} \quad (13)$$

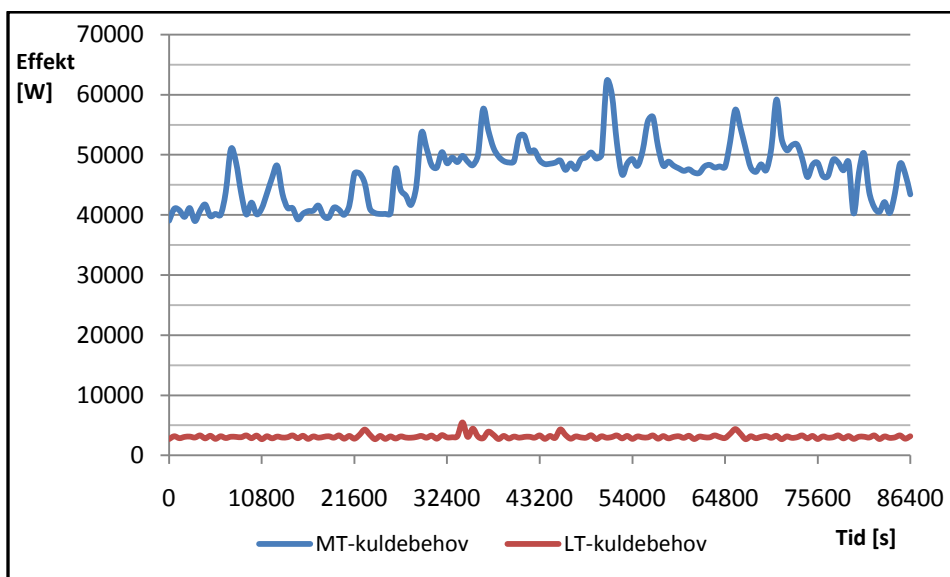
Det er valgt å benytte en annen modell for å beskrive isentropisk virkningsgrad for kompressorene som arbeider mot det varierende gasskjøler-/kondensatortrykket.

$$\eta_{isentropisk,HP,ECO} = 0,7595 - 0,0328 \cdot \frac{P_2}{P_1} \quad (14)$$

Ligning (47) over beskriver isentropisk virkningsgrad for kompressorene som benyttes som HT- og ECO-kompressor i simuleringene. [18]

### 4.3 Kjølelast

Kjølebehov ved lav- og mellomtemperatur som benyttes i simuleringene er hentet fra ref. [4], der modellen gitt i ref. [1] er brukt som grunnlag. Figur 4.7 viser kuldebehovet gjennom døgnet som funksjon av tiden.



Figur 4.7 Kjølelast, ved lav- og mellomtemperatur som funksjon av tid

Ser i Figur 4.7 over at kuldebehovet ved lavtemperatur er langt lavere enn kuldebehovet ved mellomtemperatur. Dette skyldes antagelse gjort i ref. [4],

der kun kuldebehov for ett fryserom ved lavtemperatur er implementert i lastmodellen.

For å gi best mulig grunnlag for å sammenligne de ulike systemløsningenes prestasjon ved de ulike omgivelsestemperaturene, antas kjølelasten å være uavhengig av omgivelsestemperatur.

I vedlegg V.5 er tabulerte verdier for kuldebehovene presentert i Figur 4.7 vist.

## **4.4 Varmebehov**

For beregning av varmebehovet til supermarkedet benyttes også beregningene gjort i ref. [1] som grunnlag. Fra beregningsmodellen gitt i ref. [1] hentes timeverdier for totalt effektbehov til oppvarming for supermarkedet. I modellen gitt i ref. [1] er det antatt konstant temperatur på 21°C i supermarkedet.

Det antas her at all oppvarming skjer gjennom ventilasjon og at det benyttes en roterende varmegjenvinner med temperaturvirkningsgrad på 80 % for gjenvinning av varme fra avkastluft i ventilasjonsanlegget (vist i avsnitt 2.4).

For å finne nødvendig luftmengde og varmeeffekt fra kuldeanleggets gasskjøler/kondensator for å tilfredsstille det totale varmebehovet er utregningene vist i avsnitt 2.4 benyttet. I vedlegg V.6 er tabulerte verdier for effektbehovet til oppvarming av ventilasjonsluft som funksjon av tid som er benyttet i de ulike simuleringene vist.

### **4.4.1 Varmegjenvinning**

Det er valgt å ikke benytte varmegjenvinning fra kuldeanleggets gasskjøler/kondensator ved omgivelsestemperaturer høyere enn 6°C, da lufttemperatur etter roterende varmegjenvinner da er på 18°C. Resterende temperaturheving til ønsket tillufttemperatur 22°C, antas levert fra elektrisk oppvarming.

## 5 Resultater og diskusjon

I dette kapitlet presenteres først resultatene fra simuleringene gjort for de ulike systemløsningene med temperaturdata for de aktuelle byene. Det er lagt vekt på de ulike systemløsningenes totale energibehov for å tilfredsstille kravene til levert kjøling ved de to temperaturnivåene, samt energi til oppvarmingsbehov. Totalt energibehov regnes derfor som summen av energi til HT- og LT-kompressor, drift av vifte og elektrisk oppvarming av ventilasjonsluft i de simuleringer der varmegjenvinning ikke benyttes eller dekke hele oppvarmingsbehovet. Det beregnes også  $COP_{Kjøling}$ , som er effektfaktor for kuldeanlegget inkludert viftedrift. I tillegg beregnes  $COP_{Total}$ , der også oppvarming av ventilasjonsluft er medregnet.

Videre gjøres en sammenligning av de ulike systemløsningenes prestasjon, med vekt på energieffektivitet, ved de ulike klimaene.

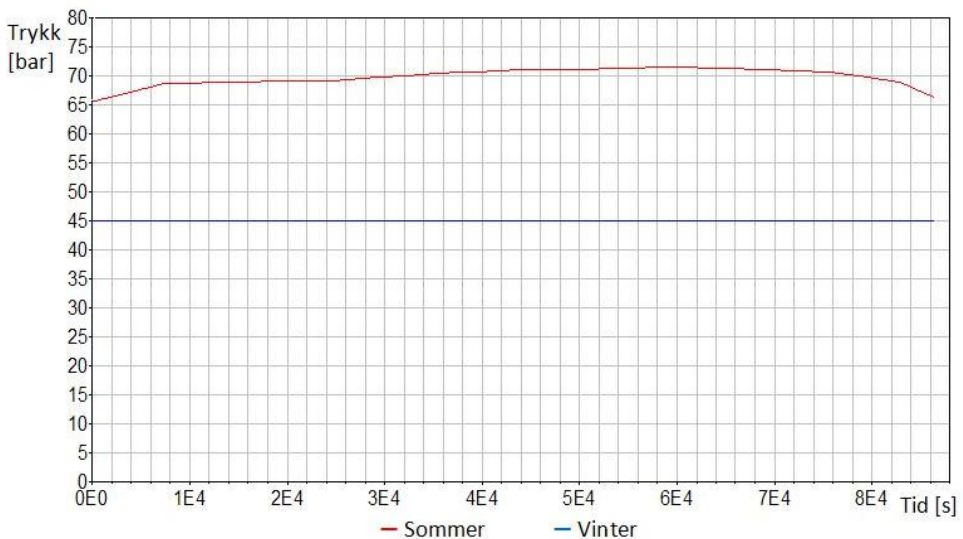
Til slutt gjøres en overslagsmessig beregning der resultatene fra de utførte simuleringene benyttes for å beregne årlig energibehov for de ulike systemløsningene ved klima for de valgte byene.

## 5.1 Systemløsning 1

I dette avnittet blir resultatene fra simuleringene gjort på systemløsning 1, Booster med flashgass-bypass presentert. I vedlegg V.7 presenteres grafer der trykkforhold i systemet og effektbehov til de ulike komponentene vises som funksjon av tid.

### 5.1.1 Trondheim

I Figur 5.1 vises gasskjøler-/kondensatortrykket for sommer- og vintersimuleringen som funksjon av tid.



Figur 5.1 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 1, Trondheim

I Figur 5.1 over kan en se at gasskjøler-/kondensatortrykket i vintersimuleringen holdes konstant på 45,02 bar, da dette er satt som nedre grense. Som vist i avsnitt 4.2.3 skjer dette ved omgivelsestemperatur fra 0°C og lavere. I sommersimuleringer Reguleres trykket etter omgivelsestemperatur, og da omgivelsestemperaturen i hele simuleringen er under 20°C, er systemet kun i underkritisk drift.

I Tabell 5.1 under vises en oversikt over levert energi fra systemet og systemets energibehov for å levere denne energien.

Levert energi	Energi [kWh]	
	Vinter	Sommer
MT-kulde	1129,7	1129,3
LT-kulde	74,4	74,4
Varmegjenvinning	0	0
<b>Totalt</b>	<b>1204,1</b>	<b>1203,7</b>
<b>Energibehov</b>		
HT-Kompressor	162,5	459,8
LT-Kompressor	16,5	16,5
Vifte	6,1	93,6
Elektrisk oppvarming, ventilasjon	784,6	109,7
<b>Totalt</b>	<b>969,7</b>	<b>679,6</b>

Tabell 5.1 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 1, Trondheim

Ser i Tabell 5.1 over at det i vintersimuleringen er energibehovet til oppvarming av ventilasjonsluft som er den største andelen av det totale energibehovet, mens det i sommersimuleringen er energibehovet til HT-kompressoren som dominerer. Som ventet er energibehovet til LT-kompressoren likt i begge simuleringene, da denne til en hver tid jobber mellom trykkene i de to fordampere, og at disse er uavhengig av omgivelsestemperatur. Forskjellen i energibehovet til HT-kompressoren skyldes høyere trykk i gasskjøler/kondensator i sommersimuleringen, da omgivelsestemperaturen er langt høyere.

Kan også se i Tabell 5.1 at energibehovet til viftedrift er vesentlig lavere i vintersimuleringen. Dette skyldes stor temperaturredifferanse mellom kondenseringstemperatur og omgivelsestemperatur i vintersimuleringen, da trykket holdes på minimumsverdien 45,02 bar. Dette tilsvarer en kondenseringstemperatur på 0°C, men omgivelsestemperaturen varierer mellom -7°C og -20°C (som vist i Figur 4.1, avsnitt 4.1).

Med bakgrunn i resultatene presentert i Tabell 5.1 kan  $COP_{\text{Totalt}}$  og  $COP_{\text{Kjøling}}$  beregnes.

	COP	
	Vinter	Sommer
COP Kjøling	6,51	2,11
COP Totalt	1,24	1,77

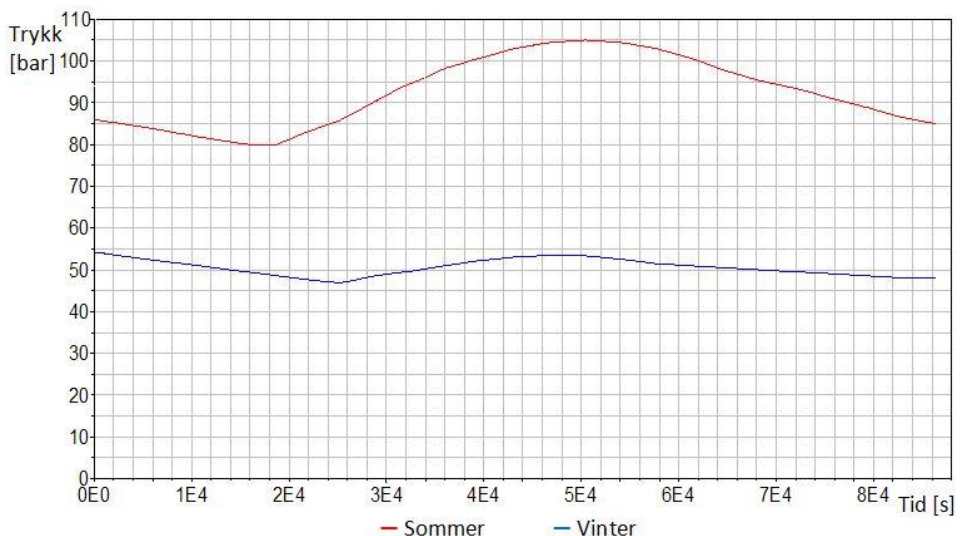
Tabell 5.2 COP, Systemløsning 1, Trondheim

I Tabell 5.2 over ser en at  $COP_{Kjøling}$  for vintersimuleringen er høy, noe som er forventet på grunn av de lave omgivelsestemperaturene som gir lavt trykkforhold over HT-kompressoren.  $COP_{Totalt}$  er derimot lav, da energibehovet til oppvarming av ventilasjonsluft er en stor andel av det totale energibehovet (som vist i Tabell 5.1).

Forskjellen mellom  $COP_{Kjøling}$  og  $COP_{Totalt}$  for sommersimuleringen er langt mindre, da energibehovet til oppvarming av ventilasjonsluft er langt mindre enn i vintersimuleringen.

### 5.1.2 Athen

I Figur 5.2 vises gasskjøler-/kondensatortrykket for sommer- og vintersimuleringen som funksjon av tid.



Figur 5.2 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 1, Athen

Ser i Figur 5.2 at systemet i sommersimuleringen er i transkritisk drift, da omgivelsestemperatur gjennom hele simuleringen er over 20°C. Gasskjøler-

/kondensatortrykket har sitt minimum, 80 bar, ved ca 17000 s (klokken 04.45), da omgivelsestemperaturen ligger under 28°C.

I vintersimuleringen er systemet i underkritisk drift, og gasskjøler-/kondensatortrykket varierer mellom 44 og 54 bar.

I Tabell 5.3 under vises en oversikt over levert energi fra systemet og systemets energibehov for å levere denne energien.

Levert energi	Energi [kWh]	
	Vinter	Sommer
MT-kulde	1129,5	1129,5
LT-kulde	74,4	74,4
Varmegjenvinning	0	0
<b>Totalt</b>	<b>1203,9</b>	<b>1203,9</b>
<b>Energibehov</b>		
HT-Kompressor	223,9	789,4
LT-Kompressor	16,5	16,5
Vifte	110	176,7
Elektrisk oppvarming, ventilasjon	260	0
<b>Totalt</b>	<b>610,4</b>	<b>982,6</b>

Tabell 5.3 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 1, Athen

Ser i Tabell 5.3 at energibehovet til oppvarming av ventilasjonsluft utgjør den største andelen av det totale energibehovet, og nødvendig energi til HT-kompressoren har nesten tilsvarende størrelse. I sommersimuleringen er det energibehovet til HT-kompressoren som står for den største andelen av det totale energibehovet. Se også at det ikke er oppvarmingsbehov i sommersimuleringen.

Med bakgrunn i resultatene presentert i Tabell 5.3 kan  $COP_{\text{Totalt}}$  og  $COP_{\text{Kjøling}}$  beregnes.



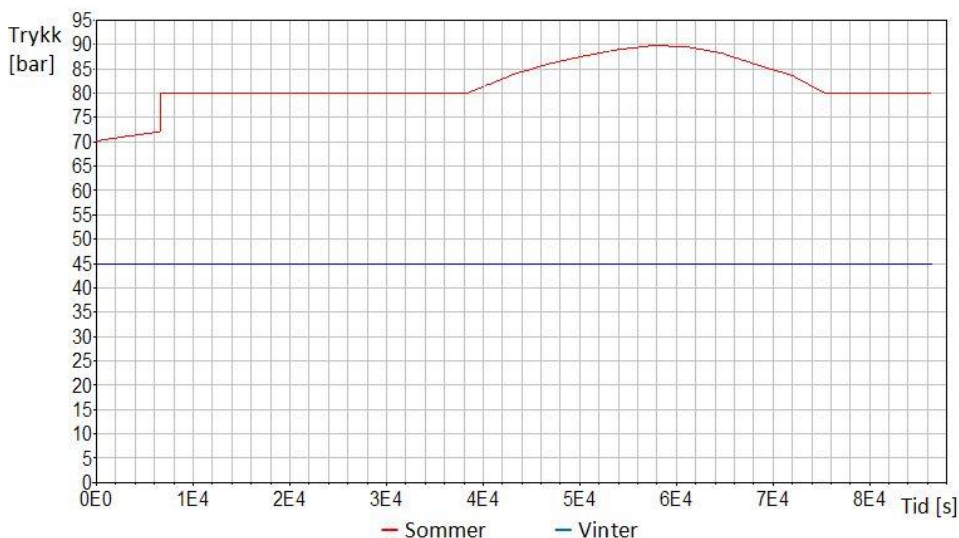
	COP	
	Vinter	Sommer
COP Kjøling	3,44	1,23
COP Totalt	1,97	1,23

Tabell 5.4 COP, Systemløsning 1, Athen

Tabell 5.4 viser lik  $COP_{Kjøling}$  og  $COP_{Totalt}$  for sommersimuleringen. Dette skyldes at det her ikke er noe oppvarmingsbehov. For vintersimuleringen ser en at  $COP_{Kjøling}$  er forholdsvis høy, mens  $COP_{Totalt}$  er vesentlig lavere, da oppvarmingsbehovet leveres ved elektrisk oppvarming.

### 5.1.3 Moskva

I Figur 5.3 vises gasskjøler-/kondensatortrykket for sommer- og vintersimuleringen som funksjon av tid.



Figur 5.3 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 1, Moskva

Figur 5.3 over viser at gasskjøler-/kondensatortrykket holdes konstant på nedre grense gjennom hele vintersimuleringen. I sommersimuleringen starter systemet i underkritisk drift, men ved ca 6300 s (klokken 01.45) stiger omgivelsestemperaturen over 20°C og systemet går over i transkritisk drift. Trykket i gasskjøler/kondensator heves momentant til 80 bar. Trykket holdes så på 80 bar, da omgivelsestemperaturen er mellom 20°C og 28°C. I perioden

ca 38000 – 76000s (klokken 11.00-21.00) er omgivelsestemperaturen over 28°C og trykket reguleres etter omgivelsestemperatur etter ligning (10) avsnitt 4.2.3.

I Tabell 5.5 under vises en oversikt over levert energi fra systemet og systemets energibehov for å levere denne energien.

Levert energi	Energi [kWh]	
	Vinter	Sommer
MT-kulde	1129,6	1129,5
LT-kulde	74,4	74,4
Varmegjenvinning	0	0
<b>Totalt</b>	<b>1204,0</b>	<b>1203,9</b>
<b>Energibehov</b>		
HT-Kompressor	162,5	611,9
LT-Kompressor	16,5	16,5
Vifte	5,1	195
Elektrisk oppvarming, ventilasjon	895,1	81,8
<b>Totalt</b>	<b>1079,2</b>	<b>905,2</b>

Tabell 5.5 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 1, Moskva

I Tabell 5.5 over kan en se stor forskjell i energibehov for HT-kompressoren i vinter- og sommersimuleringen, noe som er forventet da temperaturforskjellen mellom omgivelsestemperaturene for de to simuleringene er stor. Dette medfører da stor forskjell i gasskjøler-/kondensatortrykk. Ser også at energibehovet til elektrisk oppvarming av ventilasjonsluft er den største andelen, på hele 83 % av det totale energibehovet.

Med bakgrunn i resultatene presentert i Tabell 5.5 kan  $COP_{Totalt}$  og  $COP_{Kjøling}$  beregnes.

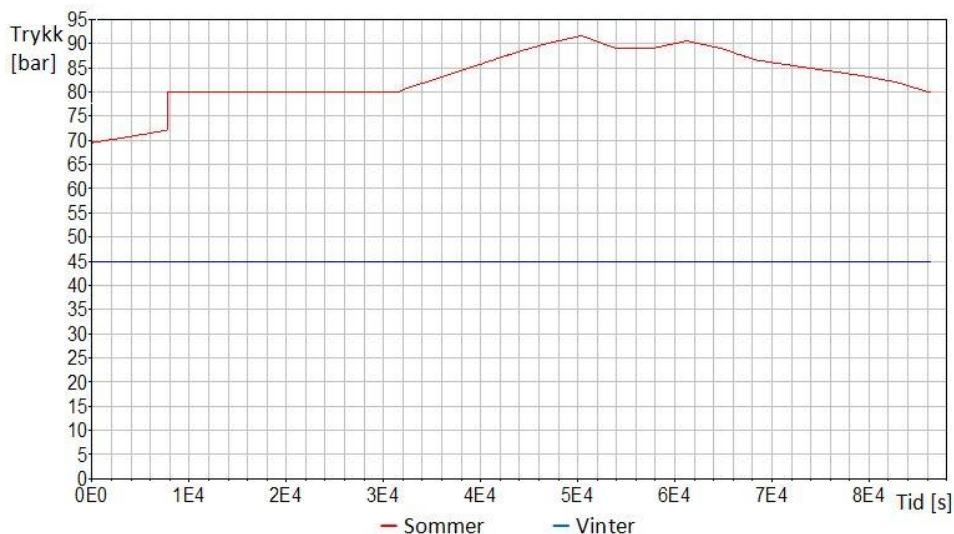
	COP	
	Vinter	Sommer
COP Kjøling	6,54	1,46
COP Totalt	1,12	1,33

Tabell 5.6 COP, Systemløsning 1, Moskva

Ser også i Tabell 5.6 at  $COP_{Kjøling}$  er høy mens  $COP_{Totalt}$  er lav da energibehovet til oppvarming av ventilasjonsluft står for den dominerende andelen av det totale energibehovet. For sommersimuleringen er forskjellen mindre, da oppvarmingsbehovet er langt lavere.

### 5.1.4 Frankfurt

I Figur 5.10 vises gasskjøler-/kondensatortrykket for sommer- og vintersimuleringen som funksjon av tid.



Figur 5.4 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 1, Frankfurt

I Figur 5.4 over er kan en se at gasskjøler-/kondensatortrykket i sommersimuleringen starter ved underkritisk trykk, da omgivelsestemperaturen er lavere enn  $20^{\circ}\text{C}$ . Ved ca 8000s (klokken 02.20) stiger omgivelsestemperaturen over  $20^{\circ}\text{C}$  og gasskjøler-/kondensatortrykket heves momentant til 80 bar. Frem til ca 32000s (klokken 08.50) stiger

omgivelsestemperaturen over 28°C og trykket reguleres deretter som vist i ligning (10). I vintersimuleringen er omgivelsestemperaturen lavere enn 0°C under hele simuleringen, og gasskjøler-/kondensatortrykket holdes konstant på 45,02 bar.

I Tabell 5.7 under vises en oversikt over levert energi fra systemet og systemets energibehov for å levere denne energien.

Levert energi	Energi [kWh]	
	Vinter	Sommer
MT-kulde	1129,6	1129,4
LT-kulde	74,4	74,4
Varmegjenvinning	0	0
<b>Totalt</b>	<b>1204,0</b>	<b>1203,8</b>
<b>Energibehov</b>		
HT-Kompressor	162,5	641,9
LT-Kompressor	16,5	16,5
Vifte	19,2	202,7
Elektrisk oppvarming, ventilasjon	558,5	84,6
<b>Totalt</b>	<b>756,7</b>	<b>945,7</b>

Tabell 5.7 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 1, Frankfurt

Ser at oppvarmingsbehovet til ventilasjonsluft er den dominerende andelen av det totale energibehovet i vintersimuleringen. Ser også at forskjellen i energibehov til HT-kompressoren er stort fra sommer til vinter.

Med bakgrunn i resultatene presentert i Tabell 5.7 kan  $COP_{\text{Totalt}}$  og  $COP_{\text{Kjøling}}$  beregnes.

	COP	
	Vinter	Sommer
COP Kjøling	6,07	1,40
COP Totalt	1,59	1,27

Tabell 5.8 COP, Systemløsning 1, Frankfurt

Ser i Tabell 5.8 at  $COP_{Kjøling}$  for vintersimuleringen er høy, mens  $COP_{Totalt}$  er lav på grunn av oppvarmingsbehovet.

### 5.1.5 Oppsummering

I resultatene for systemløsning 1 kan en se at energibehovet til LT-kompressoren som ventet er likt i alle simuleringene, da denne kompressoren opererer med konstant trykkforhold, som er likt for alle simuleringene. Kan også se at vintersimuleringene for Trondheim, Moskva og Frankfurt viser identiske resultater i energibehov til HT-kompressoren. Dette skyldes antagelsen at det er satt en nedre bergrensning på gasskjøler-/kondensatortrykket på 45,02 bar, som inntreffer ved omgivelsestemperaturer lavere enn 0°C.

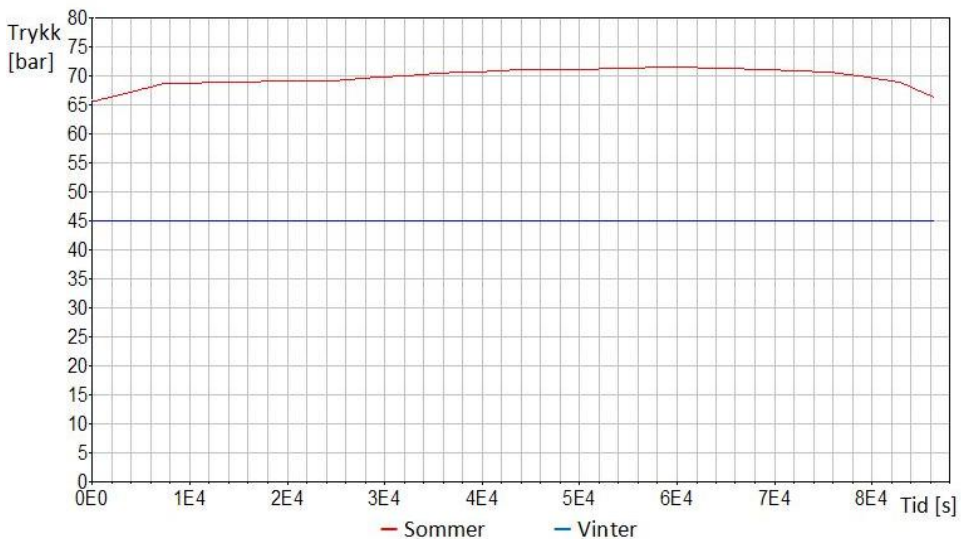
Ser også at i alle vintersimuleringene er det oppvarmingsbehovet til ventilasjonsluft utgjør den største andelen av det totale energibehovet. I vintersimuleringen for Athen er dette oppvarmingsbehovet i samme størrelsesorden som energibehovet til HT-kompressoren, mens for Moskva, Frankfurt og Trondheim representerer det over 70 % av det totale energibehovet.

## 5.2 Systemløsning 2

I dette avsnittet blir resultatene fra simuleringene gjort på systemløsning 2, Booster med parallell kompresjon av flashgass-bypass presentert. I vedlegg V.8 presenteres grafer der trykkforhold i systemet og effektbehov til de ulike komponentene vises som funksjon av tid.

### 5.2.1 Trondheim

I Figur 5.5 vises gasskjøler-/kondensatortrykket for sommer- og vintersimuleringen som funksjon av tid.



Figur 5.5 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 2, Trondheim

Ser i Figur 5.5 at gasskjøler-/kondensatortrykk i vintersimuleringen holdes konstant på 45,02 bar. I sommersimuleringen reguleres trykket etter omgivelsestemperatur.

I Tabell 5.9 under vises en oversikt over levert energi fra systemet og systemets energibehov for å levere denne energien.

Levert energi	Energi [kWh]	
	Vinter	Sommer
MT-kulde	1129,6	1129,8
LT-kulde	74,3	74,3
Varmegjenvinning	0	0
<b>Totalt</b>	<b>1203,9</b>	<b>1204,1</b>
<b>Energibehov</b>		
HT-Kompressor	158,6	318,3
LT-Kompressor	16,5	16,5
ECO-Kompressor	1,7	94,2
Vifte	6,1	88
Elektrisk oppvarming, ventilasjon	784,6	109,7
<b>Totalt</b>	<b>967,5</b>	<b>626,7</b>

Tabell 5.9 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 2, Trondheim

Kan se i Tabell 5.9 at energibehovet til ECO-kompressoren kun er på 1,7 kWh for i vintersimuleringen, mens det er på 94,2 kWh i sommersimuleringen. Ser at oppvarmingsbehovet er den dominerende andelen av det totale energibehovet i vintersimuleringen.

Med bakgrunn i resultatene presentert i Tabell 5.9 kan  $COP_{\text{Totalt}}$  og  $COP_{\text{Kjøling}}$  beregnes.

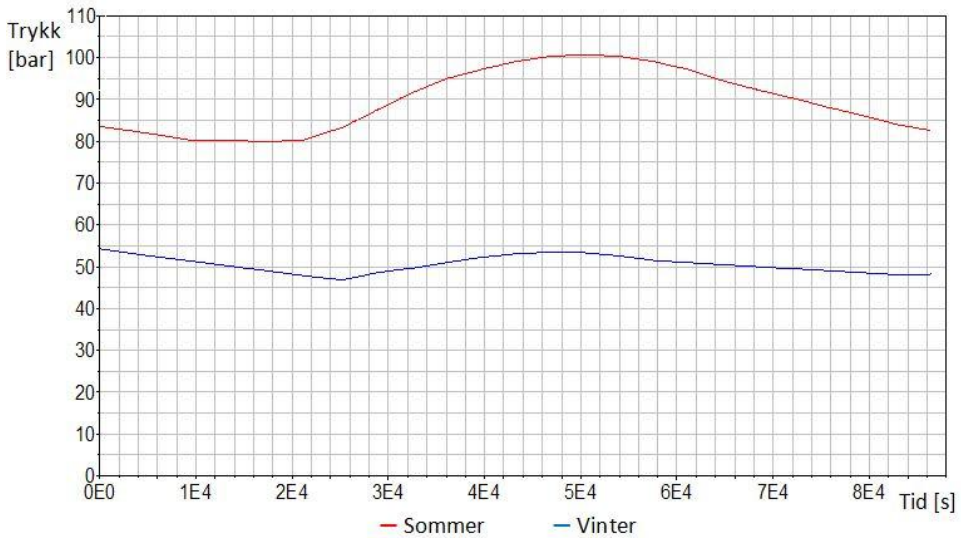
	COP	
	Vinter	Sommer
COP Kjøling	<b>6,58</b>	<b>2,33</b>
COP Totalt	<b>1,24</b>	<b>1,92</b>

Tabell 5.10 COP, Systemløsning 2, Trondheim

Ser i Tabell 5.10 at det dominerende oppvarmingsbehovet i vintersimuleringen gjør  $COP_{\text{Totalt}}$  langt lavere enn  $COP_{\text{Kjøling}}$ .

### 5.2.2 Athen

I Figur 5.6 vises gasskjøler-/kondensatortrykket for sommer- og vintersimuleringen som funksjon av tid.



Figur 5.6 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 2, Athen

Figur 5.6 viser overkritisk trykk i hele sommersimuleringen, og underkritisk trykk i hele vintersimuleringen. Kan se at trykkene i begge simuleringene reguleres etter omgivelsestemperatur.

I Tabell 5.11 under vises en oversikt over levert energi fra systemet og systemets energibehov for å levere denne energien.



Levert energi	Energi [kWh]	
	Vinter	Sommer
MT-kulde	1129,5	1129,7
LT-kulde	74,4	74,4
Varmegjenvinning	0	0
<b>Totalt</b>	<b>1203,9</b>	<b>1204,0</b>
<b>Energibehov</b>		
HT-Kompressor	197,6	430,0
LT-Kompressor	16,5	16,5
ECO-Kompressor	14,2	260,9
Vifte	99,1	218,7
Elektrisk oppvarming, ventilasjon	260	0
<b>Totalt</b>	<b>587,4</b>	<b>926,1</b>

Tabell 5.11 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 2, Athen

Ser i Tabell 5.11 at forskjellen i energibehov til ECO-kompressoren er stor mellom sommer- og vintersimuleringen. Der ECO-kompressoren i vintersimuleringen står for 6,7 % av det totale energibehovet for kompresjon til gasskjøler-/kondensatortrykk, og denne andelen i sommersimuleringen er på 37,8 %.

Med bakgrunn i resultatene presentert i Tabell 5.11 kan  $COP_{Totalt}$  og  $COP_{Kjøling}$  beregnes.

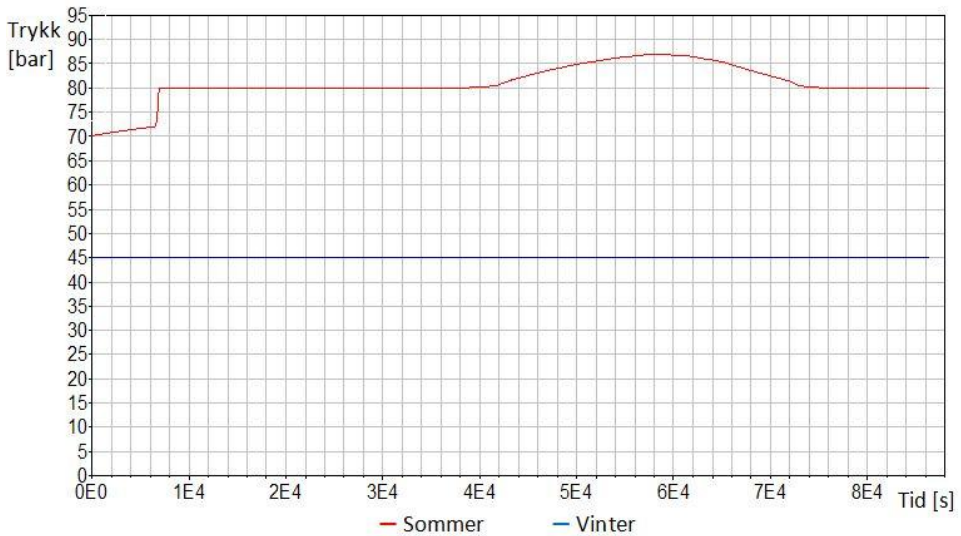
	COP	
	Vinter	Sommer
COP Kjøling	<b>3,68</b>	<b>1,30</b>
COP Totalt	<b>2,05</b>	<b>1,30</b>

Tabell 5.12 COP, Systemløsning 2, Athen

For sommersimuleringen er  $COP_{Kjøling}$  og  $COP_{Totalt}$  lik da det ikke er oppvarmingsbehov. Lav  $COP_{Totalt}$  i vintersimuleringen på grunn av oppvarmingsbehovet.

### 5.2.3 Moskva

I Figur 5.7 vises gasskjøler-/kondensatortrykket for sommer- og vintersimuleringen som funksjon av tid.



Figur 5.7 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 2, Moskva

Figur 5.7 viser at gasskjøler-/kondensatortrykket holdes konstant på 80 bar i store deler av sommersimuleringen, da omgivelsestemperaturen er mellom 20°C og 28°C. Frem til ca 6300 s (klokken 01.45) er systemet i underkritisk drift. I vintersimuleringen er trykket konstant på 42,02 bar, da omgivelsestemperaturen er lavere enn 0°C.

I Tabell 5.13 under vises en oversikt over levert energi fra systemet og systemets energibehov for å levere denne energien.

Levert energi	Energi [kWh]	
	Vinter	Sommer
MT-kulde	1129,6	1129,6
LT-kulde	74,4	74,3
Varmegjenvinning	0	0
<b>Totalt</b>	<b>1204,0</b>	<b>1203,9</b>
<b>Energibehov</b>		
HT-Kompressor	158,6	381,6
LT-Kompressor	16,5	16,5
ECO-Kompressor	1,7	162,1
Vifte	5,1	229,3
Elektrisk oppvarming, ventilasjon	895,1	81,8
<b>Totalt</b>	<b>1077,0</b>	<b>871,3</b>

Tabell 5.13 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 2, Moskva

I Tabell 5.13 over kan en se betydelige forskjeller i energibehovet til viftdrift og ECO-kompressoren fra vinter- til sommersimuleringen. I vintersimuleringen står ECO-kompressoren for kun 1,1 % av det totale energibehovet for kompresjon til gasskjøler-/kondensatortrykk, mens andelen i sommersimuleringen er på 29,8 %.

Med bakgrunn i resultatene presentert i Tabell 5.13 kan  $COP_{\text{Totalt}}$  og  $COP_{\text{Kjøling}}$  beregnes.

	COP	
	Vinter	Sommer
COP Kjøling	<b>6,62</b>	<b>1,52</b>
COP Totalt	<b>1,12</b>	<b>1,38</b>

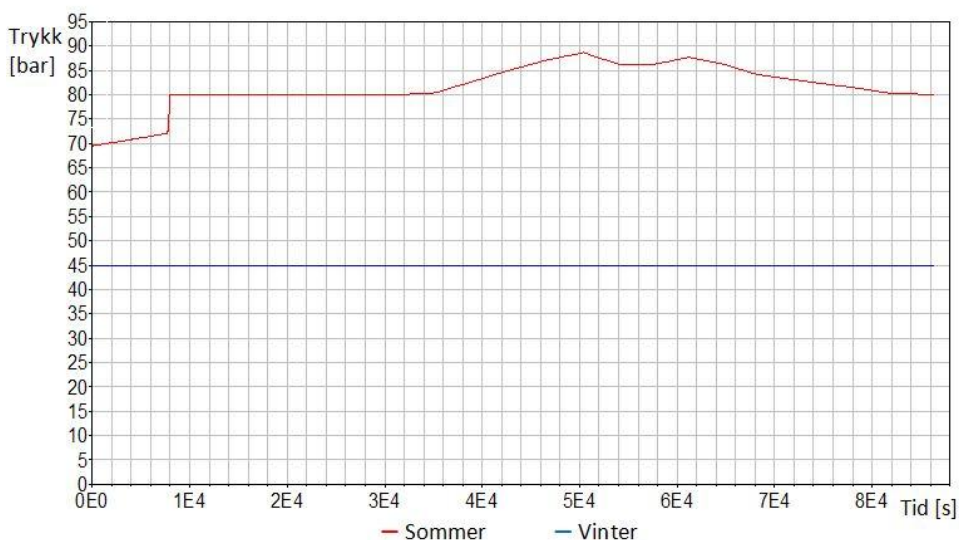
Tabell 5.14 COP, Systemløsning 2, Moskva

Også her er oppvarmingsbehovet det dominerende i vintersimuleringen, og det resulterer i lav  $COP_{\text{Totalt}}$  i vintersimuleringen vist i Tabell 5.14. I sommer-

simuleringen representerer oppvarmingsbehovet en langt mindre andel av det totale energibehovet. Dette resulterer i høyere  $COP_{Totalt}$  i sommersimuleringen enn i vintersimuleringen, på tross av at  $COP_{Kjøling}$  er langt høyere i vintersimuleringen.

### 5.2.4 Frankfurt

I Figur 5.8 vises gasskjøler-/kondensatortrykket for sommer- og vintersimuleringen som funksjon av tid.



Figur 5.8 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 2, Frankfurt

For vintersimuleringen viser Figur 5.8 at gasskjøler-/kondensatortrykket holdes konstant på 45,02 bar gjennom hele simuleringen. For sommersimuleringen starter trykket i underkritisk område, og ved ca 8000 s (klokken 02.20) går omgivelsestemperaturen over 20°Cm og systemet går over i transkritisk drift.

I Tabell 5.15 under vises en oversikt over levert energi fra systemet og systemets energibehov for å levere denne energien

Levert energi	Energi [kWh]	
	Vinter	Sommer
MT-kulde	1129,6	1129,7
LT-kulde	74,3	74,3
Varmegjenvinning	0	0
<b>Totalt</b>	<b>1203,9</b>	<b>1204,0</b>
<b>Energibehov</b>		
HT-Kompressor	158,6	386,1
LT-Kompressor	16,5	16,5
ECO-Kompressor	1,7	181,2
Vifte	19,2	251,6
Elektrisk oppvarming, ventilasjon	558,8	84,6
<b>Totalt</b>	<b>754,8</b>	<b>853,5</b>

Tabell 5.15 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 2, Frankfurt

Ser i Tabell 5.15 at det i sommersimuleringen som ventet er energibehovet til HT-kompressoren som representerer den største andelen av det totale energibehovet, og at andelen av det totale energibehovet for kompresjon til gasskjøler-/kondensatortrykk fra ECO-kompressoren er på 31,9 %. I vintersimuleringen er oppvarmingsbehovet som dominerer, og en kan se et meget lavt energibehov til ECO-kompressoren.

Med bakgrunn i resultatene presentert i Tabell 5.15 kan  $COP_{Totalt}$  og  $COP_{Kjøling}$  beregnes.

	COP	
	Vinter	Sommer
COP Kjøling	<b>6,14</b>	<b>1,44</b>
COP Totalt	<b>1,59</b>	<b>1,31</b>

Tabell 5.16 COP, Systemløsning 2, Frankfurt

Også her medfører det dominerende oppvarmingsbehovet lav  $COP_{Totalt}$  i vintersimuleringen. Lavere energibehov til oppvarming gir mindre differanse mellom  $COP_{Kjøling}$  og  $COP_{Totalt}$  for sommersimuleringen.

### 5.2.5 Oppsummering

I simuleringene for systemløsning 2, Booster med parallell kompresjon av flashgass, kan en se at virkningen av å benytte parallell kompresjon øker ved økende omgivelsestemperatur. I vintersimuleringene kan en se at energibehovet til HT- og ECO-kompressoren er identisk for Trondheim, Moskva og Frankfurt. Dette skyldes som nevnt i avsnitt 5.1.5 at trykket i gasskjøler/kondensator holdes konstant på 45,02 bar i disse simuleringene. I disse tre simuleringene representerer energibehovet til ECO-kompressoren 1,1 % av totalt energibehovet til kompresjon mot gasskjøler-/kondensatortrykk. I vintersimuleringen for Athen er denne andelen på 6,7 %. I sommersimuleringene er denne andelen langt høyere, da gasskvaliteten for CO<sub>2</sub> etter ekspansjon til MPR-trykk er større på grunn av høyere omgivelsestemperaturer, som resulterer i høyere CO<sub>2</sub>-temperatur ved utløpet av gasskjøler/kondensator.

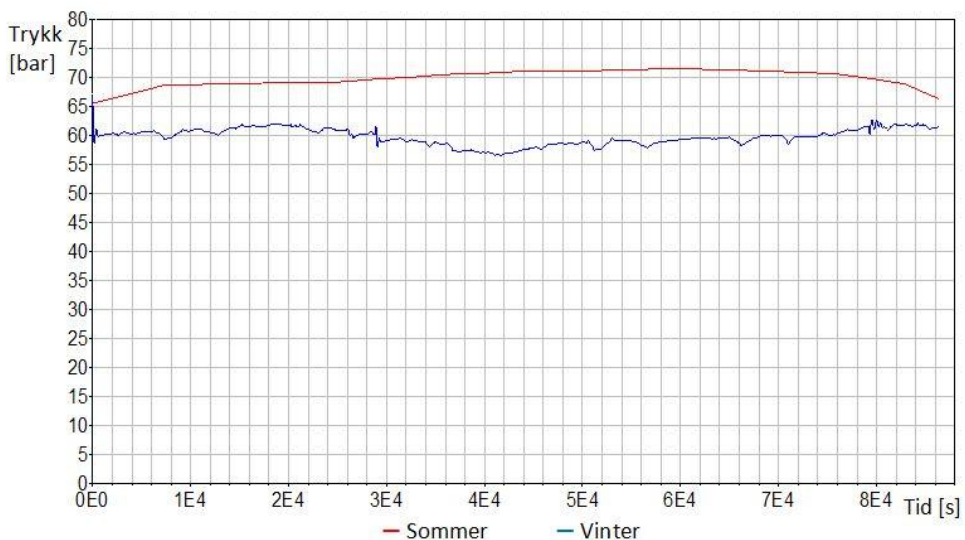
Også i simuleringene for denne systemløsningen viser resultatene at dominerende energibehov til oppvarming av ventilasjonsluft medfører lave COP<sub>Totalt</sub> for vintersimuleringene.

## 5.3 Systemløsning 3

I dette avsnittet blir resultatene fra simuleringene gjort på systemløsning 3, Booster med flashgass-bypass og varmegjenvinning fra gasskjøler/kondensator. I vedlegg V.9 presenteres grafer der trykkforhold for hele systemet og effektbehov til de ulike komponentene vises som funksjon av tid. I tillegg vises grafer for effektbehov til oppvarming og levert effekt fra varmegjenvinning.

### 5.3.1 Trondheim

I Figur 5.9 vises gasskjøler-/kondensatortrykket for sommer- og vintersimuleringen som funksjon av tid.



Figur 5.9 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 3, Trondheim

Ser i Figur 5.9 ser en at systemet regulerer gasskjøler-/kondensatortrykket for å levere ønsket varme til ventilasjonsluft gjennom hele simuleringen. Uten varmegjenvinning ville trykket ligget på 45,02 bar, da omgivelsestemperaturen er lavere en 0°C. I sommersimuleringen er omgivelsestemperaturen over 6°C, og varmegjenvinning benyttes ikke, og gasskjøler-/kondensatortrykket reguleres etter kurven gitt i avsnitt 4.2.3.

I Tabell 5.17 under vises en oversikt over levert energi fra systemet og systemets energibehov for å levere denne energien.

Levert energi	Energi [kWh]	
	Vinter	Sommer
MT-Kulde	1129,6	1129,3
LT-Kulde	74,3	74,4
Varmegjenvinning	781,9	0
<b>Totalt</b>	<b>1985,8</b>	<b>1203,7</b>
<b>Energibehov</b>		
HT-Kompressor	261,6	459,8
LT-Kompressor	16,6	16,5
Vifte	1,2	93,6
Elektrisk oppvarming, ventilasjon	2,7	109,7
<b>Totalt</b>	<b>969,7</b>	<b>679,6</b>

Tabell 5.17 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 3, Trondheim

Som vist i Tabell 5.17 over leveres tilnærmet hele oppvarmingsbehovet ved varmegjenvinning fra kuldeanlegget. Kun 2,7 kWh er nødvendig fra elektrisk oppvarming. Ser at energibehovet til viftedrift blir meget lavt, da store deler av gasskjøler-/kondensatorvarmen avgis ved varmegjenvinning. I sommer-simuleringen benyttes ikke varmegjenvinning, og varmebehovet dekkes ved elektrisk oppvarming.

Med bakgrunn i resultatene presentert i Tabell 5.15 kan  $COP_{Totalt}$  og  $COP_{Kjøling}$  beregnes.

	COP	
	Vinter	Sommer
COP Kjøling	<b>4,31</b>	<b>2,11</b>
COP Totalt	<b>7,04</b>	<b>1,77</b>

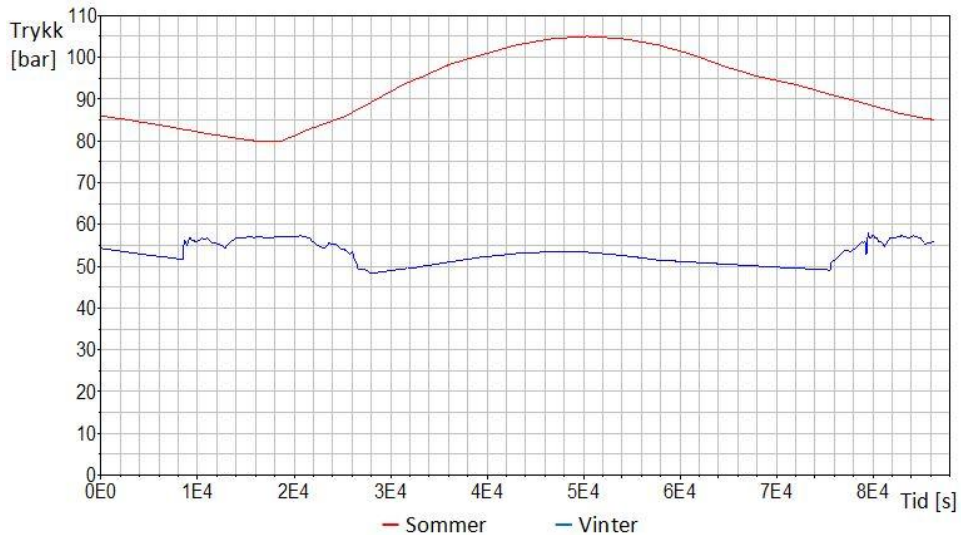
Tabell 5.18 COP, Systemløsning 3, Trondheim

. For vintersimuleringen kan en se at  $COP_{Totalt}$  blir høy grunnet utnyttelsen av varmegjenvinning.



### 5.3.2 Athen

I Figur 5.10 vises gasskjøler-/kondensatortrykket for sommer- og vintersimuleringen som funksjon av tid.



Figur 5.10 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 3, Athen

Figur 5.10 over viser at i sommersimuleringen reguleres gasskjøler-/kondensatortrykket etter ligningene for transkritisk drift av systemet. Ser en på kurven for vintersimuleringen kan en se at det kun benyttes varmegjenvinning deler av døgnet. Ved ca 8000 s (klokken 02.15) synker omgivelsestemperaturen under 6°C og varmegjenvinning starter. Ser da en liten trykkøkning i gasskjøler/kondensator for å tilfredsstille varmebehovet. Ved ca 27000s (klokken 07.30) er det ikke lenger varmebehov, og varmegjenvinningen avsluttes. Fra ca 27000 s til ca 76000 s (klokken 21.00) reguleres trykket med hensyn på omgivelsestemperatur. Fra 76000 s benyttes igjen varmegjenvinning.

I Tabell 5.19 under vises en oversikt over levert energi fra systemet og systemets energibehov for å levere denne energien.

Levert energi	Energi [kWh]	
	Vinter	Sommer
MT-kulde	1129,6	1129,5
LT-kulde	74,3	74,4
Varmegjenvinning	218,6	0
<b>Totalt</b>	<b>1422,5</b>	<b>1203,9</b>
<b>Energibehov</b>		
HT-Kompressor	246,5	789,4
LT-Kompressor	16,6	16,5
Vifte	62,2	176,7
Elektrisk oppvarming, ventilasjon	41,4	0
<b>Totalt</b>	<b>969,7</b>	<b>982,6</b>

Tabell 5.19 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 3, Athen

I Tabell 5.19 kan en se at i vintersimuleringen leveres 84 % av det totale varmebehovet ved varmegjenvinning. Ved at denne varmen utnyttes ved varmegjenvinning, blir energibehovet til viftedrift redusert.

Med bakgrunn i resultatene presentert i Tabell 5.15 kan  $COP_{Totalt}$  og  $COP_{Kjøling}$  beregnes.

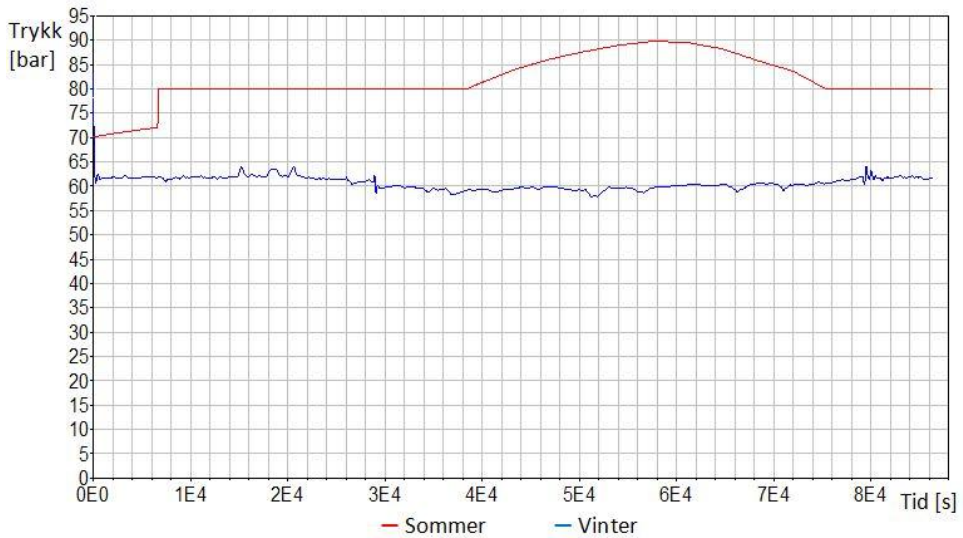
	COP	
	Vinter	Sommer
COP Kjøling	<b>3,70</b>	<b>1,23</b>
COP Totalt	<b>3,88</b>	<b>1,23</b>

Tabell 5.20 COP, Systemløsning 3, Athen

Tabell 5.20 viser økning i  $COP_{Totalt}$  i forhold til  $COP_{Kjøling}$  som følge av varmegjenvinningen i vintersimuleringen. I sommersimuleringen er  $COP_{Totalt}$  og  $COP_{Kjøling}$  like, da det ikke er oppvarmingsbehov.

### 5.3.3 Moskva

I Figur 5.11 vises gasskjøler-/kondensatortrykket for sommer- og vintersimuleringen som funksjon av tid.



Figur 5.11 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 3, Moskva

Ser i Figur 5.11 over at gasskjøler-/kondensatortrykket i sommersimuleringen reguleres etter omgivelsestemperatur, da varmegjenvinning ikke benyttes. I vintersimuleringen benyttes varmegjenvinning gjennom hele døgnet, og gasskjølertrykket reguleres etter varmebehovet.

I Tabell 5.21 under vises en oversikt over levert energi fra systemet og systemets energibehov for å levere denne energien.

Levert energi	Energi [kWh]	
	Vinter	Sommer
MT-kulde	1129,7	1129,5
LT-kulde	74,3	74,4
Varmegjenvinning	892,3	0
<b>Totalt</b>	<b>2096,3</b>	<b>1203,9</b>
<b>Energibehov</b>		
HT-Kompressor	267,3	611,9
LT-Kompressor	16,6	16,5
Vifte	0,7	195
Elektrisk oppvarming, ventilasjon	2,8	81,8
<b>Totalt</b>	<b>287,4</b>	<b>905,2</b>

Tabell 5.21 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 3, Moskva

Ser i Tabell 5.21 at 99,7 % av oppvarmingsbehovet i vintersimuleringen dekkes av varmegjenvinning fra kuldeanlegget, og at energibehovet til viftedrift er lavt. I sommersimuleringen kan en se høyt energibehov til HT-kompressoren.

Med bakgrunn i resultatene presentert i Tabell 5.21 kan  $COP_{Totalt}$  og  $COP_{Kjøling}$  beregnes.

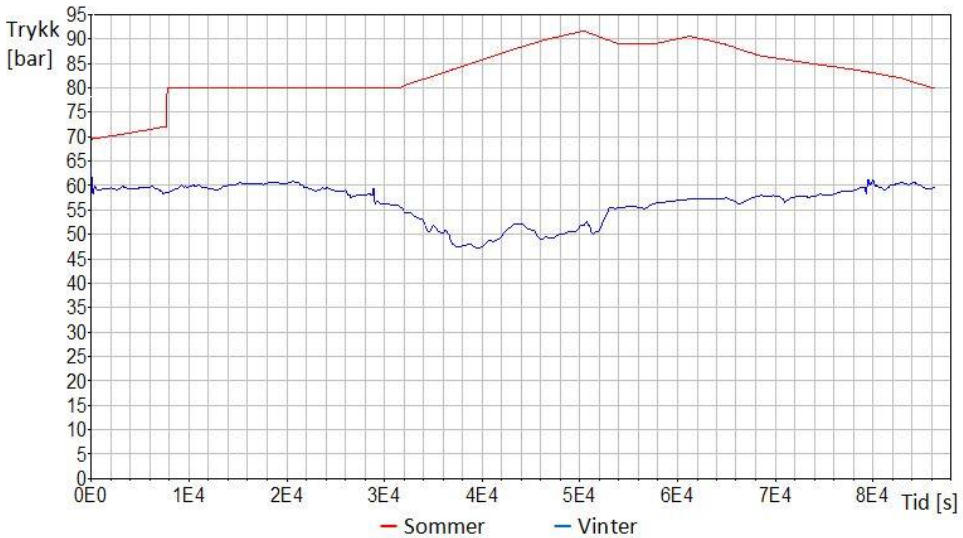
	COP	
	Vinter	Sommer
COP Kjøling	<b>4,23</b>	<b>1,46</b>
COP Totalt	<b>7,29</b>	<b>1,33</b>

Tabell 5.22 COP, Systemløsning 3, Moskva

Ser at  $COP_{Totalt}$  for vintersimuleringen vist i Tabell 5.22 blir høy, da varmebehovet som tilfredsstilles ved varmegjenvinning er stort. For sommersimuleringen forblir  $COP_{Kjøling}$  og  $COP_{Totalt}$  upåvirket, da varmegjenvinning ikke benyttes.

### 5.3.4 Frankfurt

I Figur 5.11 vises gasskjøler-/kondensatortrykket for sommer- og vintersimuleringen som funksjon av tid.



Figur 5.12 Gasskjøler-/kondensatortrykk, Systemløsning 3, Frankfurt

Ser i Figur 5.12 at gasskjøler-/kondensatortrykket i vintersimuleringen reguleres for å dekke oppvarmingsbehovet ved varmegjenvinning gjennom hele døgnet. Ser at trykket reduseres mot ca 40000 s (klokken 11.00), da varmebehovet til supermarkedet synker, før varmebehovet øker igjen, og trykket da også heves. Gasskjøler-/kondensatortrykket for sommersimuleringen reguleres etter omgivelsestemperatur.

I Tabell 5.23 under vises en oversikt over levert energi fra systemet og systemets energibehov for å levere denne energien.

Levert energi	Energi [kWh]	
	Vinter	Sommer
MT-kulde	1129,7	1129,4
LT-kulde	74,3	74,4
Varmegjenvinning	555,5	0
<b>Totalt</b>	<b>1759,5</b>	<b>1203,8</b>
<b>Energibehov</b>		
HT-Kompressor	240,2	641,9
LT-Kompressor	16,6	16,5
Vifte	4,8	202,7
Elektrisk oppvarming, ventilasjon	3,0	84,6
<b>Totalt</b>	<b>264,6</b>	<b>945,7</b>

Tabell 5.23 Oversikt, levert energi og energibehov, Systemløsning 3, Frankfurt

Ser også i Tabell 5.23 at kun en liten del av varmebehovet dekkes ved elektrisk oppvarming og 99,7 % dekkes fra varmegjenvinning. Den store andelen varmegjenvinning medfører også, som tidligere nevnt, redusert energibehov til viftedrift.

Med bakgrunn i resultatene presentert i Tabell 5.23 kan  $COP_{Totalt}$  og  $COP_{Kjøling}$  beregnes.

	COP	
	Vinter	Sommer
COP Kjøling	<b>4,60</b>	<b>1,40</b>
COP Totalt	<b>6,65</b>	<b>1,27</b>

Tabell 5.24 COP, Systemløsning 3, Frankfurt

Tabell 5.24 viser over viser at utnyttelsen av varme fra gasskjøler/kondensator medfører at  $COP_{Totalt}$  blir noe høyere enn  $COP_{Kjøling}$ .

### 5.3.5 Oppsummering

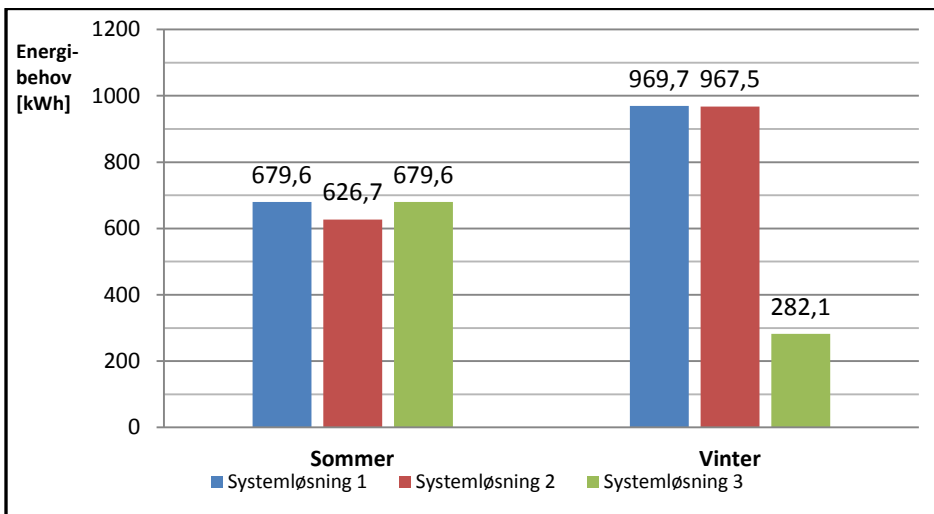
Fra simuleringene for systemløsning 3, Booster med FGB og varmegjenvinning, kan en se økning i  $COP_{Totalt}$  i vintersimuleringene der varmegjenvinningen utnyttes. På grunn av de antagelser som er gjort i 4.4.1 for når varmegjenvinning benyttes, benyttes ikke varmegjenvinning i noen av sommersimuleringene. I vintersimuleringene for Trondheim, Moskva og Frankfurt benyttes varmegjenvinning gjennom hele døgnet, mens i Athen bare deler av døgnet. Varmegjenvinningen medfører økt energibehov for MT-kompressoren, da gasskjøler-/kondensatortrykket heves for å tilfredsstille temperaturkravene for oppvarming av ventilasjonsluften, men gevinsten i gjenvunnet varme overstiger det økte energibehovet til kompressoren. Dette medfører en reduksjon i  $COP_{Kjøling}$ , men også en markant økning i  $COP_{Totalt}$  i forhold til løsningen uten varmegjenvinning.

## 5.4 Sammenligning

I dette avsnittet gjøres først en sammenligning av totalt energibehov for de tre systemløsningene i hver av de fire byene. Deretter sammenlignes et beregnet totalt årlig energibehov for de tre systemløsningene,

### 5.4.1 Trondheim

I Figur 5.13 under er totalt energibehov for hver av de tre systemløsningene fra sommer og vintersimuleringene for Trondheim vist.



Figur 5.13 Totalt energibehov per døgn for de tre ulike systemløsningene, Trondheim

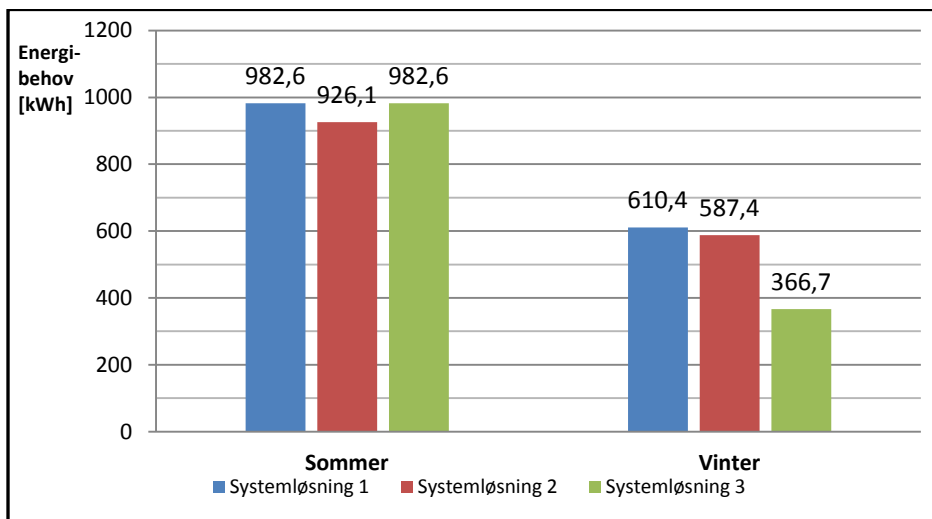
Ser i Figur 5.13 over at ingen varmegjenvinning benyttes i sommersimuleringen, og at energibehovet derfor er likt for systemløsning 1 og 3. Virkningen av parallell kompresjon av flashgass har størst virkning i sommersimuleringen, da det totale energibehovet for systemløsning 2 er 7,8 % lavere enn for systemløsning 1, der flashgass strupes ned til sugesiden av HT-kompressoren. I vintersimuleringen er tilsvarende reduksjon kun på 0,2 %. For systemløsning 3, der varmegjenvinning utnyttes, kan en se en markant reduksjon i det totale energibehovet i forhold til de to andre systemløsningene. Det totale energibehovet for systemløsning 3 ligger 70,9 % lavere enn for systemløsning 1. Ved en sammenligning av energibehovet til kompressorene for systemløsning 1 og systemløsning 3, kan en se at energibehovet er 99,1 kWh større for systemløsning 3 enn 1 i vintersimuleringen. Denne økingen i kompressorenergi resulterer i en



varmeleveranse på hele 781,9 kWh til ventilasjonsluft, slik at det totale resultatet blir en reduksjon i det totale energibehovet på 687,6 kWh, i forhold til resultatet for systemløsning 1.

#### 5.4.2 Athen

I Figur 5.14 under er totalt energibehov for hver av de tre systemløsningene fra sommer og vintersimuleringene for Athen vist.

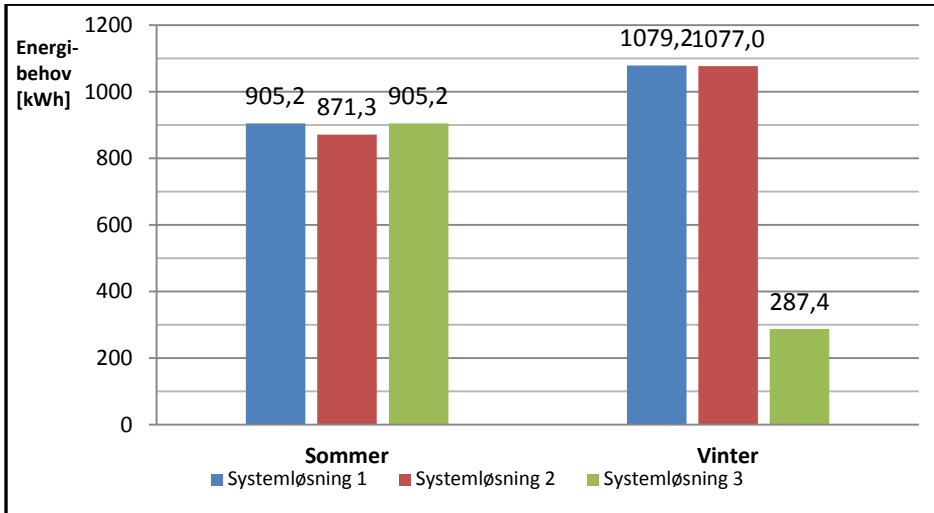


Figur 5.14 Totalt energibehov per døgn for de tre ulike systemløsningene, Athen

Da omgivelsestemperaturen i sommersimuleringen for Athen er høy, kan se i Figur 5.14 at virkningen av å benytte parallell kompresjon er større enn i simuleringen for Trondheim. I simuleringen for Athen viser resultatene en reduksjon på 5,8 % i energibehovet for systemløsning 2 i forhold til systemløsning 1. For vintersimuleringen kan en også se en reduksjon i energibehovet for systemløsning 2 i forhold til systemløsning 1 på 3,8 %. For vintersimuleringene er det systemløsning 3 som viser det laveste energibehovet, som henholdsvis ligger 39,9 % og 37,6 % lavere enn for systemløsning 1 og 2. Denne reduksjonen er langt lavere enn tilsvarende reduksjon i simuleringene for Trondheim. Dette skyldes at oppvarmingsbehovet er en langt mindre andel av det totale energibehovet, og at omgivelsestemperaturen medfører at varmegjenvinning ikke benyttes i alle perioder med varmebehov.

### 5.4.3 Moskva

I Figur 5.15 under er totalt energibehov for hver av de tre systemløsningene fra sommer og vintersimuleringene for Moskva vist.

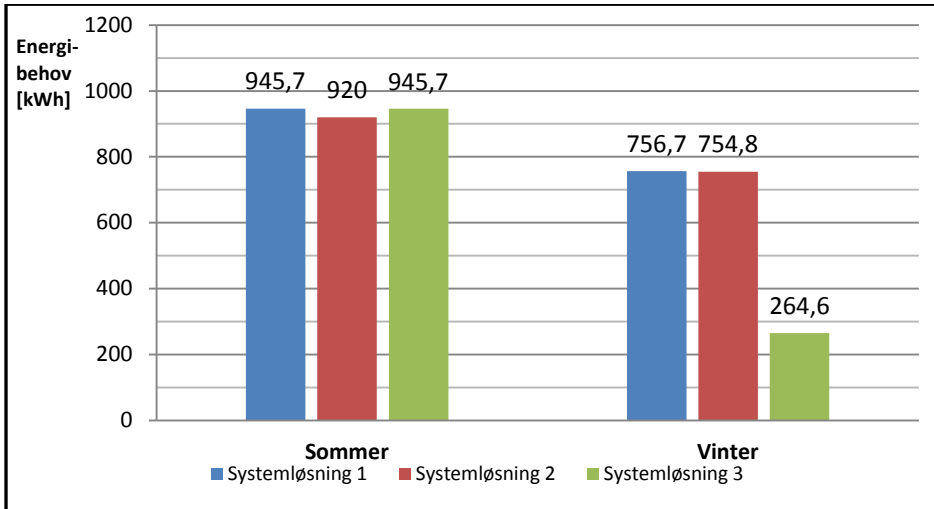


Figur 5.15 Totalt energibehov per døgn for de tre ulike systemløsningene, Moskva

I simuleringene for Moskva, vist i Figur 5.15 over, er det systemløsning 3 som viser det laveste energibehovet i vintersimuleringen. Energiforbruket for systemløsning 3 ligger 73,4 % lavere enn energibehovet for systemløsning 1. Denne store forskjellen skyldes det høye oppvarmingsbehovet, som dekket nesten utelukkende ved varmegjenvinning. For systemløsning 1 er andelen til oppvarming av ventilasjonsluft på 83,1 % av det totale energibehovet til anlegget. For sommersimuleringen kan en se en reduksjon på 3,7 % i det totale energibehovet for systemløsning 2, sammenlignet med systemløsning 1.

### 5.4.4 Frankfurt

I Figur 5.16 under er totalt energibehov for hver av de tre systemløsningene fra sommer og vintersimuleringene for Frankfurt vist.



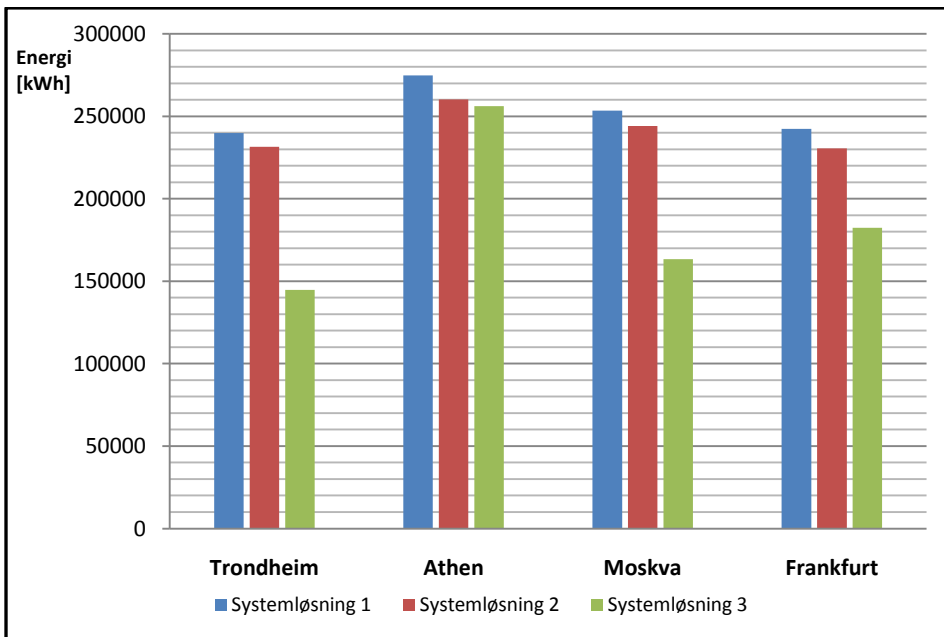
Figur 5.16 Totalt energibehov per døgn for de tre ulike systemløsningene, Frankfurt

Ser i Figur 5.16 at sammenligningen av resultatene fra simuleringene gjort for Frankfurt følger samme trend som vises i de øvrige simuleringene. I sommersimuleringen, der varmegjenvinning ikke utnyttes i systemløsning 3, er resultatet identisk med resultatet for systemløsning 1. Det totale energibehovet for systemløsning 2 ligger 2,7 % lavere enn for de to andre systemløsningene. For vintersimuleringen kan en se et marginalt lavere energibehov for systemløsning 2, sammenlignet med systemløsning 1. Systemløsning 3 resulterer i et det laveste totale energibehovet, og det ligger 65 % lavere enn det totale energibehovet for systemløsning 1.

### 5.4.5 Sammenligning, årlig energibehov

Undersøkelser av energibehov for døgn med høyeste og laveste gjennomsnittstemperatur for de ulike byene, gir ikke godt nok grunnlag for å bestemme hvilke systemløsninger som vil være best egnet for bruk de ulike byene.

Lengden av årstidene, altså antallet døgn i løpet av året der omgivelsestemperaturene er ved ulike temperaturnivå vil ha stor betydning for det totale årlige energibehovet for de ulike systemløsningene. Det er derfor gjort en overslagsmessig beregning av det årlige energibehovet for de tre ulike systemløsningene, med temperaturdata for et helt år for de fire byene det er utført døgnsimuleringer. Da det er utført simuleringer på de tre systemløsningene for åtte ulike døgn, der omgivelsestemperatur er ulike, benyttes resultatene fra disse simuleringene for å anslå energibehovet for døgn gjennom året med tilsvarende gjennomsnittelig omgivelsestemperatur. Det er benyttet lineær interpolasjon for å finne energibehov ved omgivelsestemperaturer mellom de åtte kjente punktene. Resultatene fra disse beregningene for de tre systemløsningene er vist i Figur 5.17 under.



Figur 5.17 Beregnet årlig energibehov

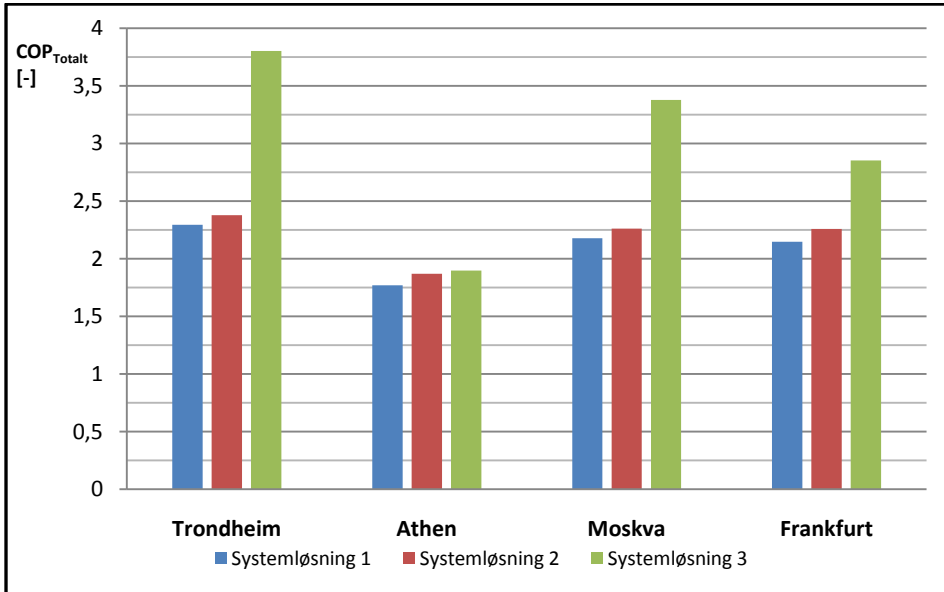
Beregningen av det totale årlige energibehovet for de tre ulike systemløsningene viser at systemløsning 3, der varmegjenvinning fra gasskjøler/kondensator benyttes, resulterer i lavest energibehov for alle de fire byene. Figur 5.17 viser at systemløsning 2 medfører liten reduksjon i årlig energibehov i forhold til systemløsning 1 for Trondheim. Som resultatene presentert tidligere i kapittelet viste, gav bruken av parallell kompresjon betydelig større virkning ved høyere omgivelsestemperaturer. Temperaturdata for Trondheim viser en kort sommer, der omgivelsestemperaturen er lav sammenlignet med temperaturene i de andre byene. Den korte sommeren i kombinasjon med lave temperaturer om vinteren gir systemløsning 3 et lavt årlig energibehov sammenlignet med de andre systemløsningene for Trondheim.

For Athen viser resultatene fra beregningen av årlig energibehov at det også her er systemløsning 3, med varmegjenvinning, som gir det laveste årlige energibehovet. Forskjellen i totalt energibehov fra systemløsning 1 og 2 er større her, enn for de andre byene, da omgivelsestemperaturene over lengre perioder er høye, og effekten av å benytte parallell kompresjon av flashgass er stor. Forskjellen mellom systemløsning 2 og 3 er liten, der systemløsning 3 resulterer i et totalt årlig energibehov som ligger 1,5 % lavere enn for systemløsning 2.

I resultatene for Moskva vist i avsnitt 5.4.3 kunne en se at systemløsning 3 viste betydelig lavere energibehov enn de to andre i vintersimuleringen, mens den høye omgivelsestemperaturen i sommersimuleringene viste lavest energibehov ved å benytte systemløsning 2. Selv om omgivelsestemperaturen i Moskva om sommeren kan bli meget høy, viser temperaturdata at perioden med høye temperaturer er kort, og derfor gir systemløsning 2 en forholdsvis liten reduksjon i årlig energibehov i forhold til systemløsning 1. Temperaturdata viser også at omgivelsestemperaturen i vintermånedene er meget lav. Dette resulterer i et stort oppvarmingsbehov, og derfor også et stort potensial for å utnytte varmegjenvinning som i systemløsning 3.

For Frankfurt er forskjellene i årlig energibehov for de tre systemløsningene noe mindre enn for Trondheim og Moskva, men også her er det systemløsning 3 som resulterer i det laveste energibehovet.

Med bakgrunn i resultatene presentert i Figur 5.17 er det beregnet årlig  $COP_{Totalt}$  for de ulike systemløsningene i de ulike klimasonene.  $COP_{Totalt}$  er beregnet som summen av levert kulde- og varmeenergi over totalt energibehov for kuldeanlegget. Resultatene er presentert i Figur 5.18 under.



Figur 5.18 Beregnet årlig  $COP_{Totalt}$

Som forventet viser resultatene for årlig  $COP_{Totalt}$  vist i Figur 5.18 at systemløsning 3 gir høyest  $COP_{Totalt}$  for alle de fire byene. For Trondheim, Moskva og Frankfurt er det betydelig forskjell i  $COP_{Totalt}$  mellom systemløsning 3 og de to andre systemløsningene, men for Athen er forskjellen mellom systemløsning 2 og 3 kun på 1,6 %, der systemløsning 3 gir størst  $COP_{Totalt}$  på 1,90.

Resultatene fra beregningene av årlig energibehov og årlig  $COP_{Totalt}$  for de ulike systemløsningene, viser at for de systemløsningene det her er gjort simuleringer på må omgivelsestemperaturene gjennom året ligge på høyere enn nivået i Athen for at systemløsning 1 og 2 skal kunne vise årlig energibehov på nivå med systemløsning 3. Beregningene viser også at for systemløsning 2 øker effekten av å benytte parallell kompresjon der omgivelsestemperaturen er høy i større deler av året. Beregningene viser at systemløsning 2 gir lavere årlig energibehov og høyere  $COP_{Totalt}$  enn systemløsning 1 i alle simuleringene.

## 5.5 Diskusjon

Resultatene fra døgnsimuleringene presentert tidligere i kapittel 5 viser betydelig reduksjon i det totale energibehovet ved utnyttelse av varmegjenvinning fra gasskjøler/kondensator for oppvarming av tilluft til ventilasjon i vintersimuleringene. Dette gjelder spesielt simuleringene gjort med temperaturdata fra Trondheim, Moskva og Frankfurt, der tett opp mot 100 % av oppvarmingsbehovet dekkes ved varmegjenvinning. Sammenlignet med tall fra litteratur presentert i avsnitt 2.4, er denne andelen noe høy, da det i litteraturen antydes en dekningsgrad på 40-70 % av varmebehov fra varmegjenvinning. Det nevnes to faktorer som medvirker til å redusere andelen gjenvunnet varme. For det første går ikke kuldeanlegg i supermarkeder kontinuerlig, men starter for å opprettholde ønskede temperaturer, og stopper når disse temperaturkravene er tilfredsstillt. Den andre årsaken er at i mange tilfeller er kuldeanlegg og ventilasjonsanlegg skilt ved en varmeveksler, som da reduserer effektiviteten i varmegjenvinningen. I systemløsning 3, presentert i denne rapporten varmeveksles det direkte mellom ventilasjonsluft og CO<sub>2</sub> i gasskjøler/kondensator for varmegjenvinning. I tillegg kjøres systemet kontinuerlig med turtallsregulering av kompressorene. Dette resulterer i at anlegget ikke stopper, og perioder der eventuelle varmebehov må tilfredsstilles med elektrisk oppvarming ikke forekommer.

Når en kun ser på resultatene fra døgnsimuleringene for systemløsning 3 (avsnitt 5.3), gjør ikke de faktorene som nevnes i litteratur som årsaker til lav utnyttelsesgrad av varmegjenvinning seg gjeldende. Modellen kan betraktes som en ideell modell for en systemløsning med varmegjenvinning. Dette medfører også at resultatene fra simuleringene der varmegjenvinning benyttes, presentert i avsnitt 5.3, viser noe lavere energibehov enn hva man kan forvente fra et kommersielt kuldeanlegg i drift. Men modellen viser på en god måte potensialet i økt utnyttelse av varmegjenvinning.

I beregningene av det årlige energibehovet ble det observert at andelen av totalt oppvarmingsbehov ble lavere enn hva resultatene fra de enkelte døgnene gav inntrykk av. For de fire byene Trondheim, Athen, Moskva og Frankfurt denne andelen på henholdsvis 85 %, 35 %, 83 % og 71 %. Grunnen til at disse resultatene ikke viser dekningsgrad for oppvarming av ventilasjonsluft nærmere 100 % er at det som vist i avsnitt 5.3 er oppvarmingsbehov i de

sommerdøgnene (Trondheim, Moskva og Frankfurt), men at varmegjenvinning da ikke benyttes.

En annen faktor som bidrar til det lave totale energibehovet i simuleringene for systemløsning 3 med varmegjenvinning, er reguleringssystemet for gasskjøler-/kondensatortrykk når varmegjenvinning benyttes. Ideelt sett skulle gasskjøler-/kondensatortrykket reguleres for å opprettholde ønsket temperatur på tilluft til ventilasjon. Men når det benyttes varmevekslere for varmeveksling mellom luft og CO<sub>2</sub> fra komponentbiblioteket "TIL" i Dymola, som er benyttet for modellering og simuleringer, er ikke lufttemperaturen ved utløpet fra varmeveksleren en tilgjengelig parameter. Av den grunn reguleres gasskjøler-/kondensatortrykket i stedet med hensyn på overført varmeeffekt. Dette medfører at lufttemperaturen ved utløpet fra gasskjøler/kondensator til tider er noe under det opprinnelige settpunktet. Det er gjort tester for å undersøke størrelsen på avviket mellom den ønskede tillufttemperatur og den faktiske temperaturen ved bruk av dette reguleringssystemet. Disse testene viste en faktisk tillufttemperatur som maksimalt var omkring 2°C lavere enn ønsket. Dette var kun i korte perioder, og i snitt lå tillufttemperaturen 1-1,3°C for lavt. Da det ikke ble funnet noen annen løsning, ble dette reguleringssystemet benyttet. Dette medfører da at gasskjøler-/kondensatortrykket i simuleringene ligger noe lavere enn hva som reelt ville vært nødvendig, og at da energibehovet til HT-kompressoren over tid blir noe lavere enn hva det ville vært med regulering av gasskjøler-/kondensatortrykk etter tillufttemperaturen.

I resultatene for systemløsning 2, presentert i avsnitt 5.2, kan en se en økning i energibehovet til viftedrift sammenlignet med resultatene for systemløsning 1 i sommersimuleringene. Dette gjelder kun for Athen, Moskva og Frankfurt, der systemene kjøres i transkritisk drift og økningen er på henholdsvis 23,8 %, 17,6 % og 24,1 %. I resultatene for Trondheim, der systemet kjøres i underkritiske drift i sommersimuleringen, er situasjonen motsatt. Der vises det en reduksjon i energibehov til viftedrift på 6,0 % fra systemløsning 1 til systemløsning 2. Dette indikerer viktigheten av å ha med viftearbeidet i utregningene for det optimale gasskjøler-/kondensatortrykket. Fra kurvene for optimalt gasskjøler-/kondensatortrykk (Figur 4.5) kan en se at trykket ligger lavere i transkritisk område for systemløsning 2 enn for systemløsning 1. Dette medfører lavere temperaturdifferanse mellom CO<sub>2</sub> i gasskjøler/kondensator og uteluften.



Denne reduserte temperaturredifferansen resulterer da i økt energibehov til viftedrift for å oppnå nødvendig varmeoverføring fra gasskjøler/kondensator. Dette ble bekreftet da det ble gjort en test ved en sommersimulering for Athen med systemløsning 2, der gasskjøler-/kondensatortrykk ble regulert etter kurven for systemløsning 1. Resultatene viste en reduksjon på 6,8 % i totalt energibehov ved å benytte kurven for optimalt gasskjøler-/kondensatortrykk for systemløsning 1. Dette viser viktigheten av å regne med energibehov til viftedrift i beregningene av optimalt gasskjølertrykk. Dette medfører også at resultatene fra simuleringene for systemløsning 1 og 2, samt sommersimuleringene for systemløsning 3 ikke viser laveste mulige energibehov, da begge optimalkurvene for gasskjøler-/kondensatortrykk ikke er gir optimale resultater. Dette medfører også at forskjellene mellom systemløsningene med og uten varmegjenvinning kunne vært noe mindre enn hva resultatene her viser.

En annen faktor som kan være med å bidra til den store forskjellen mellom systemløsning 3 og systemløsning 1 og 2 er at gasskjøleren/kondensatoren ikke er detaljmodellert for de ulike byene, men samme gasskjøler/kondensator er benyttet i alle simuleringene. Dette medfører at en økning i luftmengde gir en uforholdsmessig stor økning i trykkfall over luftsiden av gasskjøler/kondensator. Dette medfører da også en stor økning i nødvendig viftearbeid.

En sammenligning av det årlige energibehovet for de tre systemløsningene presentert her og tall fra litteraturen viser lavere energibehov for systemløsningene presentert her. Da den benyttede lastsituasjonen i simuleringene er hentet fra ref. [4], og er basert på beregninger gjort i [1]. Lastsituasjonen presentert i ref. [1] er basert på lastsituasjonen for kuldeanlegget i et Rema1000 supermarkedet i Hell utenfor Trondheim. Da deler av kuldebehovet ved lavtemperatur presentert i ref. [1] leveres av "plug-in"-enheter, ble ikke de medregnet i lastsituasjonen presentert i ref. [4]. For å kunne sammenligne det årlige energibehovet for systemløsningene presentert her med tall fra litteraturen, er energibehovet til disse "plug-in"-enhetene legges til energibehovet fra simuleringene gjort her. Da supermarkedet i Hell har et salgsareal på 2125 m<sup>2</sup>, gir dette et forventet energibehov på ca  $198 \frac{kWh}{m^2 \cdot \text{år}}$  basert på et gjennomsnitt for energibehov for kuldeanlegg i Sverige.

Tilsvarende tall fra USA gir et forventet energibehov på ca  $220 \frac{kWh}{m^2 \cdot \text{år}}$ . For systemløsning 1 presentert her, med temperaturdata for Trondheim, er det årlige energibehovet for kuldeanlegget (varmebehovet ekskludert) på 97,3 kWh/m<sup>2</sup>\*år. Da tallene presentert i litteraturen er gjennomsnittelig verdier fra undersøkelser gjort på eksisterende kuldeanlegg i de respektive land, og omfatter alle typer kuldeanlegg og ulike klima, er det forventet at modellene presentert her vil vise lavere energibehov. Bandt annet fordi klimaet i Trondheim er forholdsvis kaldt. Til sammenligning gir modellen presentert i ref. [1] et energibehov 112,7 kWh/m<sup>2</sup>\*år for et kaskadeanlegg med CO<sub>2</sub> som eneste kuldemedium, med temperaturdata for Trondheim.

### **5.5.1 Om transient simulering av fullskala kommersielle kuldeanlegg**

I arbeidet med å utvikle de ulike modellene for de tre ulike systemløsningene har deler av arbeidet vist seg mer komplisert og tidkrevende enn andre. Et område som har vært meget tidkrevende er arbeidet med å utarbeide reguleringssystem for de ulike modellene, slik at modellene opererer slik som ønsket ved ulike driftstilstander. I modellene som er benyttet i de utførte simuleringene er det 5-6 ulike tilstander som skal styres av implementerte regulatorer. For å oppnå tilfredsstillende drift for de ulike driftstilstandene må alle regulatorene "jobbe sammen" for å oppnå de ønskede resultatene. Arbeidet har gitt innsikt i kompleksiteten i slike reguleringssystemer og hvor viktig riktig regulering er for å kunne oppnå mest mulig energieffektivitet drift av de ulike modellene. Svingninger i trykk og temperaturer i modellene oppstår fort, dersom regulatorene ikke er riktig innstilt. Dette har medført at en av de mest tidkrevende arbeidsoppgavene har vært "regulator-tuning", for å få gjennomført de ønskede simuleringene med tilfredsstillende resultater.

## 6 Konklusjon

Det er utført en litteraturstudie der ulike systemløsninger for kuldeanlegg til bruk er undersøkt og vurdert med hensyn på bruk i klima. Det er også undersøkt ulike endringer som kan tilføres de undersøkte systemløsningene for å bedre energieffektiviteten ved drift i ulike klima. I tillegg er energipotensialet i å utnytte varme fra gasskjøler/kondensator til oppvarmingsbehov i supermarkeder undersøkt.

Det er utarbeidet modeller for transient simulering av tre systemløsninger:

- Booster-løsning med flashgass bypass i høytrykkskret
- -Booster-løsning med parallell kompresjon av flashgass til gasskjøler-/kondensatortrykk i høytrykkskrets.
- -Booster-løsning med flashgass bypass og varmegjenvinning fra gasskjøler/kondensator til ventilasjonsluft.

Transiente døgnsimuleringer for de tre systemløsningene er gjort ved sommer- og vintertemperaturer for byene de fire byene Trondheim, Athen Moskva og Frankfurt. Med bakgrunn i resultatene fra døgnsimuleringene ble årlig totalt energibehov til kuldeanlegg samt oppvarming av ventilasjonsluft beregnet for de tre systemløsningen i de fire ulike byene.

Resultatene fra simuleringene viste høy energieffektivitet ved bruk av systemløsningen der varmegjenvinning benyttes for Trondheim, Moskva og Frankfurt. For Athen viste resultatene et tilnærmet likt energibehov for systemløsningen med parallell kompresjon av flashgass og systemløsningen der varmegjenvinning benyttes. For alle de fire byene viste systemløsningen med kun bypass av flashgass det høyeste årlige energibehovet.

### Videre arbeid

Utarbeide modell for et fullstendig supermarked, der modell for kuldeanlegg kan implementeres. Modellen for supermarkedet kan innebære komplett energisystem, ventilasjonssystem og internlaste slik at temperaturvariasjon i butikkarealene og dens påvirkning på kuldebehov, samt behov for klimatisering av inneluft kan undersøkes. I modellen kan da også bruk av varmegjenvinning

fra kuldeanlegg, og eventuelt bruk av kulde fra kuldeanlegg til klimatisering av butikkareler også implementeres.

Eventuelt kan modell for komplett ventilasjonsaggregat implementeres i modellen, der elektrisk varmebatteri og varmegjenvinner er tatt med. En vil da kunne undersøke reguleringsystem for varmegjenvinning fra kuldeanlegget ved å også ha verdier for energibehov til roterende varmegjenvinner tilgjengelig, og mest energieffektiv drift av systemet med varme og kuldeleveranse kan finnes.

Utarbeide ny modell for regulering av varmegjenvinning fra gasskjøler/kondensator som benytter tillufttemperaturen som reguleringsparameter, istedenfor overført varmeeffekt, som benyttes i modellen presentert her. Riktig tillufttemperatur er viktig for å oppnå ønsket temperatur i butikkarealene, og vil da også gi et mer korrekt bilde av økningen i energibehov til kompressor ved bruk av varmegjenvinning.

Detaljmodellering av de ulike komponentene i modellen. For eksempel kan det utarbeides modeller for varmvekslere med større fokus på trykktap, varmeoverførende areal og konfigurasjon spesifikt for kommersielle kuldeanlegg.

Utarbeide en ny modell for viften til gasskjøler/kondensator ved varmeavgivelse til omgivelsesluft. I tillegg kan nye kurver for optimal gasskjøler-/kondensatortrykk der viftearbeidet er inkludert, da viktigheten dette er vist her.

# Bibliografi

- [1] Stefano Poppi, "Development of Commercial Refrigeration Systems," Fakultet for ingeniørvitenskap og teknologi, Norger Tekninske og Naturvitenskapelige Universitet, NTNU, Trondheim, Masteroppgave 2010.
- [2] Petter Nekså, Harald Taxt Walnum, and Armin Hafner, "CO<sub>2</sub> - a refrigerant from the past with prospects of being one of the main refrigerants in the future," in *9th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Paris, 2010.
- [3] Man-Hoe Kim, Jostein Pettersen, and Clark W. Bullard, "Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems," *Progress in Energy and Combustion Science*, no. 30, pp. 119-174, 2004.
- [4] Lars Siewers Watvedt, "Dynamisk simulering av fullskala kuldeanlegg for supermarked," Fakultet for ingeniørvitenskap og teknologi, Norges Tekniske og Naturvitenskapelige Universitet, NTNU, Trondheim, Fordypningsprosjekt 2010.
- [5] RnLib, , Programtillegg til Excel med termodynamisk data.
- [6] Samer Sawalha, "Natural Refrigerant CO<sub>2</sub>: Master Module 3, Commercial Refrigeration," 9789081346733, 2009.
- [7] Ezio Fornasieri, Claudio Zilio, Luca Cacchinato, Marco Corradi, and Silvia Minetto, "Natural Refrigerant CO<sub>2</sub>, Master Module 1, Thermodynamic Topics," 9789081346733, 2009.
- [8] Ying Chen and Junjie Gu, "The optimum hig pressure for CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers," *International Journal of Refrigeration*, pp. 1238-1249, 2005.
- [9] F.Z. Zhang, P.X. Jiang, Y.S. Lin, and Y.W. Zhang, "Efficiencies of subcritical and transcritical CO<sub>2</sub> inverse cycles with and without an internal heat exchanger," *Applied Thermal Engineering*, pp. 432-438, 2011.
- [10] Samer Sawalha, "Theoretical evaluation af transcritical CO<sub>2</sub> systems in supermarket refrigeration. Part II: System modifications and comparisons of different soultions," *International Journal of Refrigeration*, no. 31, pp. 525-534, 2008.
- [11] Oliver Javerschek, "Review Article: Commercial Refrigeration Systems with CO<sub>2</sub> as Refrigerant," *International Institute of Refrigeration Bulletin*, no. 1,

2009.

- [12] Jamie Arias, "Energy Usage in Supermarkets: Modelling and Field Measurements," Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration, Department of Energy Technology, Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, Doktorgradsavhandling 2005.
- [13] Samer Sawalha and Yang Chen, "Investigations of Heat Recovery in Different Refrigeration System Solutions in Supermarkets," Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, 2010.
- [14] Vojislav Novakovic, Sten Olaf Hansen, Jan Vincent Thue, Ivar Wangensteen, and Frode Olav Gjerstad, *ENØK i Bygninger, Effektiv Energibruk*, 3rd ed., 2007.
- [15] John R. Thome. (2010) Engineering Data Book III. [Online]. [www.wlv.com/products/databook/db3/DataBookIII.pdf](http://www.wlv.com/products/databook/db3/DataBookIII.pdf)
- [16] EngineeringToolbox. The Engineering Toolbox. [Online]. [http://www.engineeringtoolbox.com/fan-types-d\\_142.html](http://www.engineeringtoolbox.com/fan-types-d_142.html)
- [17] M. Chiarello, S. Girotto, and S. Minetto, "CO2 Supermarket Refrigeration System for Hot Climates," in *Refrigeration Science and Technology Proceedings, 9th IIT-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Sydney, 2010.
- [18] Y.T. Ge and S.A. Tassou, "Performance and optimal design of supermarket refrigeration systems with supermarket model "SuperSim". Part II: Model applications," *International Journal of Refrigeration*, no. 34, pp. 540-549, 2011.

# Vedlegg

- Vedlegg V.1: Bakgrunn for eksempler i tabell 2.3**
- Vedlegg V.2: Beskrivelse av Modelica**
- Vedlegg V.3: Beregningsmetode i Dymola 7.3**
- Vedlegg V.4: Omgivelsestemperaturer, Tabulerte verdier**
- Vedlegg V.5: Kuldebehov, Tabulerte verdier**
- Vedlegg V.6: Oppvarmingsbehov, Tabulerte verdier**
- Vedlegg V.7: Resultater, Systemløsning 1**
- Vedlegg V.8: Resultater, Systemløsning 2**
- Vedlegg V.9: Resultater, Systemløsning 3**

# Vedlegg V.1

## Bakgrunn, eksempler i tabell 2.3

De tall som presenteres i Tabell 2.3, der det gis en oversikt over påvinkningen bruk av totrinns ekspansjon har energieffektiviteten for de ulike systemløsningene, er beregnet i Excel. Programtillegget RnLib (ref. [5]) er benyttet for termodynamiske data for CO<sub>2</sub>.

Følgende parametre er brukt i beregningene:

Fordeling av kjølelast: 75 % på MT og 25 % LT  
Isentropisk virkningsgrad for kompressorer: 0,8

Trykk i væskebeholder: 35 bar

Fordampningstemperatur MT-fordamper: -10°C (trykk: 26,5 bar)

Fordampningstemperatur LT-fordamper: -35°C (trykk: 12,0 bar)

Mettet væske ved utløp fra begge fordampere.

### *Kaldt klima*

Kondenseringstemperatur på 10°C (trykk: 45,02 bar) ved kaldt klima.

Underkjøling ved utløp fra gasskjøler/kondensator: 5 K

### *Varmt klima*

31°C CO<sub>2</sub> utløpstemperatur fra gasskjøler ved transkritisk drift i varmet klima.

”Solver”-funksjonen i Excel ble benyttet for å finne optimalt gasskjølertrykk for de ulike systemløsningene. COP og optimalt gasskjølertrykk for de ulike systemløsningene er vist i tabellen under.



	Standard	Med parallell kompr.
Separate aggregater	LT-aggregat: $P_{GK}=81,8$ bar MT-aggregat: $P_{GK}=78,0$ bar COP: 2,04	LT-aggregat: $P_{GK}=76,2$ bar MT-aggregat: $P_{GK}=76,6$ bar COP: 2,47
Totrinns løsning med åpen mellomtrykks-beholder	$P_{GK}=78,0$ bar COP = 2,23	$P_{GK}=76,3$ bar COP = 2,59
Booster-løsning	$P_{GK}=79,0$ bar COP = 2,02	$P_{GK}=76,5$ bar COP = 2,44

## Vedlegg V.2 Beskrivelse av Modelica

Programmet Dymola 7.3<sup>1</sup> er benyttet for modellering og simulering av systemet. Under gis en beskrivelse av dette programmet.

### Beskrivelse av Dymola 7.3

Dymola er et grafisk brukergrensesnitt for modellering av ulike fysiske systemer skrevet i programmeringsspråket Modelica. Programmet er basert på ulike komponentbibliotek for ulike fysiske systemer. Modelica er et objektorientert programmeringsspråk egnet for modellering av store, komplekse og heterogene fysiske systemer. Modellering av de ulike komponentene og de tilhørende fysiske fenomener gjøres med generelle ligninger.

I modellen benyttes et komponentbibliotek kalt TIL<sup>2</sup>, et bibliotek som inneholder komponenter for modellering av termodynamiske systemer. Biblioteket inneholder komponenter som kompressorer, ulike varmevekslere, ventiler, pumper, væskebeholdere etc.

I Dymola benyttes en modelleringsmetode basert på objektorientering og ligninger. Brukeren bygger opp sin modell av komponenter og kobler disse sammen, og programmet setter automatisk opp de ligninger som beskriver systemet. Programmet støtter mange ulike ligningstyper, blant annet ordinære differensialligninger (ODE) og algebraiske differensialligninger (DAE). Simuleringer på modellen gjøres også i Dymola, dette blir beskrevet i vedlegg 1.

---

<sup>1</sup> Dymola 7.3 - <http://www.3ds.com/products/catia/portfolio/dymola/overview/>

<sup>2</sup> - TLK-Thermo GmbH, [http://www.tlk-](http://www.tlk-thermo.com/index.php?option=com_content&view=article &id= 53& Itemid=63)

[thermo.com/index.php?option=com\\_content&view=article &id= 53& Itemid=63](http://www.tlk-thermo.com/index.php?option=com_content&view=article &id= 53& Itemid=63)

## Vedlegg V.3 Beregningsmetode i Dymola 7.3

Ved simulering i Dymola 7.3 kan det benyttes ulike numeriske beregningsmetoder. Det er her valgt å benytte beregningsmetoden DASSL ved simulering av modellen. DASSL er egnet for numerisk løsning av implisitte systemer av algebraiske differensialligninger. Ligningene settes opp på formen gitt under:

$$F(t, y, y') = 0$$

der  $F$ ,  $y$  og  $y'$  er vektorer og initialverdier for  $y$  og  $y'$  er gitt.

De deriverte  $y'$ verdiene tilnærmes ved bruk av bakoverdifferanser, vist i under:

$$y' \approx \frac{y_n - y_{n-1}}{t_n - t_{n-1}}$$

og de resulterende ulineære systemene løses ved Newtons metode for hvert tidssteg.

$$y_{n+1} = y_n - \frac{f(y_n)}{f'(y_n)}$$

Disse beregninger gjøres for et stort utvalg variabler i de ulike komponentene, slik at en kan se resultatene ved de ulike variablene gitt som funksjon av tid.

## Vedlegg V.4 Omgivelsestemperaturer

Tid [s]	Omgivelsestemperatur [°C]							
	Trondheim		Athen		Moskva		Frankfurt	
	Vinter	Sommer	Vinter	Sommer	Vinter	Sommer	Vinter	Sommer
0	-7,6	15,8	7,7	29,3	-19,2	18,8	-3,8	18,4
3600	-9,3	16,8	6,8	28,8	-19,9	19,5	-4,9	19,1
7200	-10,9	17,8	5,9	28,3	-20,5	20,1	-6,1	19,9
10800	-12,6	17,9	5,1	27,7	-21,2	20,7	-7,3	20,6
14400	-14,3	18	4,2	27,2	-21,8	21,1	-8,5	21,4
18000	-15,9	18,1	3,3	26,7	-22,5	22	-9,6	22,1
21600	-17,6	18,1	2,4	28,1	-23,1	23,1	-10,8	23,7
25200	-19,2	18,2	1,6	29,2	-23,7	23,9	-10	25,1
28800	-19,7	18,5	3,1	30,9	-23	24,2	-10	26
32400	-19,7	18,7	4	32,6	-23,8	25,3	-10	27,3
36000	-19,7	19	5,1	34	-23	26,2	-10,7	28,2
39600	-20,6	19,1	6,1	34,9	-23,9	27,4	-10,1	29,1
43200	-20,4	19,3	6,8	35,7	-23,9	28,5	-10	30
46800	-20,6	19,4	7,1	36,2	-24	29,3	-9,9	30,8
50400	-19,7	19,4	7	36,4	-24	29,9	-10,2	31,4
54000	-19,7	19,5	6,4	36,2	-23	30,4	-10,9	30,4
57600	-19,7	19,6	5,5	35,7	-23,9	30,7	-10	30,4
61200	-19,7	19,6	5,1	34,9	-23,5	30,6	-10	31
64800	-19,7	19,5	4,7	33,8	-23,2	30,1	-10	30,4
68400	-19,7	19,4	4,3	32,9	-22,8	29,2	-10	29,5
72000	-19,7	19,2	3,9	32,1	-22,4	28,4	-10	29,1
75600	-19,7	19,1	3,5	31,2	-22	26,9	-10	28,7
79200	-19,7	18,6	3,1	30,4	-21,6	25,4	-10	28,3
82800	-19,7	18	2,7	29,5	-21,3	23,8	-10	27,8
86400	-19,3	16,3	2,8	28,9	-20,8	22,2	-9,9	26,9

## Vedlegg V.5 Kuldebehov

	MT-kuldebehov [W]						
Tid [s]		Tid [s]		Tid [s]		Tid [s]	
0	39047	22200	46900	44400	48515	66600	54513
600	41030	22800	45278	45000	48690	67200	51055
1200	40756	23400	41057	45600	49044	67800	47881
1800	39672	24000	40318	46200	47483	68400	47159
2400	41149	24600	40164	46800	48570	69000	48417
3000	38976	25200	40182	47400	47633	69600	47440
3600	40657	25800	40261	48000	49232	70200	51109
4200	41733	26400	47709	48600	49578	70800	59185
4800	39821	27000	44162	49200	50381	71400	52649
5400	40176	27600	43207	49800	49374	72000	50752
6000	40009	28200	41668	50400	49986	72600	51577
6600	43812	28800	44641	51000	62146	73200	51708
7200	50945	29400	53607	51600	60124	73800	49360
7800	48728	30000	51124	52200	51922	74400	46299
8400	43628	30600	48276	52800	46733	75000	48321
9000	40070	31200	47872	53400	48544	75600	48661
9600	42056	31800	50441	54000	49290	76200	46470
10200	40105	32400	48589	54600	48163	76800	46471
10800	41109	33000	49531	55200	50695	77400	49167
11400	43564	33600	48785	55800	55554	78000	48704
12000	46176	34200	49818	56400	56276	78600	47408
12600	48183	34800	48868	57000	51325	79200	48812
13200	43564	35400	48273	57600	48195	79800	40254
13800	41180	36000	49938	58200	48862	80400	46965
14400	41115	36600	57600	58800	48193	81000	50252
15000	39260	37200	54095	59400	47746	81600	43878
15600	40198	37800	51187	60000	47327	82200	41257
16200	40630	38400	49717	60600	47584	82800	40509
16800	40711	39000	48964	61200	47038	83400	42146
17400	41558	39600	48727	61800	46985	84000	40320
18000	39833	40200	48928	62400	48049	84600	43539
18600	39572	40800	53032	63000	48323	85200	48515
19200	41214	41400	53208	63600	47878	85800	46868
19800	40871	42000	50628	64200	48072	86400	43413
20400	40022	42600	50713	64800	47974		
21000	41540	43200	49076	65400	52185		
21600	46876	43800	48462	66000	57495		

	LT-kuldebehov [W]						
Tid [s]		Tid [s]		Tid [s]		Tid [s]	
0	2708	22200	3420	44400	3228	66600	3584
600	3173	22800	4295	45000	2900	67200	2681
1200	2845	23400	3420	45600	4322	67800	3173
1800	3064	24000	2681	46200	3392	68400	2845
2400	3119	24600	3228	46800	2763	69000	3064
3000	2955	25200	2736	47400	3146	69600	3201
3600	3310	25800	3146	48000	2982	70200	2900
4200	2818	26400	2790	48600	2927	70800	3256
4800	3256	27000	3146	49200	3338	71400	2681
5400	2736	27600	2955	49800	2708	72000	3146
6000	3173	28200	2927	50400	3173	72600	2900
6600	2873	28800	3037	51000	2927	73200	3009
7200	3091	29400	3228	51600	3037	73800	3310
7800	3064	30000	2927	52200	3310	74400	2818
8400	3009	30600	3283	52800	2818	75000	3228
9000	3310	31200	2763	53400	3228	75600	2708
9600	2845	31800	3365	54000	2736	76200	3146
10200	3283	32400	2982	54600	3146	76800	2927
10800	2681	33000	3009	55200	2982	77400	3009
11400	3173	33600	3173	55800	2982	78000	3310
12000	2818	34200	5499	56400	3310	78600	2818
12600	3119	34800	3064	57000	2763	79200	3201
13200	2955	35400	4459	57600	3201	79800	2736
13800	3009	36000	3119	58200	2818	80400	3091
14400	3310	36600	2845	58800	3064	81000	3091
15000	2845	37200	3939	59400	3173	81600	2955
15600	3256	37800	3420	60000	2900	82200	3310
16200	2736	38400	2708	60600	3256	82800	2708
16800	3146	39000	3228	61200	2708	83400	3146
17400	2927	39600	2790	61800	3119	84000	2900
18000	3064	40200	3119	62400	3009	84600	2982
18600	3173	40800	2927	63000	2982	85200	3310
19200	2927	41400	3064	63600	3310	85800	2763
19800	3310	42000	3091	64200	3037	86400	3173
20400	2763	42600	2927	64800	2873		
21000	3228	43200	3310	65400	3584		
21600	2763	43800	2736	66000	4377		

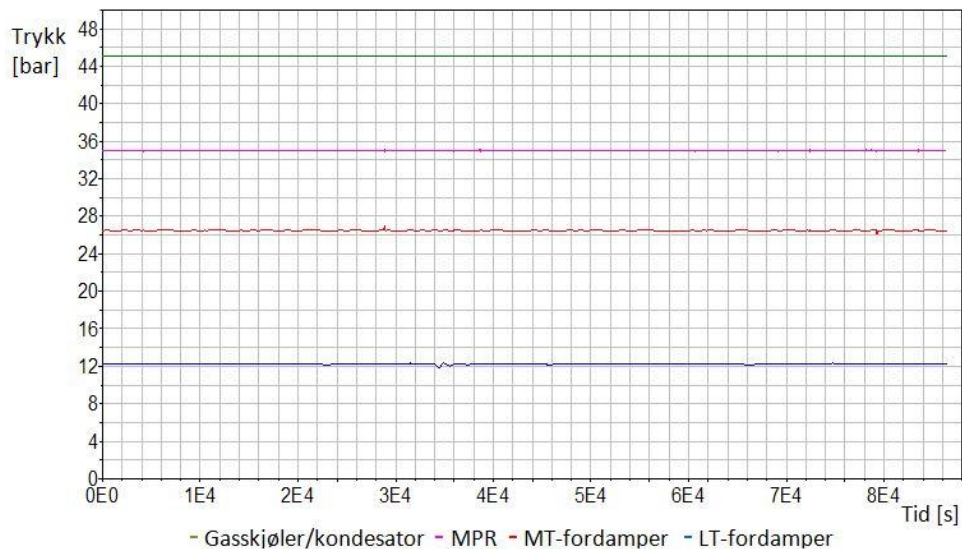
## Vedlegg V.6 Oppvarmingsbehov

	Oppvarmingsbehov [W]							
	Trondheim		Athen		Moskva		Frankfurt	
Tid [s]	Vinter	Sommer	Vinter	Sommer	Vinter	Sommer	Vinter	Sommer
0	29383	8080	19774	0	39949	26747	25922	28567
3600	30931	7170	20553	0	40586	24473	26924	25566
7200	32388	6260	17090	0	41133	22834	28017	23380
10800	33937	6144	17819	0	41771	21195	29109	21468
14400	35485	5841	18638	0	42317	0	30202	0
18000	36942	5625	19457	0	42955	0	31204	0
21600	38491	5726	20277	0	43502	0	32297	0
25200	33476	5076	14535	0	37575	0	25097	0
28800	32785	3920	8557	0	35791	0	23951	0
32400	31099	3273	3378	0	34232	0	16555	0
36000	29486	2191	0	0	32573	0	12796	0
39600	23898	3672	0	0	31913	0	9666	0
43200	24809	2192	0	0	33414	0	14631	0
46800	28451	1950	0	0	33947	0	11215	0
50400	30107	3696	0	0	31666	0	14059	0
54000	30695	2397	350	0	33111	0	18303	0
57600	29953	2950	2964	0	33779	0	20689	0
61200	31571	3085	8989	0	35033	0	22737	0
64800	32111	4311	9893	0	35299	0	23276	0
68400	33459	4776	11605	0	36283	0	24625	0
72000	34471	4885	12980	0	36931	0	25636	0
75600	34471	5077	13344	0	36566	0	25636	0
79200	40404	5532	19640	0	42135	0	31568	0
82800	40404	6078	20004	0	41862	0	31568	0
86400	40040	7625	19913	0	41406	0	31477	0

# Vedlegg V.7 Resultater Systemløsning 1

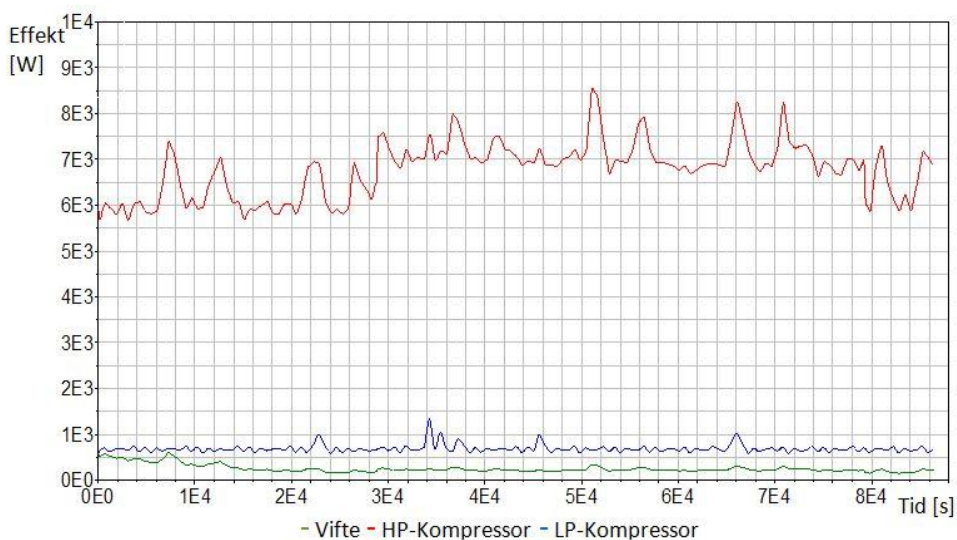
Trondheim, Vinter

## Trykk



Figur V.1 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Trondheim vinter

## Effektbehov

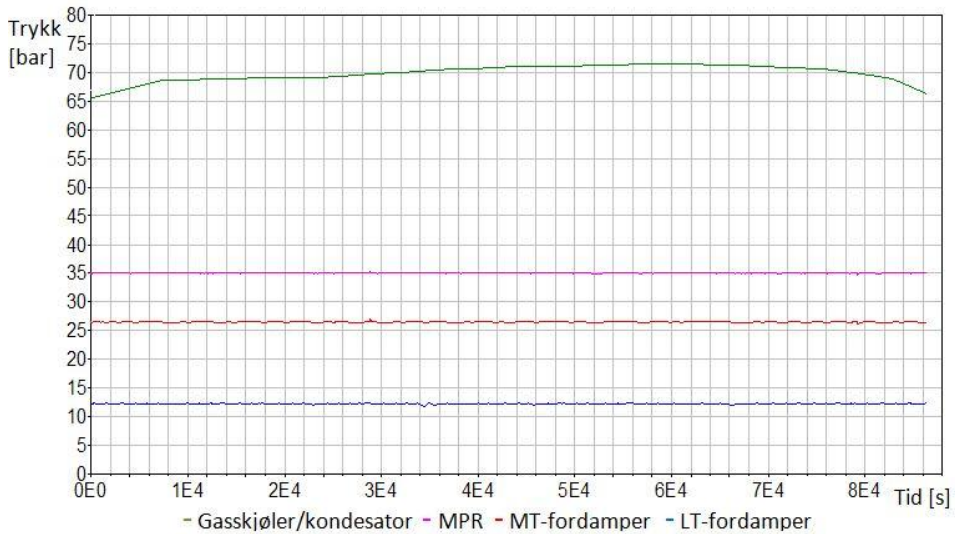


Figur V.2 Effektbehov som funksjon av tid, Trondheim vinter



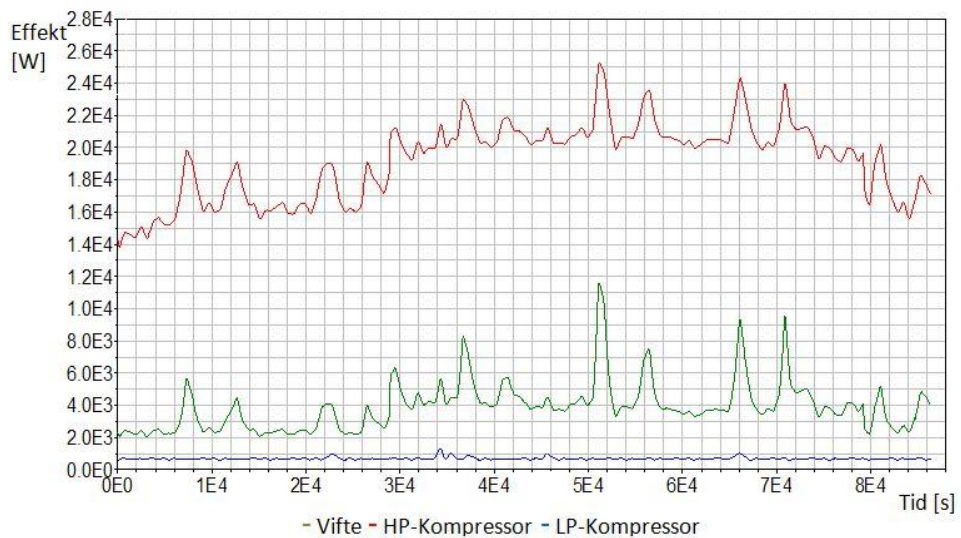
# Trondheim, Sommer

## Trykk



Figur V.3 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Trondheim sommer

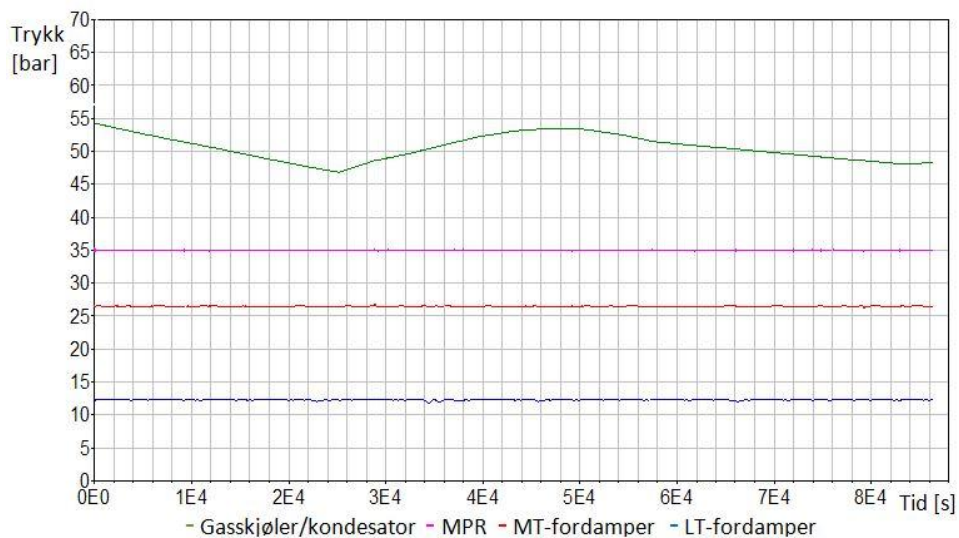
## Effektbehov



Figur V.4 Effektbehov som funksjon av tid, Trondheim sommer

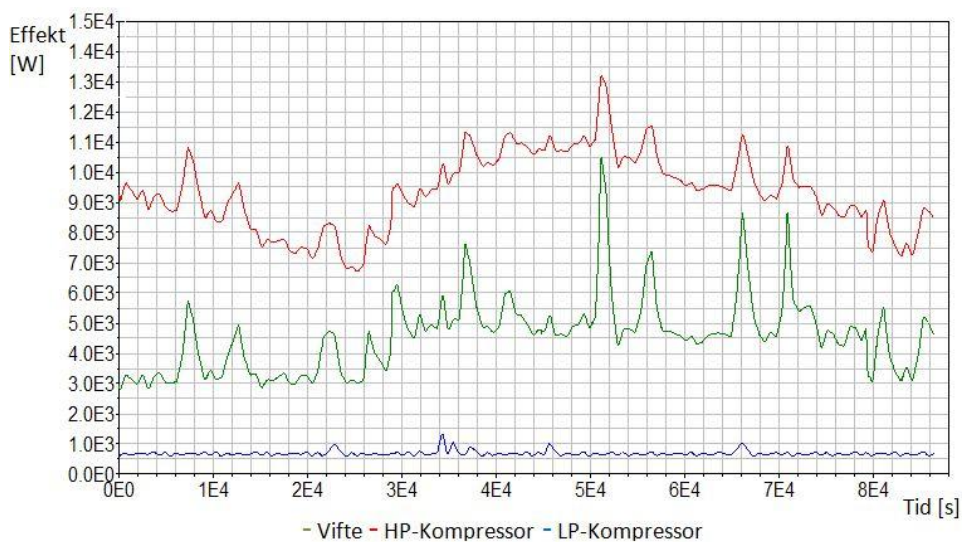
# Athen, Vinter

## Trykk



Figur V.5 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Athen vinter

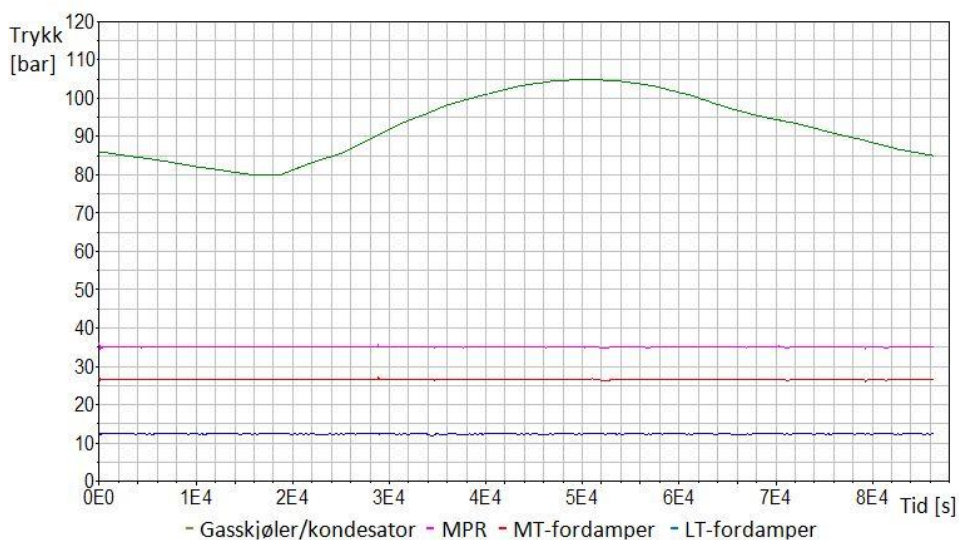
## Effektbehov



Figur V.6 Effektbehov som funksjon av tid, Athen vinter

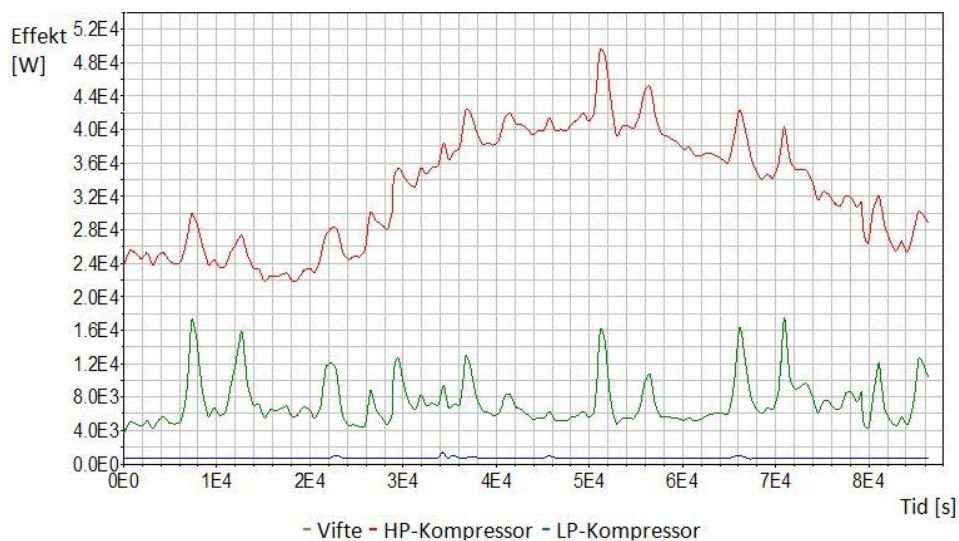
# Athen, Sommer

## Trykk



Figur V.7 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Athen sommer

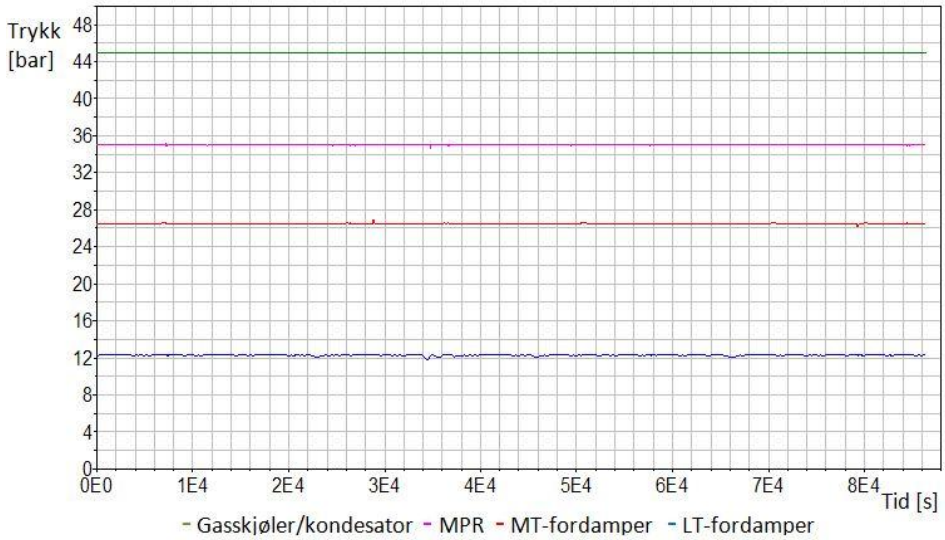
## Effektbehov



Figur V.8 Effektbehov som funksjon av tid, Athen sommer

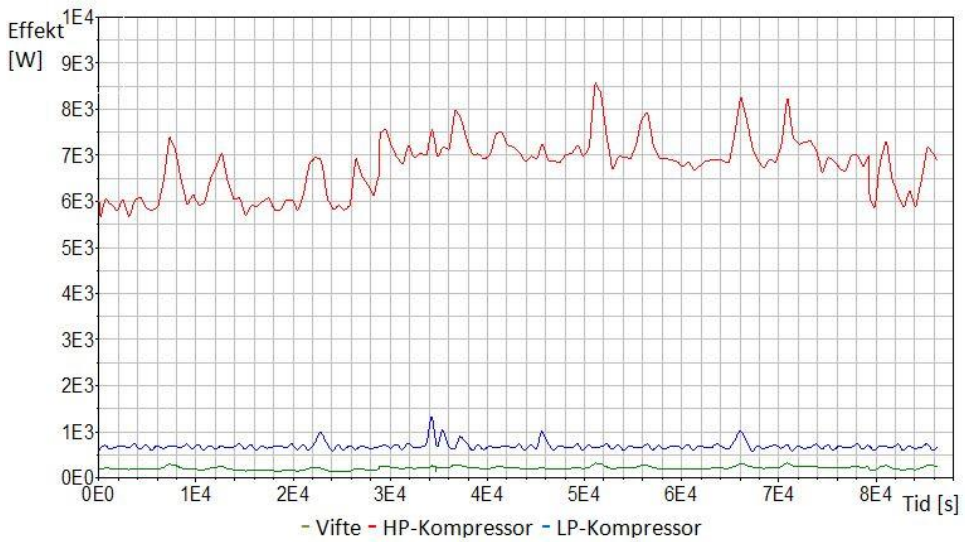
# Moskva, Vinter

## Trykk



Figur V.9 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Moskva vinter

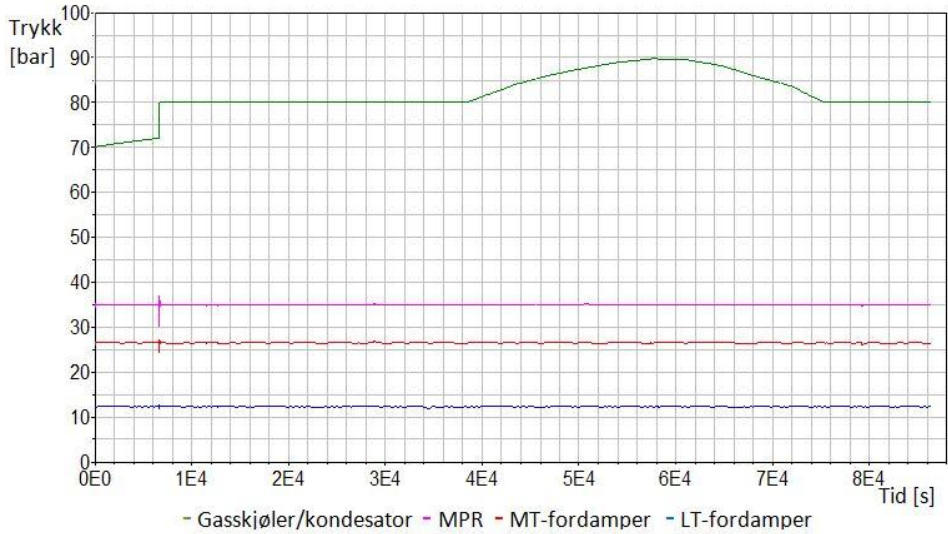
## Effektbehov



Figur V.10 Effektbehov som funksjon av tid, Moskva vinter

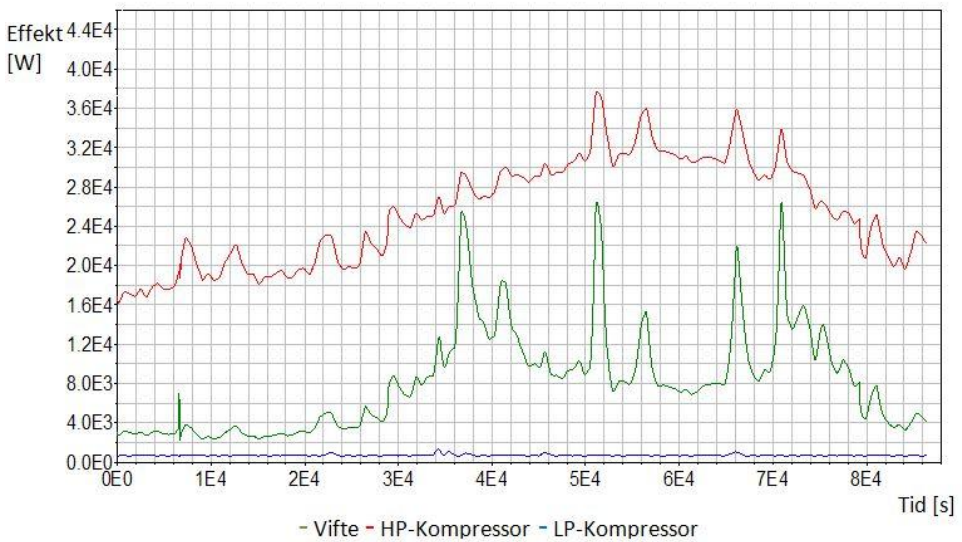
# Moskva, Sommer

## Trykk



Figur V.11 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Moskva sommer

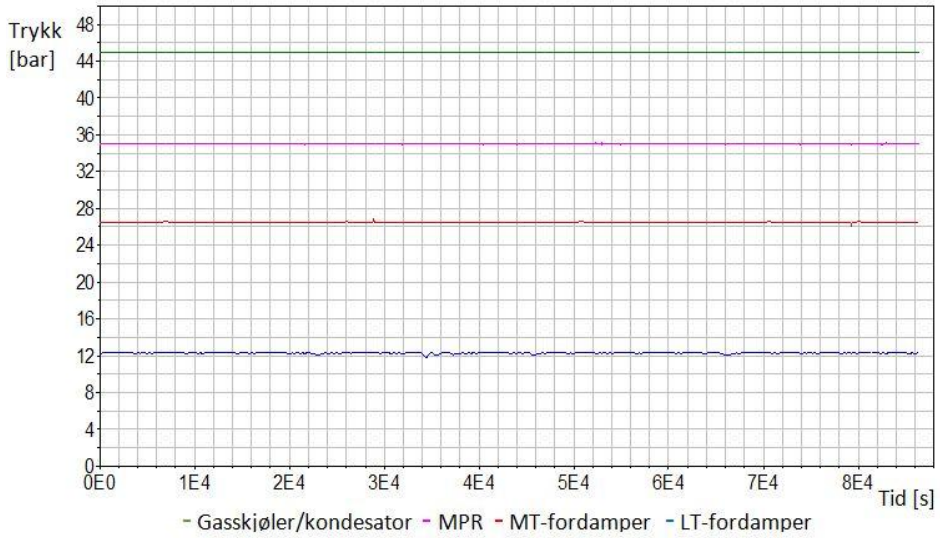
## Effektbehov



Figur V.12 Effektbehov som funksjon av tid, Moskva sommer

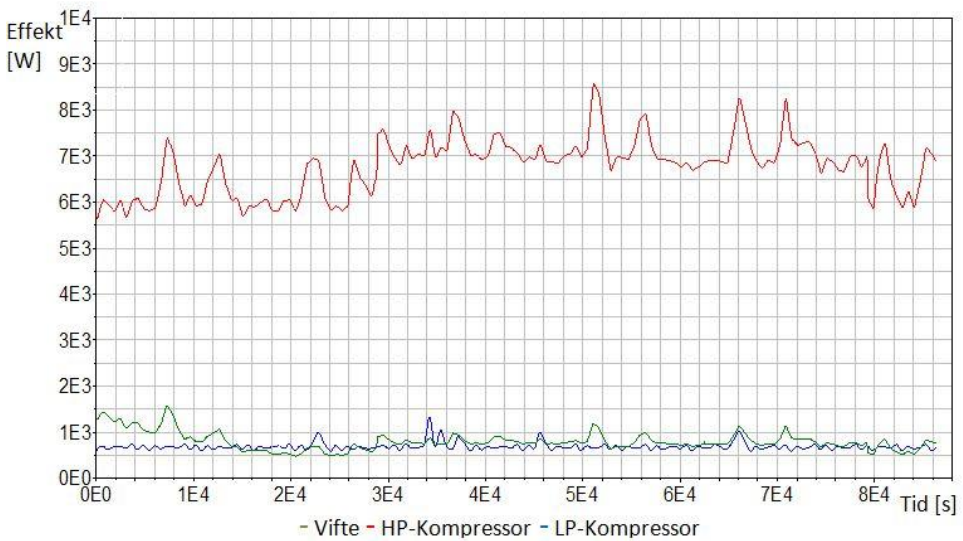
# Frankfurt, Vinter

## Trykk



Figur V.13 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Frankfurt vinter

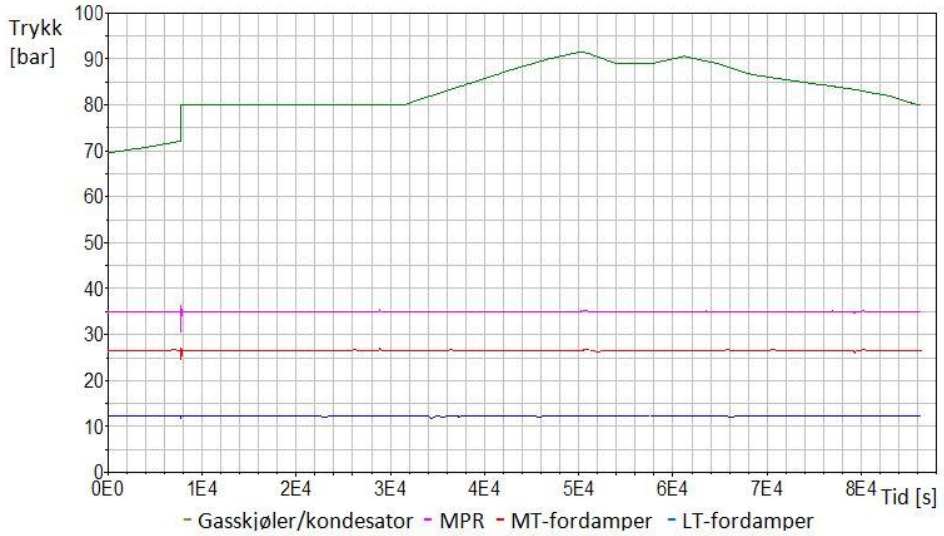
## Effektbehov



Figur V.14 Effektbehov som funksjon av tid, Frankfurt vinter

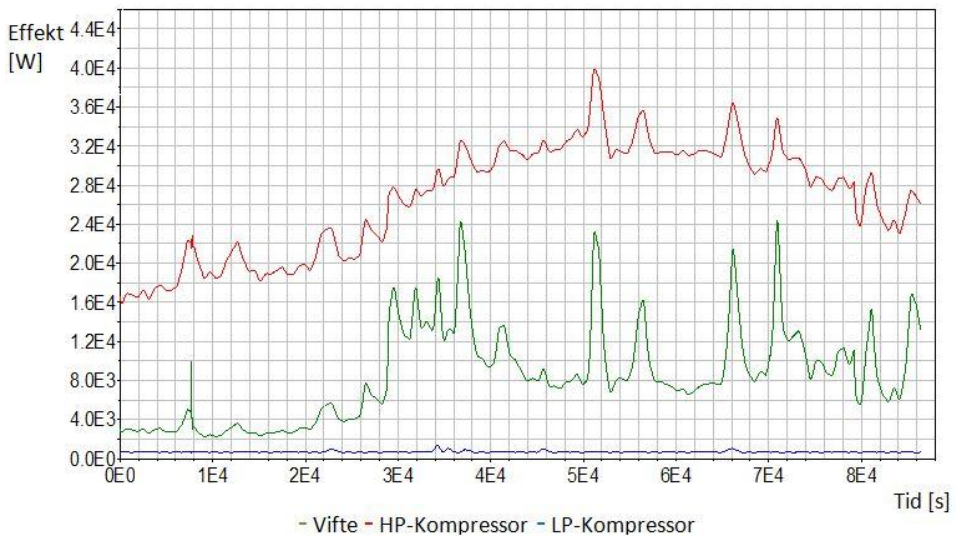
# Frankfurt, Sommer

## Trykk



Figur V.15 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Frankfurt sommer

## Effektbehov

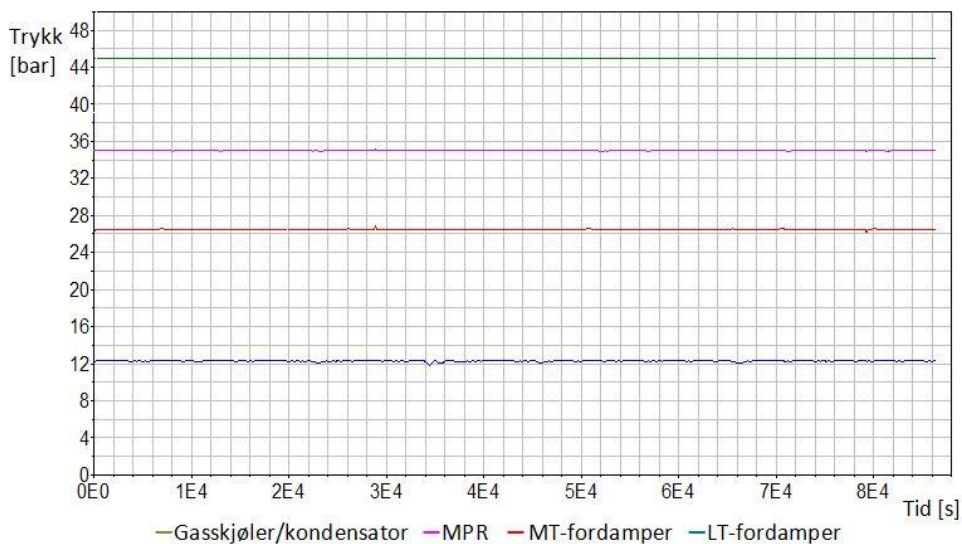


Figur V.16 Effektbehov som funksjon av tid, Frankfurt sommer

## Vedlegg V.8 Resultater, Systemløsning 2

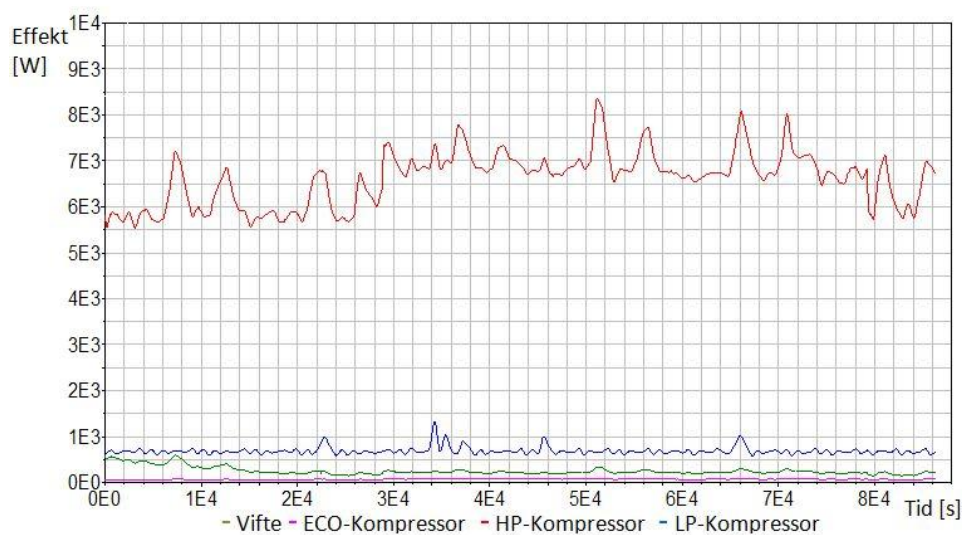
Trondheim, Vinter

Trykk



Figur V.17 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Trondheim vinter

Effektbehov

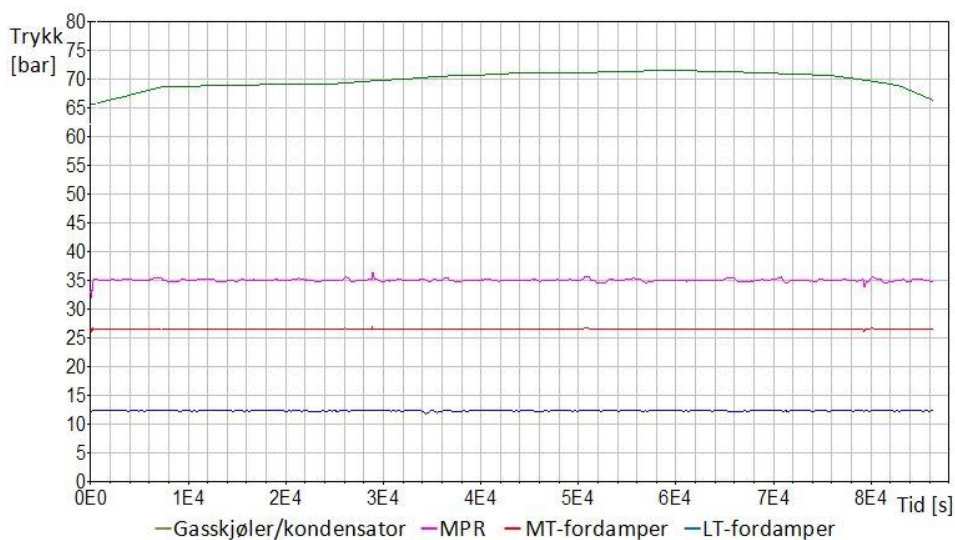


Figur V.18 Effektbehov som funksjon av tid, Trondheim vinter



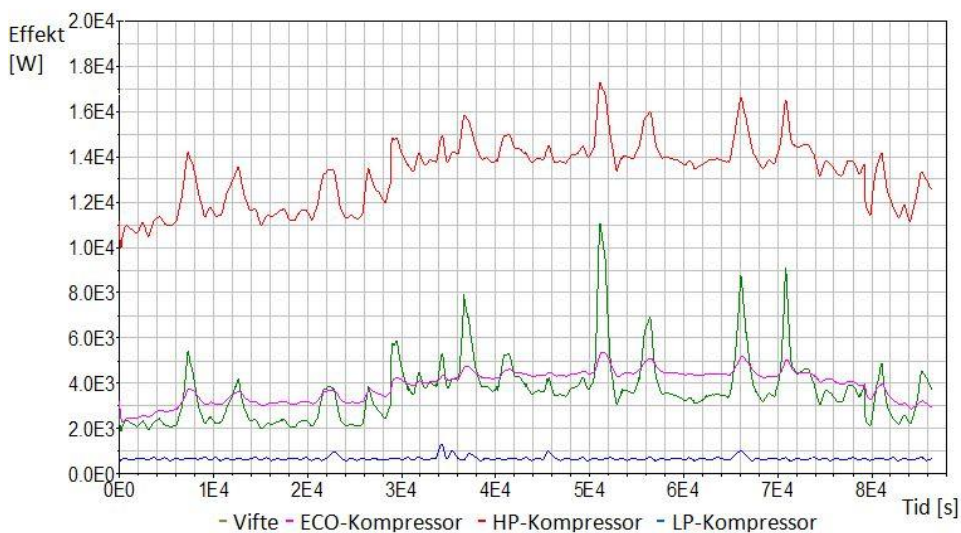
# Trondheim, Sommer

## Trykk



Figur V.19 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Trondheim sommer

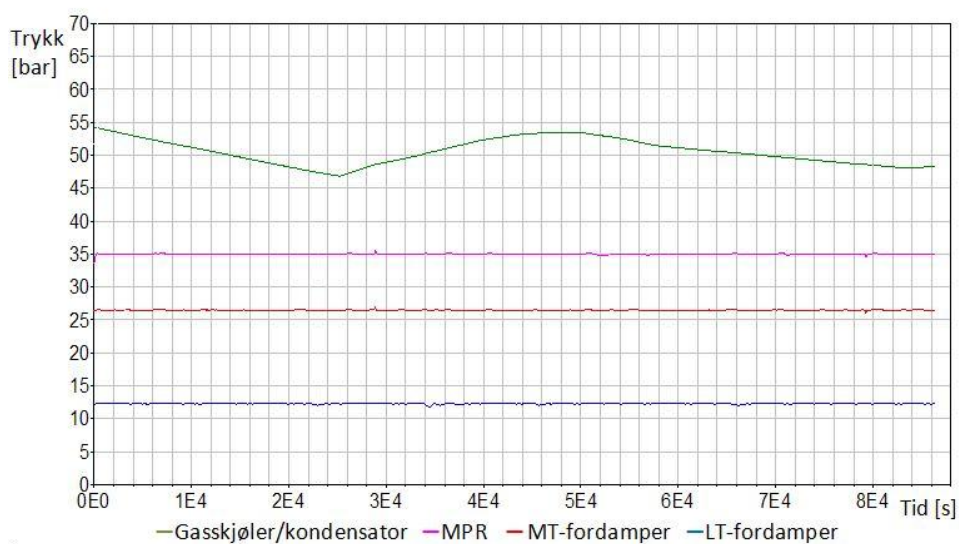
## Effektbehov



Figur V.20 Effektbehov som funksjon av tid, Trondheim sommer

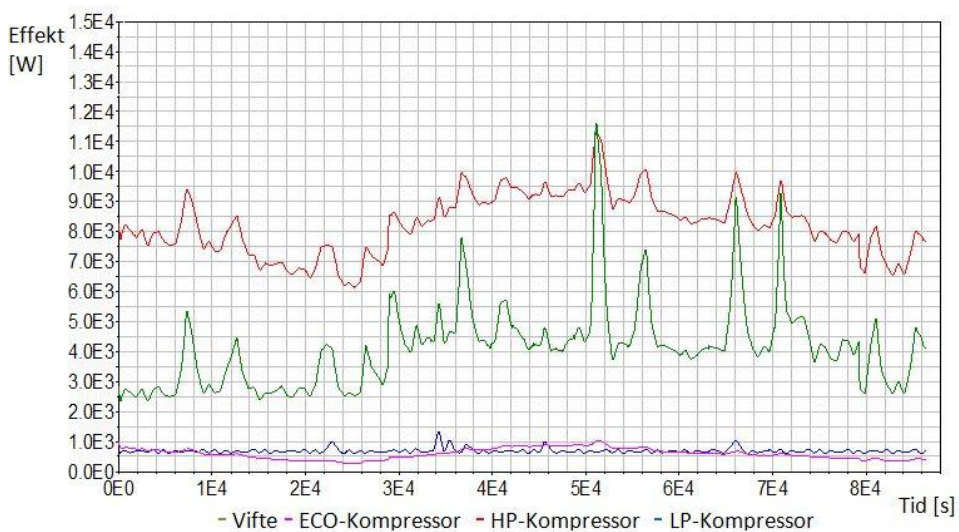
## Athen, Vinter

### Trykk



Figur V.21 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Athen vinter

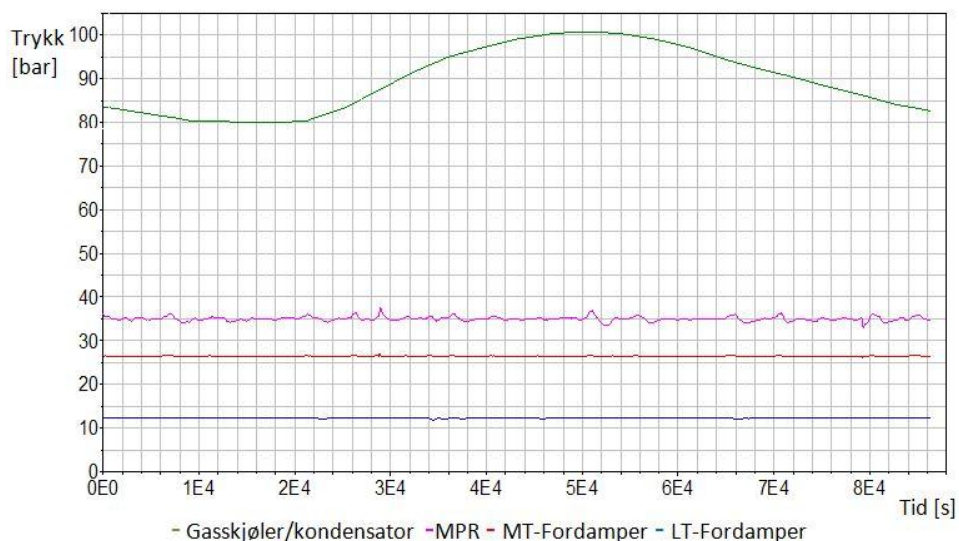
### Effektbehov



Figur V.22 Effektbehov, Athen vinter

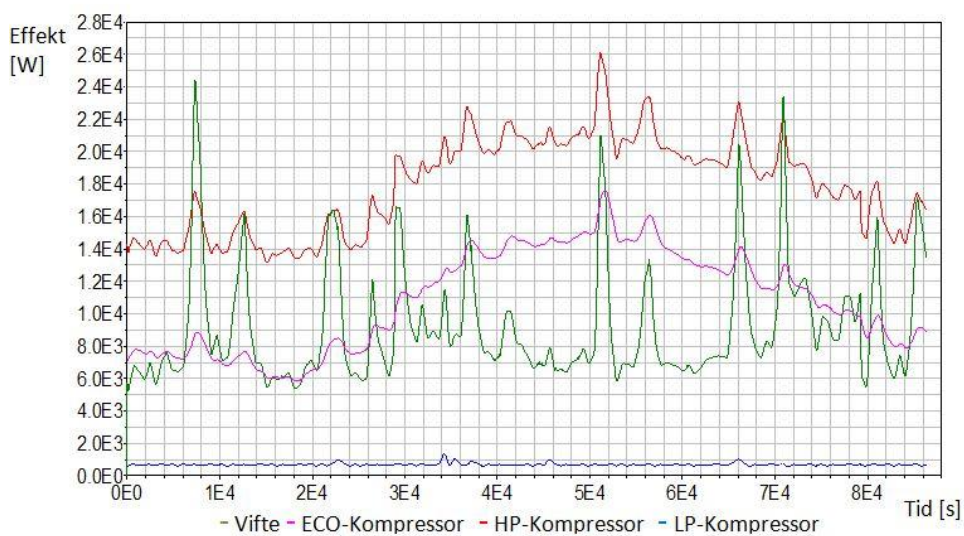
# Athen, Sommer

## Trykk



Figur V.23 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Athen sommer

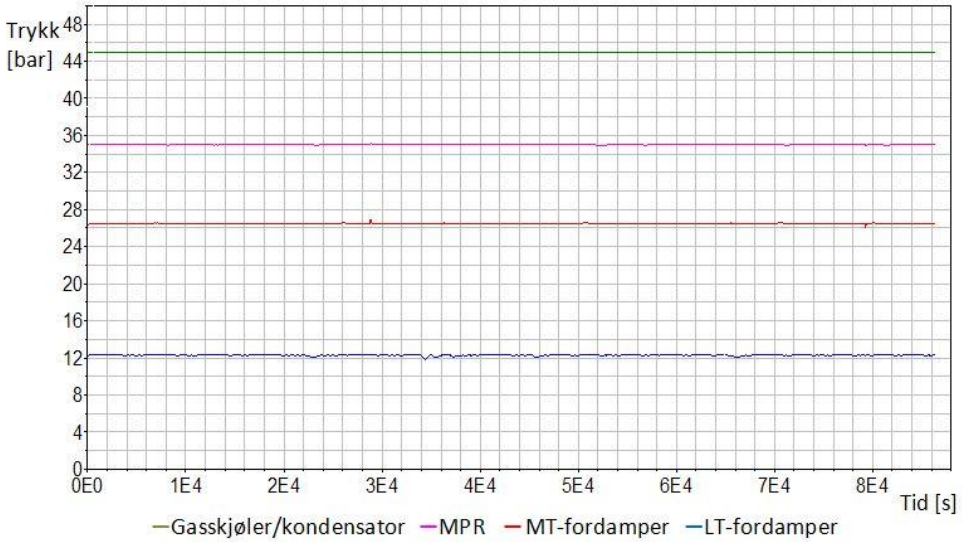
## Effektbehov



Figur V.24 Effektbehov, Athen sommer

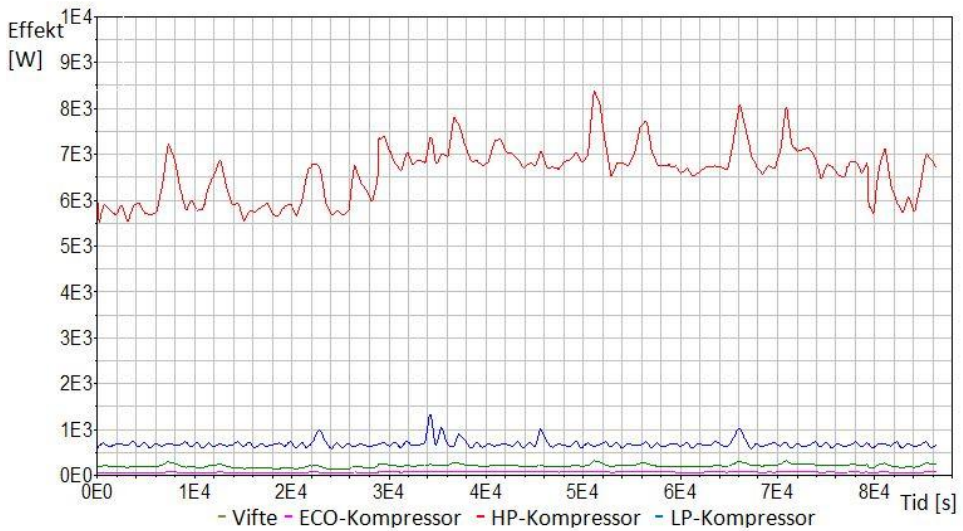
# Moskva, Vinter

## Trykk



Figur V.25 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Moskva vinter

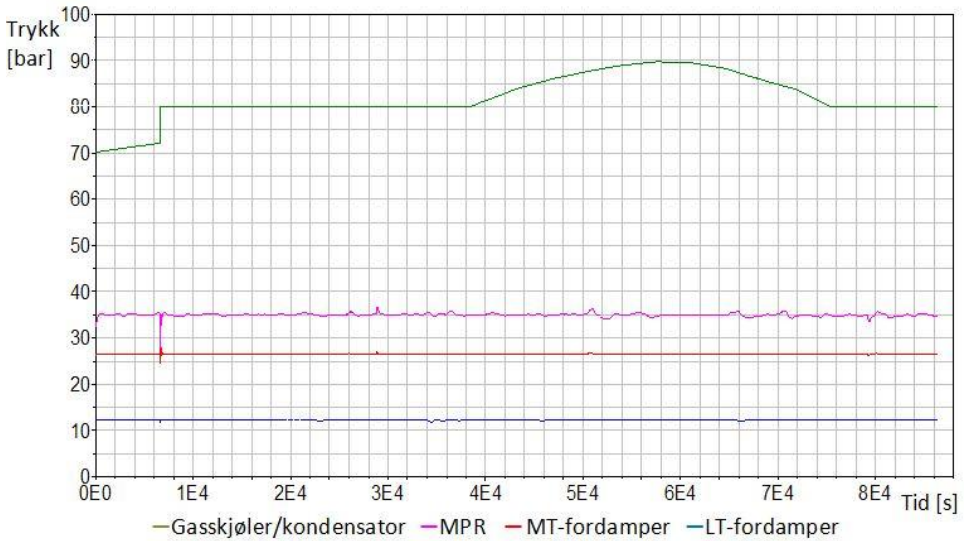
## Effektbehov



Figur V.26 Effektbehov, Moskva vinter

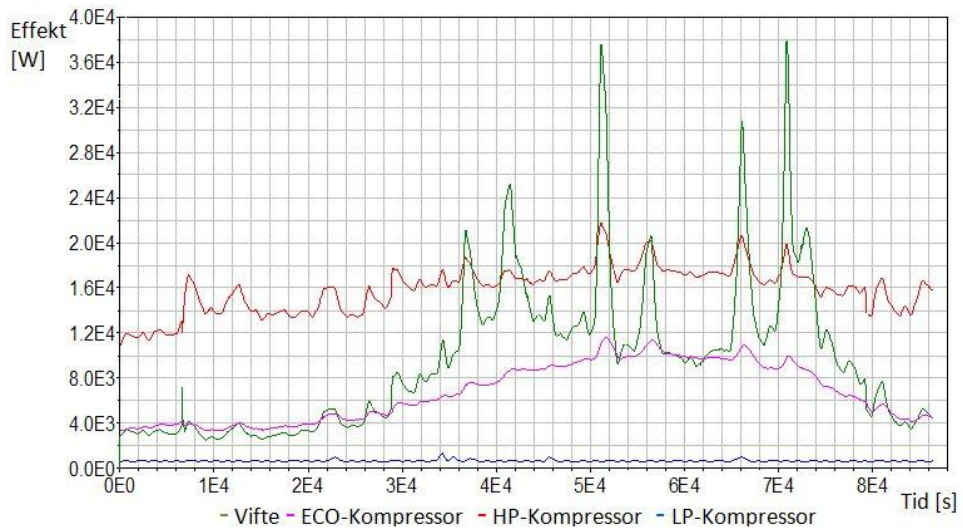
# Moskva, Sommer

## Trykk



Figur V.27 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Moskva sommer

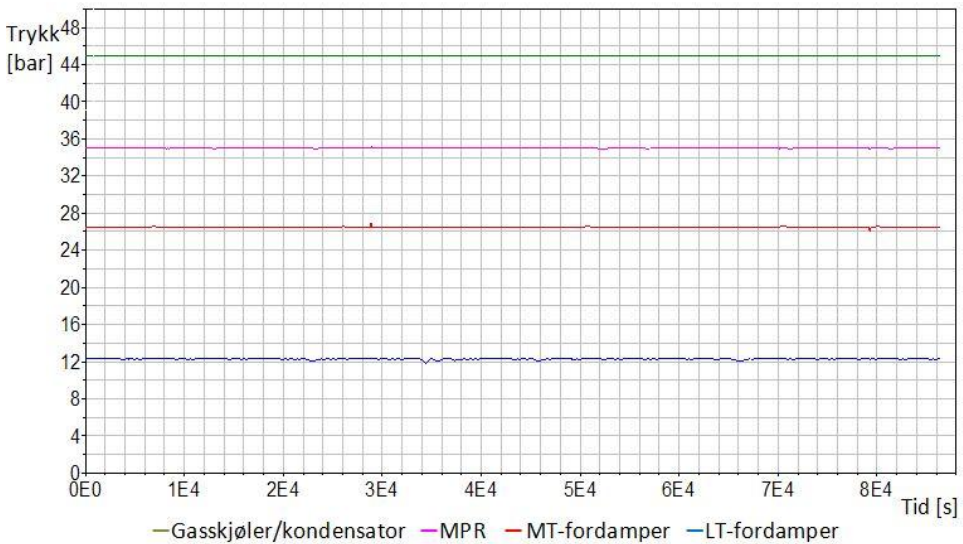
## Effektbehov



Figur V.28 Effektbehov, Moskva sommer

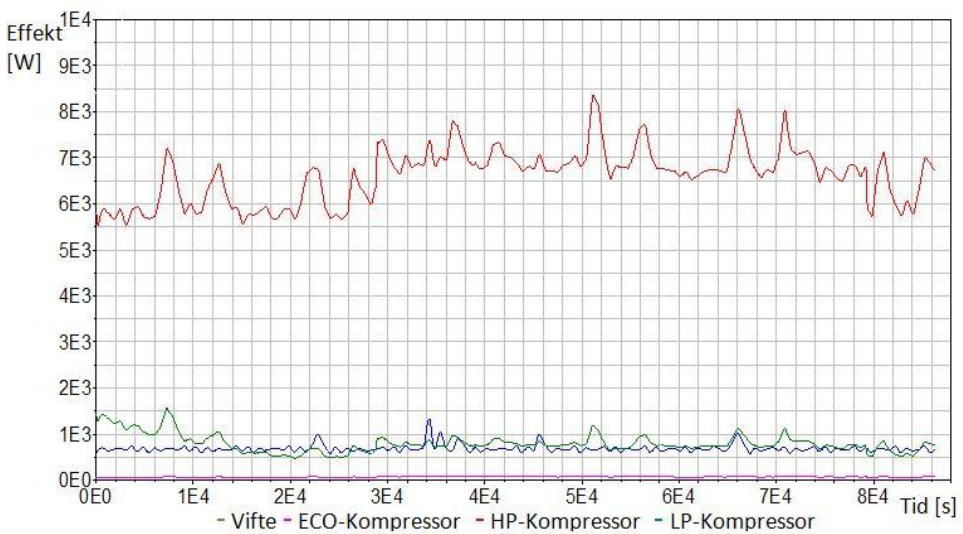
# Frankfurt, Vinter

## Trykk



Figur V.29 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Frankfurt vinter

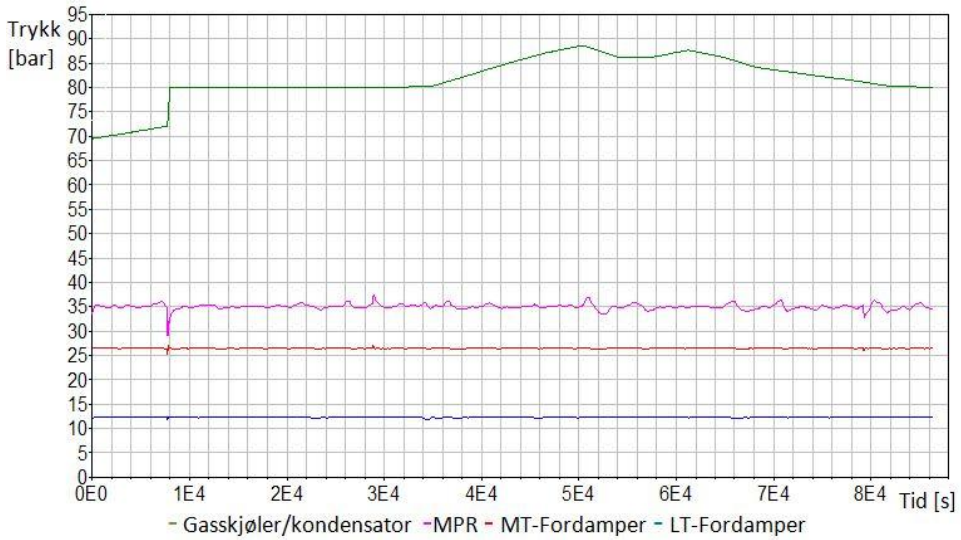
## Effektbehov



Figur V.30 Effektbehov, Frankfurt vinter

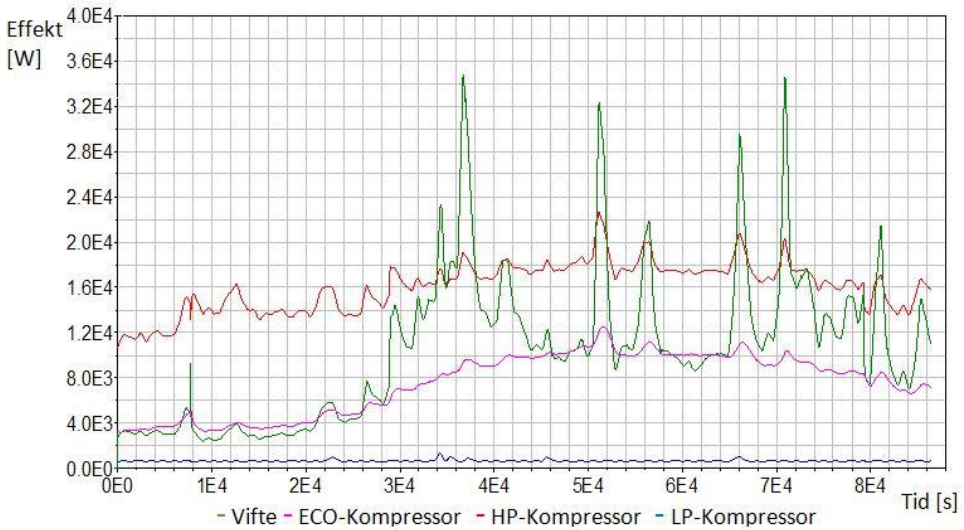
# Frankfurt, Sommer

## Trykk



Figur V.31 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Frankfurt sommer

## Effektbehov



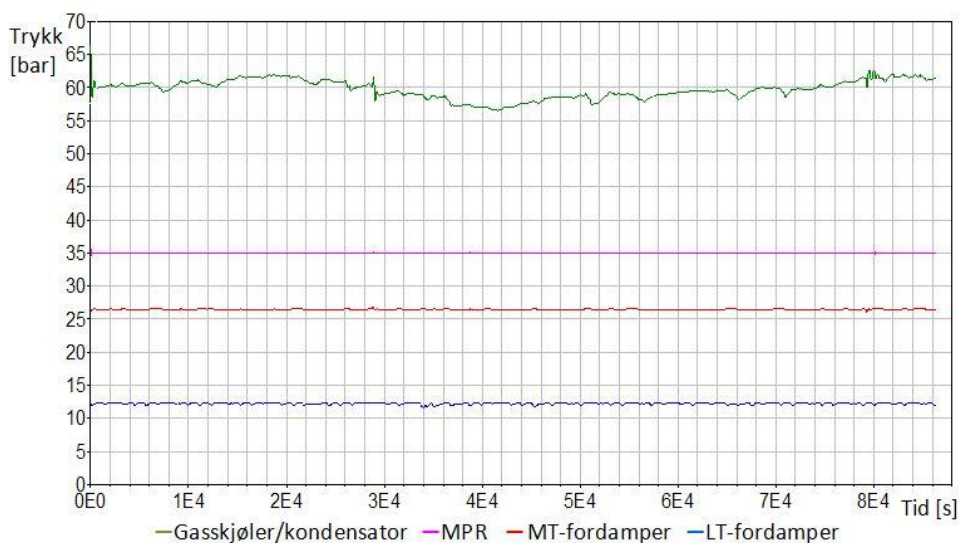
Figur V.32 Effektbehov, Frankfurt sommer

## Vedlegg V.9 Resultater, Systemløsning 3

Kurver for trykk og effektbehov for sommersimuleringene er ikke tatt med her, da varmegjenvinning ikke benyttes i disse, og resultatene er identiske med resultatene presentert for sommersimuleringene i vedlegg V.7.

### Trondheim, Vinter

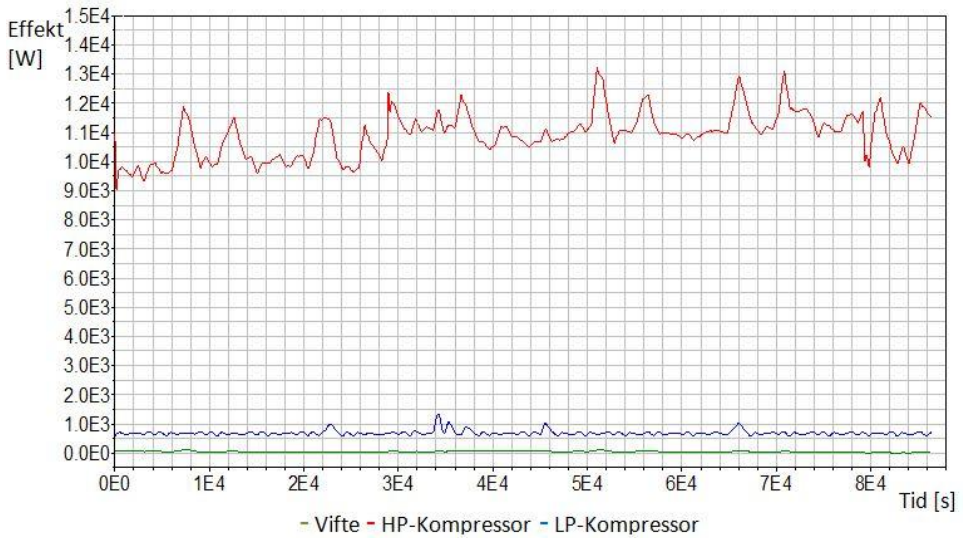
#### Trykk



Figur V.33 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Trondheim vinter

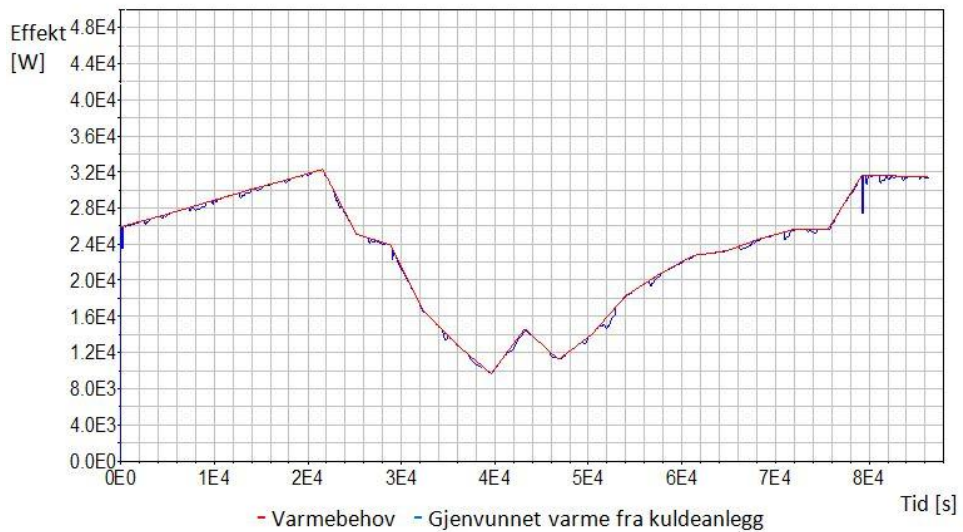


## Effektbehov



Figur V.34 Effektbehov som funksjon av tid, Trondheim vinter

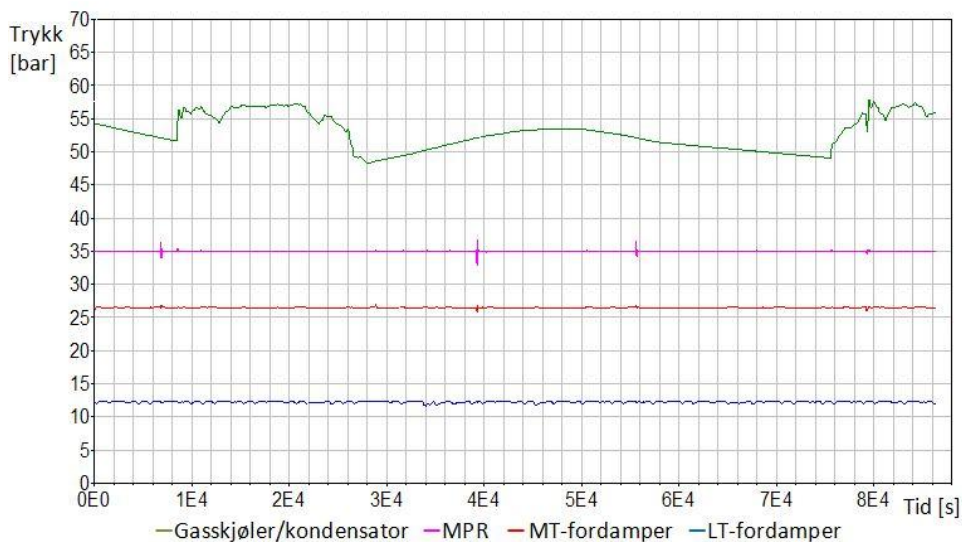
## Varmegjenvinning



Figur V.35 Varmebehov og gjenvunnet varme som funksjon av tid, Trondheim vinter

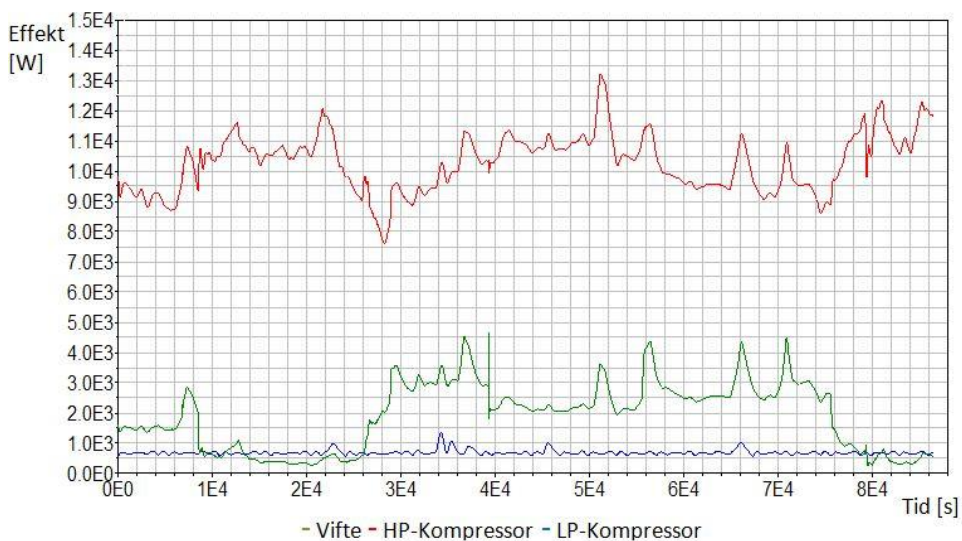
## Athen, Vinter

### Trykk



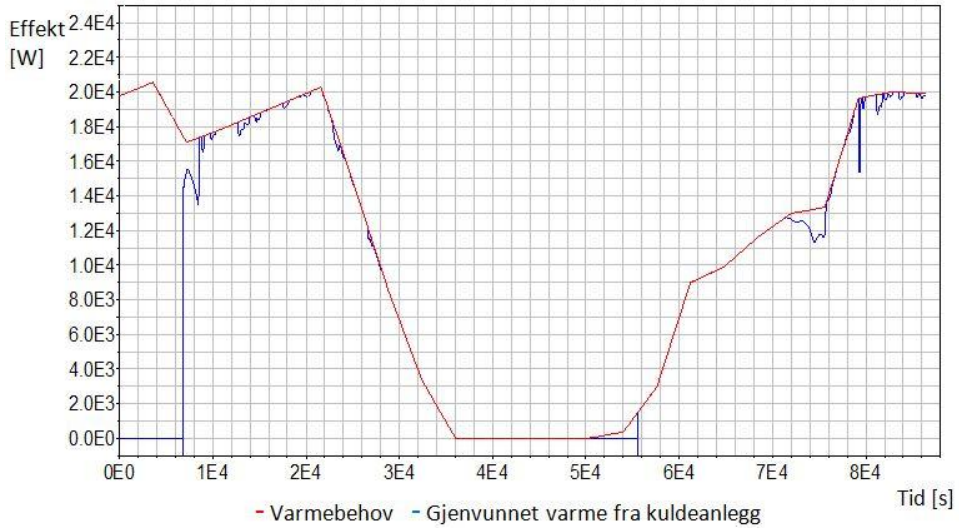
Figur V.36 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Athen vinter

### Effektbehov



Figur V.37 Effektbehov som funksjon av tid, Athen vinter

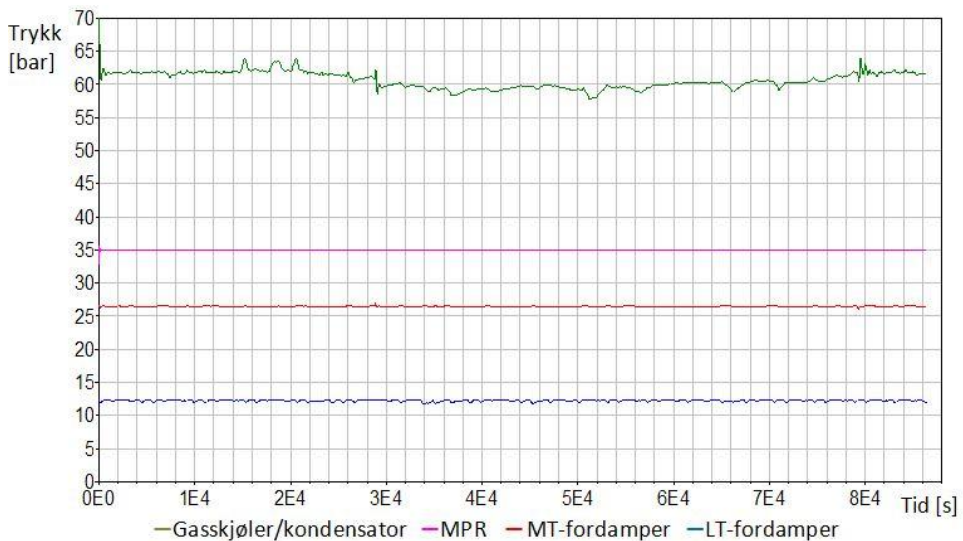
## Varmegjenvinning



Figur V.38 Varmebehov og gjenvunnet varme som funksjon av tid, Athen vinter

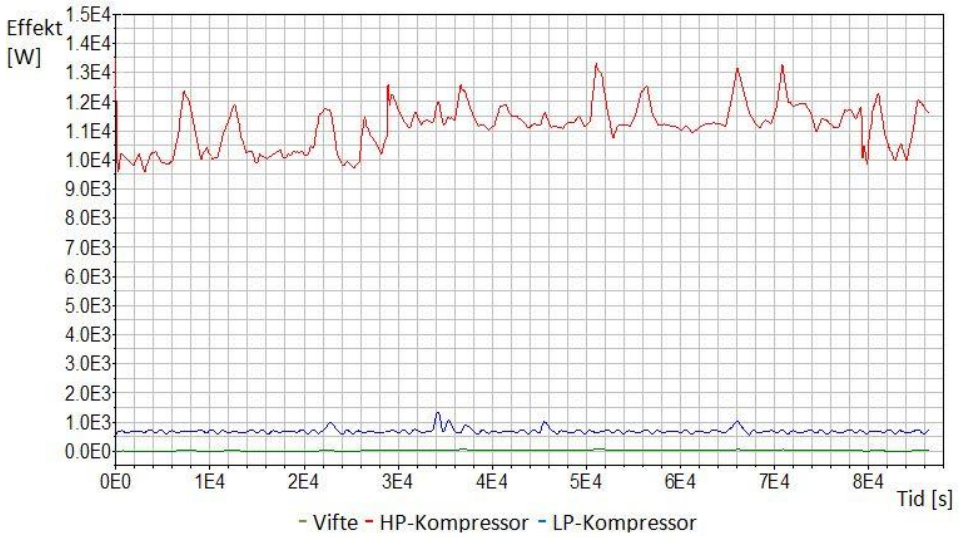
## Moskva, Vinter

### Trykk



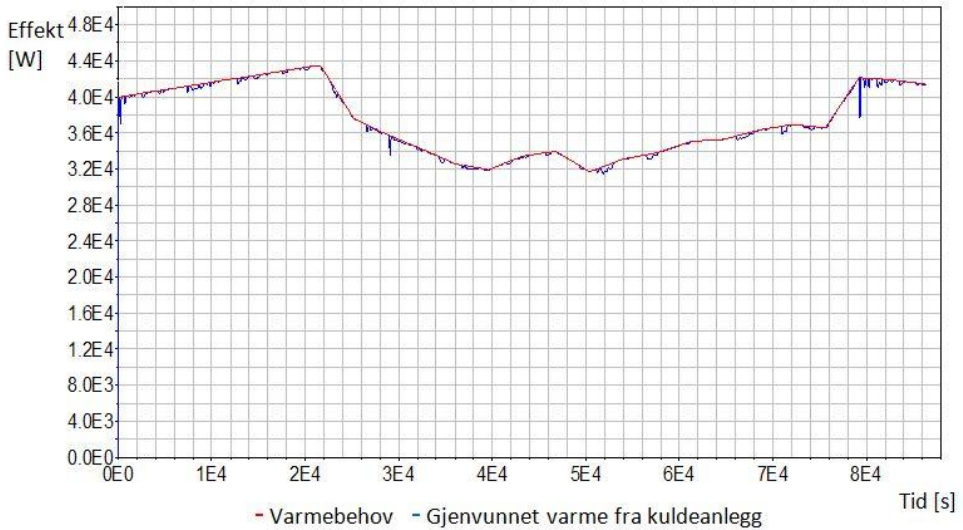
Figur V.39 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Moskva vinter

## Effektbehov



Figur V.40 Effektbehov som funksjon av tid, Moskva vinter

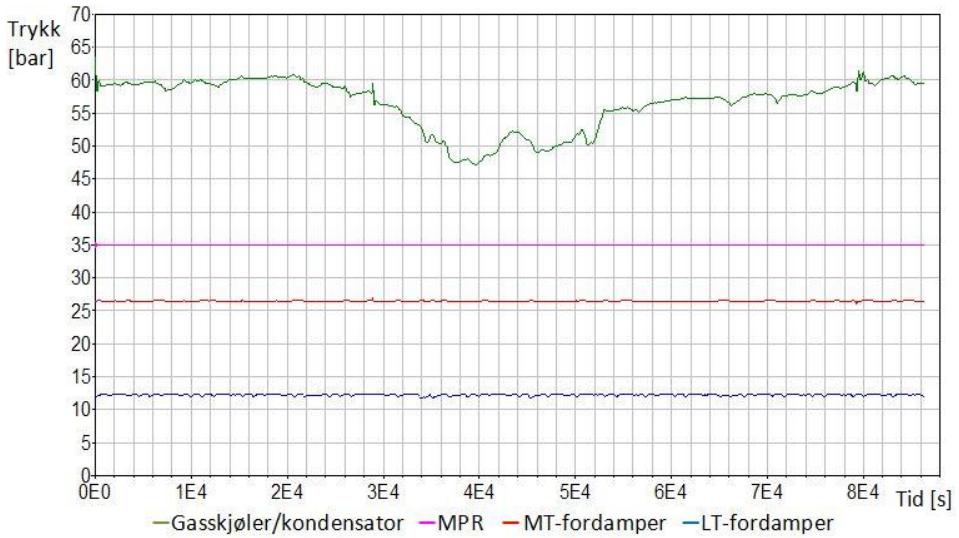
## Varmegjenvinning



Figur V.41 Varmebehov og gjenvunnet varme som funksjon av tid, Moskva vinter

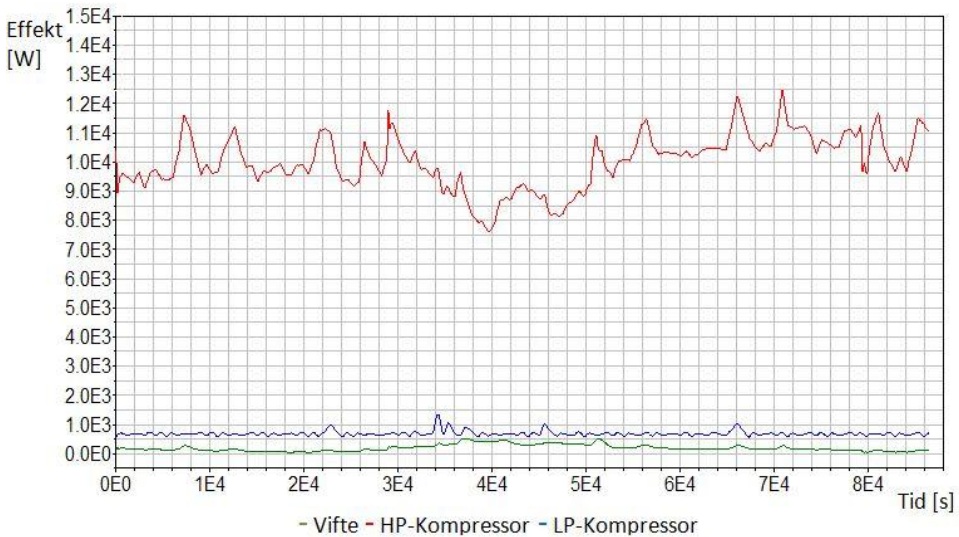
# Frankfurt, Vinter

## Trykk



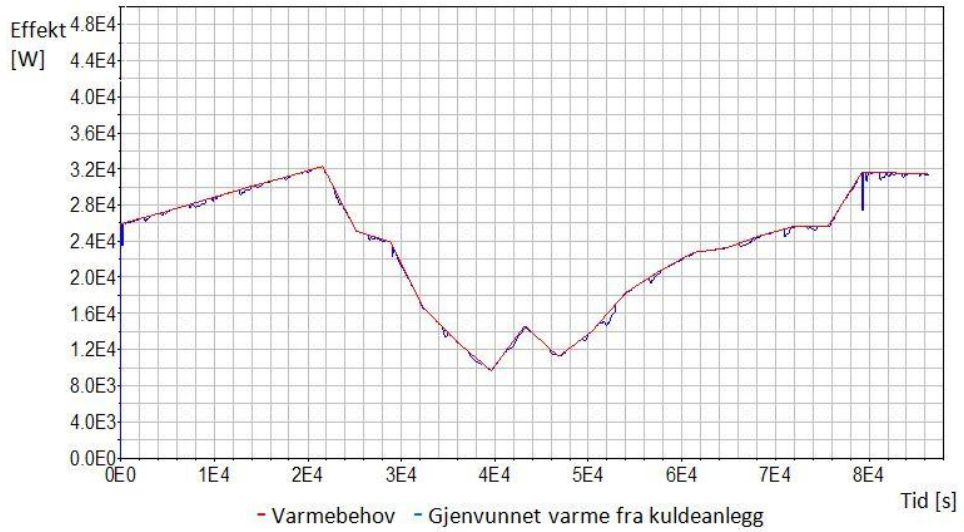
Figur V.42 Trykk i ulike deler av systemet som funksjon av tid, Frankfurt vinter

## Effektbehov



Figur V.43 Effektbehov som funksjon av tid, Frankfurt vinter

## Varmegjenvinning



Figur V.44 Varmebehov og gjenvunnet varme som funksjon av tid, Frankfurt vinter