

Optimalisering av CO₂-varmepumpe for kjøling av isvann / oppvarming av tappevann til 85°C

Malene Rustad Berntsen

Master i energibruk og energiplanlegging

Innlevert: Mai 2013

Hovedveileder: Trygve Magne Eikevik, EPT

Medveileder: Sigmund Jenssen, Cadio AS
Håvard Rekstad, EPT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi- og prosessteknikk

EPT-M-2013-96

MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Malene Rustad Berntsen

Våren 2013

Optimalisering av CO₂-varmepumpe for kjøling av isvann / oppvarming av tappevann til 85oC

Optimizing a CO₂ Heat Pump for Chilling of Ice Water / Heating of Hot Tap Water at 85oC

Bakgrunn og målsetting

Det er en økende trend at CO₂ brukes som arbeidsmedium også i industrielle varmepumper. CO₂ har sin styrke der hvor det er mulig å oppnå stor temperaturdifferanse på varm side i varmepumpeanlegget. Derfor er CO₂ spesielt egnet til å varme opp varmt forbruksvann. I samarbeid med Cadio AS og Tine Midt-Norge skal det gjennomføres en masteroppgave for optimalisering av en varmepumpe med en design ytelse på ca. 170 kW. Anlegget er plassert i TINE Midt-Norge sine lokaler på Tunga i Trondheim. Anlegget skal produsere isvann, der varmen på høytrykksiden skal produsere varmt tappevann.

Målsettingen med oppgaven er å effektivisere prosess og komponenter for den installerte varmepumpen. Komponenter og system skal evalueres for å se på forbedringspotensialet, samt at det skal utvikles en forenklet beregningsmodell for varmepumpens størrelse og behov for akkumuleringstank.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Litteraturstudium tilpasset oppgavens fokusområde
2. Beregne hvordan gasskjølerens størrelse påvirker ytelse ved varierende høytrykk og kompressorkapasitet
3. Gjennomføre målinger på eksisterende anlegg for å verifisere beregninger og kartlegge forbruksmønster
4. Utvikle en forenklet beregningsmodell for energileveranse fra industriell tappevannsvarmepumpe med fokus på optimalisering av akkumuleringstank tilpasset forbruksmønster
5. Evaluere og gjennomregne oljeretursystem mht kapasitetsområde og ømfintlighet for belastningsvariasjoner
6. Skrive et vitenskapelig "paper" med hovedresultater fra oppgaven
7. Forslag til eventuell videreføring av oppgaven

” - ”

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig

ansvarlig/veiledere. Detaljer ved eventuell utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

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

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

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

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

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

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

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

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 14. januar 2013



Prof. Olav Bolland
Instituttleder



Prof. Trygve M. Eikevik
Faglig ansvarlig veileder

Medveiledere: Sigmund Jenssen, Cadio AS, e-mail: sigmund@cadio-as.com
Håvard Rekstad, NTNU, e-mail: havard.rekstad@ntnu.no

Forord

Rapporten er et produkt av en masteroppgave gjennomført ved Norges Tekniske og Naturvitenskapelige Universitet (NTNU), institutt for energi- og prosessteknikk, i samarbeid med Cadio AS og Tine Meieriet Tunga i Trondheim våren 2013.

Målet for masteroppgaven var å effektivisere prosess og komponenter for en installert tappevannsvarmepumpe med CO₂ som arbeidsmedium på Tine Meieriet Tunga. Det ble beregnet hvordan gasskjølerens ytelse endres ved varierende høytrykk og turtall på kompressor, gjennomført målinger for å verifisere beregninger og for å kartlegge bruksmønster, utviklet en forenklet beregningsmodell for energileveranse fra industriell tappevannsvarmepumpe, og oljeretursystemet ble evaluert og gjennomregnet. Det ble i tillegg produsert en vitenskapelig artikkel med hovedresultater fra oppgaven (vedlegg 1).

Rapporten vil konkludere med hva som er optimalt gasskjølertrykk for varmpumpen, hvor stort akkumuleringsvolumet bør være og om oljeretursystemet fungerer. Det vil også gis forslag til eventuell videreføring av oppgaven.

I henhold til instituttets prosedyrer ble det gjennomført risikovurdering av kandidatens arbeid. Risikovurderingen er dokumentert i vedlegg 6.

Takk til veileder Trygve Magne Eikevik for hjelp til utbedring av rapporten. Takk til forskningsleder Trond Andresen ved SINTEF for veiledning ved beregninger av gasskjølerytelsen. I tillegg en stor takk til medveiledere Sigmund Jenssen (Cadio AS) og Håvard Rekstad (NTNU) for hjelp til å gjennomføre målinger på CO₂-varmpumpen.



Malene Rustad Berntsen,
31.05.2013

Sammendrag

Masteroppgaven er en videreføring av et fordypningsprosjekt gjennomført av studenten høsten 2012. Masteroppgaven ble gjennomført ved Norges Tekniske og Naturvitenskapelige Universitet, institutt for energi- og prosesssteknikk, våren 2013. Målsettingen for oppgaven var å effektivisere prosess og komponenter for en tappevannsvarmepumpe med CO₂ som arbeidsmedium på Tine Meieriet Tunga. I samarbeid med Cadio AS ble det valgt å fokusere på størrelsen på systemtanken, gasskjølerytelsen ved forskjellig trykk og turtall, og om oljereturssystemet virker i tilfredsstillende grad.

I fordypningsprosjektet ble systemtanken i anlegget vurdert til å være av utilstrekkelig størrelse til å ivareta tappevannsvariasjoner på meieriet. Det ble av den grunn utviklet et regneark for å beregne optimal størrelse på systemtanken. I regnearket beregnes elektrisitets- og fjernvarmeforbruk ved målt tappevannsforbruk og en valgt størrelse på varmepumpe og systemtank. Systemtankens volum kan endres, og nytt fjernvarme- og elektrisitetsbehov beregnes. Tappevannsbehovet ble logget over en driftsuke og det ble antatt at hver driftsuke er lik over året, noe som stemmer godt for meieriet. Det ble gjort beregninger for systemtankvolum mellom 1000 og 5000 liter.

For å sammenligne de ulike alternativene ble det produsert et regneark hvor nåverdikvotienten og inntjeningstid for hvert alternativ beregnes. Optimalt systemtankvolum ble beregnet til 3000 liter med en inntjeningstid på 4,3 år. Årlig besparelse for investeringen er i underkant av 14.000 kr. Det forventes at anlegget vil få høyere effektfaktor dersom det investeres i en større systemtank, da varmepumpen vil få mer kontinuerlig drift.

Gasskjølerytelsen ble i fordypningsprosjektet målt og beregnet til å ligge lavere enn den prosjekterte ytelsen. Det ble antatt at årsaken til den lave gasskjølerytelsen var at kompressoren gikk med 50 Hz og ikke 60 Hz som var designverdien. Den var av denne grunn ønskelig å vurdere gasskjølerytelsen ved forskjellig turtall på kompressoren.

Gasskjølerytelsen ble vurdert ved 30, 50 og 60 Hz ved gasskjølertrykk mellom 95 og 115 bar.

Beregninger viste at et pinch-punkt vil oppstå inne i gasskjøleren ved trykk lavere enn 110 bar. Pinch-punktet bør ligge i utløpet av gasskjøleren for ikke å begrense varmeoverføringen. Optimalt gasskjølertrykk ble beregnet til 105 bar. Gasskjølerytelsen ved 105 bar er i følge beregningene 88 og 146 kW for henholdsvis 30 og 50 Hz. Beregnet effektfaktor var 3,5 for 30 Hz og 3,6 for 50 Hz.

Ved 60 Hz og 115 bar som er designverdiene til varmepumpen ble gasskjølerytelsen beregnet til 182 kW, noe som tilsvarer den prosjekterte ytelsen. Dette kan bekrefte teorien om at den lave gasskjølerytelsen skyldes at kompressoren kjøres på 50 Hz. Ved 60 Hz har varmepumpen en effektfaktor på 3,5 ved gasskjølertrykk mellom 95 og 115 bar.

Oljeretursystemet i varmepumpen er et enkelt system basert på ejektorprinsippet hvor tørrmettet CO₂ strømmer gjennom en dyse slik at trykket reduseres. Drivkreftene for oljeretur er trykkforskjell mellom væskeutskiller og dysen, og væskesøylen som bygger seg opp i væskeutskilleren. Det har ikke blitt gjennomført detaljerte beregninger på oljeretursystemet ved tidligere anledninger, og det ble av den grunn valgt å regne gjennom systemet ved 30 og 50 Hz.

Av beregningene så man at oljeretursystemet på tappevannsvarmepumpen på Tine er følsomt for ytelsesendringer, men at oljeretursystemet fungerer ved både 30 og 50 Hz. Ved 30 Hz er beregnet høyde på væskesjiktet i tanken 49 cm (høydedifferanse mellom væskesjikt og dyse 11 cm), og ved 50 Hz er tanken tilnærmet tom (høydedifferanse 68 cm). Det økte væsknivået i væskeutskillerne vil føre til at oljenivået i kompressorhuset synker noe.

Abstract

The master thesis is a continuation of a project thesis written by the student in fall 2012. The master thesis was written at the Norwegian University of Science and Technology, Department of Energy and Process Engineering, in spring 2013. The main objective of the thesis was to optimize the process and components of a CO₂ tap water heat pump installed at a dairy (Tine) in Trondheim. The main focus of the optimization was chosen in cooperation with Cadio AS to be the size of the hot water storage tank, the gas cooler performance at different gas cooler pressures and compressor frequencies, and the oil return system.

In the project thesis written in fall 2012, the hot water storage tank volume was evaluated. It was concluded that the volume was too small to take care of the variations in hot water demand at Tine. For this reason, a spreadsheet was developed to calculate optimum water storage volume for the heat pump. The hot water demand at Tine was measured over a week, assuming that each production week is equal over the year which is an appropriate assumption to make for dairies. In the spreadsheet, the storage tank volume can be changed and the electricity- and district heating demand is calculated. Energy use with storage tank volumes between 1000 and 5000 liters were evaluated and compared to energy use with the current storage tank volume of 400 liters.

To compare the different storage volumes another spreadsheet was developed to calculate profitability index and payback time for each investment. Results from the calculations showed that the optimum storage tank volume for the CO₂ hot water heat pump at Tine is 3000 liters. The annual savings are approximately 14,000 NOK with a payback time of 4.3 years. It is expected that the heat pump will achieve a higher coefficient of performance with a larger storage tank, as the heat pump will have more continuous operation.

The measured and calculated gas cooler performance in the project thesis was lower than the design value. This was explained by the fact that the compressor is operated at 50 Hz, and not 60 Hz as designed. To confirm this theory, the gas cooler performance was evaluated at different frequencies. The gas cooler performance was also evaluated at different gas cooler pressures to find the optimum gas cooler pressure.

The pinch point is the point where the minimum temperature difference between CO₂ and water occurs in the gas cooler. If the pinch point occurs inside the gas cooler, and not at the gas cooler outlet, it represents a limiting factor for the heat exchange. Calculations show that the pinch point will occur inside the gas cooler at gas cooler pressures of 105 bars or lower.

Based on calculated coefficient of performance and delivered tap water temperature, optimum gas cooler pressure for the heat pump at Tine is 105 bars. At 105 bars the gas cooler will deliver 146 kW and 88 kW at 50 Hz and 30 Hz respectively. Calculated COP for operation at 50 Hz is 3.6 and for 30 Hz 3.5.

At 60 Hz and 115 bars (design value) the gas cooler performance was calculated to 182 kW, which is the same at the design value. This confirms the theory that the low measured gas cooler performance was a result of operation at 50 Hz. At 60 Hz the COP is 3.5 at 95 to 115 bars.

The oil return system in the heat pump is based on a simple ejector principle where dry CO₂ gas flows through a nozzle which leads to a pressure drop. The driving forces of the oil return are the pressure difference between the liquid separators and the point after the nozzle, and the liquid level that is built up in the liquid separators.

Cadio AS could inform that the oil return works perfectly at 50 Hz, and that the oil level in the compressor is slightly reduced at 30 Hz. Detailed calculations have not been made on the system by Cadio AS, and by this reason it was decided that the oil return in the heat pump should be calculated at 50 and 30 Hz.

The calculations on the oil return system showed that the system is sensitive to changes in compressor motor frequency, but that the oil return works at 30 and 50 Hz. At 30 Hz a fluid layer of 49 cm will form in the liquid separator (height difference between liquid layer and nozzle 11 cm), and at 50 Hz the liquid separator will be close to empty (height difference 68 cm). The increase of liquid in the separator at 30 Hz will lead to a reduction in oil level in the compressor house.

Innholdsfortegnelse

Figuroversikt.....	1
Tabelloversikt	2
Formeloversikt.....	3
Symboler og forkortelser.....	4
Forkortelser	7
1 Innledning	8
1.1 Bakgrunn.....	8
1.2 Målsetting.....	9
1.3 Antakelser og avgrensning	9
1.4 Struktur.....	10
2 Beskrivelse av anlegget	11
3 Teori	13
3.1 Akkumulering av varmtvann.....	13
3.2 Gasskjøler	15
3.2.1 Platevarmevekslere	16
3.3 Oljeretur.....	18
3.4 Litteratursøk	19
3.4.1 CO ₂ i kaskadeanlegg	19
3.4.2 Transkritiske CO ₂ -varmepumper.....	20
4 Metode.....	22
4.1 Målinger.....	22
4.2 Akkumulering av varmtvann.....	23
4.2.1 Bakgrunn for regneark	23
4.2.2 Oppbygging av regnearket	28
4.2.3 Økonomisk analyse.....	38
4.3 Gasskjøler	39
4.4 Oljeretur.....	44

5	Resultat	50
5.1	Akkumulering.....	50
5.2	Gasskjøler	52
5.2.1	Verifisering av beregninger	52
5.2.2	Gasskjølerytelse.....	52
5.3	Oljeretur.....	56
5.3.1	Oljeretur ved 50 Hz	56
5.3.2	Oljeretur 30 Hz	58
6	Diskusjon.....	60
6.1	Akkumulering.....	60
6.1.1	Verifisering av regneark	60
6.1.2	Beregning av systemtankvolum	60
6.2	Gasskjøler	61
6.2.1	Verifisering av regneark	61
6.2.2	Gasskjølerytelse.....	61
6.3	Oljeretur.....	63
6.3.1	Oljeretur ved 50 Hz	63
6.3.2	Oljeretur ved 30 Hz	63
7	Konklusjon.....	64
7.1	Akkumulering.....	64
7.2	Gasskjøler	64
7.3	Oljeretur.....	64
7.4	Forslag til videreføring.....	65
	Referanseliste.....	66
	Oversikt over vedlegg.....	68

Figuroversikt

Figur 1 Skjematisk fremstilling av CO ₂ -varmepumpen	11
Figur 2 Seriekobling av systemtanker	13
Figur 3 Platevarmeveksler	16
Figur 4 Chevron-vinkel for platevarmeveksler	16
Figur 5 Enkel-/enkel-pass	17
Figur 6 To-/to-pass	17
Figur 7 Driftsområde for CO ₂ -kompressorer	21
Figur 8 Plassering av målepunkter	22
Figur 9 Prinsippskisse av varmepumpeanlegget	23
Figur 10 Illustrasjon av sjiktning i systemtank.....	24
Figur 11 Energistrøm systemtank.....	24
Figur 12 Systemtank i tappevannsmodus	25
Figur 13 Systemtank i akkumuleringsmodus	26
Figur 14 Tom systemtank	27
Figur 15 Energistrøm fjernvarmeveksler	27
Figur 16 Inndeling av gasskjøler	39
Figur 17 Oljeretursystem Tine Meieriet Tunga	44
Figur 18 Trykktapskoeffisienter t-gren, plutselig ekspansjon og bend	49
Figur 19 Grafisk fremstilling av nåverdikvotient ved forskjellige systemtankvolum	51
Figur 20 Gasskjølerytelse ved forskjellig trykk og frekvens	53
Figur 21 Effektfaktor ved forskjellig trykk og frekvens	53
Figur 22 Log p-h-diagram for prosessen ved 60 Hz og 95 og 115 bar.....	54

Tabelloversikt

Tabell 1 Inndata i regnearket	28
Tabell 2 Nomenklatur benyttet i regnearket	28
Tabell 3 Begrensninger for beregning av tiden for å tømme første del av systemtanken	29
Tabell 4 Begrensninger for beregning av $\tau_{\text{fylle},100\%}$	31
Tabell 5 Begrensninger for å beregne $\tau_{\text{fylle},50\%}$	32
Tabell 6 Inndata økonomisk analyse	38
Tabell 7 Parametre til å beregne opptatt-/avgitt varmeeffekt til henholdsvis vann og CO ₂ ...	39
Tabell 8 Parametre for beregning av overført varmeeffekt i gasskjøler	41
Tabell 9 Inndata for beregning av U-verdi	42
Tabell 10 Inndata fra dataark	43
Tabell 11 Fysiske parametre for oljen som benyttes i systemet.....	45
Tabell 12 Verdier benyttet i beregninger av oljeretur	46
Tabell 13 Tapskoeffisienter for geometri- og størrelsesendringer	48
Tabell 14 Elektrisitets- og fjernvarmebehov Tine Meieriet Tunga.....	50
Tabell 15 Resultat fra simulering av forskjellig systemtankvolum.....	51
Tabell 16 Resultat verifisering av gasskjølerberegninger	52
Tabell 17 Gasskjølerytelse og effektfaktor ved varierende trykk og frekvens.....	52
Tabell 18 Pinch-punkt analyse.....	54
Tabell 19 Temperatur på vann ut av gasskjøler ved forskjellig trykk og frekvens	55
Tabell 20 Friksjonstap 50 Hz beregnet i DpLib	56
Tabell 21 Geometri- og dimensjonsendringer rør for CO ₂ -gass 50 Hz.....	56
Tabell 22 Geometri- og dimensjonsendringer rør for CO ₂ - og oljeblanding ved 50 Hz	57
Tabell 23 Friksjonstap 30 Hz.....	58
Tabell 24 Geometri- og dimensjonsendringer rør for CO ₂ -gass 30 Hz.....	58
Tabell 25 Geometri- og dimensjonsendringer rør for CO ₂ - og oljeblanding ved 30 Hz	59

Formeloversikt

Formel 1 Tid for å tømme nederste del av systemtank	21
Formel 2 Tid for å tømme øverste del av systemtank	22
Formel 3 Resterende tappevannsbehov	22
Formel 4 Resterende tappevannsbehov som ikke dekkes av varmepumpe	22
Formel 5 Tid varmepumpe går med full ytelse	23
Formel 6 Tid for å fylle øverste del av systemtank	23
Formel 7 Volum som fylles øverst i tank	23
Formel 8 Tid for å fylle nederste del av systemtank	24
Formel 9 Volum som fylles nederst i tank	24
Formel 10 Strømforbruk	24
Formel 11 Blandingstemperatur	24
Formel 12 Fjernvarmebehov	25
Formel 13 Nåverdikvotient	30
Formel 14 Nåverdi	30
Formel 15 Realrente	30
Formel 16 Inntjeningstid	30
Formel 17 Volumetrisk virkningsgrad	32
Formel 18 Isentropisk virkningsgrad	32
Formel 19 Varme overført mellom CO ₂ og vann	32
Formel 20 Slagvolum	32
Formel 21 Massestrøm CO ₂	32
Formel 22 Entalpi vann ut	33
Formel 23 Varme overført i gasskjøler	33
Formel 24 Total U-verdi	33
Formel 25 Hydraulisk diameter	34
Formel 26 Effektfaktor	35
Formel 27 Entalpi inn på gasskjøler	35
Formel 28 Høydedifferanse mellom væskesjikt og punktet etter dysen	36
Formel 29 Høyden på væskesjiktet	36
Formel 30 Blandingstetthet	37
Formel 31 Blandingsviskositet	37
Formel 32 Trykk i væskeutskiller	38
Formel 33 Friksjonstap	39
Formel 34 Støttap	39

Symboler og forkortelser

SYMBOL	BESKRIVELSE	ENHET
A	Areal	m ²
b	Årlig prisstigning	%
B	Besparelse	kr/år
c _p	Spesifikk varmekapasitet (her for vann)	kJ/kgK
CSA	Tverrsnittsareal	m ²
CSA _{tot}	Totalt tverrsnittsareal	m ²
d	Diameter	m
d _h	Hydraulisk diameter	m
D	Diameter	m
e _{FV}	Fjernvarmekostnad	kr/kW
e _{EL}	Elektrisitetskostnad	kr/kW
f	Friksjonsfaktor	-
f	Frekvens	Hz
h	Entalpi	kJ/kg
H	Høyde	m
H _{væske}	Høyde på væskesjikt	m
l ₀	Merinvesteringskostnad	kr
IT	Inntjeningstid	år
K	Støttapskoeffisient	-
L	Lengde	m
\dot{m}_R	Massestrøm CO ₂	kg/s
\dot{m}_{TM}	Massestrøm tørrmettet damp	kg/s
\dot{m}_{VP}	Massestrøm vann gjennom gasskjøler	kg/s
\dot{m}_{vann}	Massestrøm vann	kg/s
\dot{m}_{CO_2+olje}	Massestrøm CO ₂ og olje	kg/s
\dot{M}	Massefluks	kg/m ² s
n	Teknisk/økonomisk levetid	år
n _r	Avkastningskrav	%
NV	Nåverdi	kr
NVK	Nåverdikvotient	-
O	Omkrets	m
p	Trykk	Pa
P _{EL}	Strømforbruk kompressor	kW
r	Realrente	%
Re	Reynoldstallet	-
\dot{Q}_{FV}	Fjernvarmeytelse	kW
\dot{Q}_{GK}	Gasskjølerytelse	kW

SYMBOL	BESKRIVELSE	ENHET
\dot{Q}_{diff}	Differanse varmeeffekt	kW
\dot{Q}_{fluid}	Opptatt/avgitt varmeeffekt	kW
\dot{Q}_{trans}	Overført varmeeffekt i varmeveksler	kW
\dot{Q}_{TOT}	Total varmeleveranse	kW
T	Temperatur	°C
T _{BL}	Blandingstemperatur	°C
T _{NV}	Nettvannstemperatur	°C
T _{TV}	Tappevannstemperatur	°C
T _{VP}	Volumstrøm vann gjennom gasskjøler	°C
T _w	Veggtemperatur	°C
U _{CO2}	Varmeovergangskoeffisient CO ₂	W/m ² K
U _{TOT}	Total varmeovergangskoeffisient	W/m ² K
U _{vann}	Varmeovergangskoeffisient vann	W/m ² K
v	Spesifikt volum	kg/m ³
V	Hastighet	m/s
V _{fylle,st,bunn}	Mengde varmtvann som fylles i bunn av systemtanken	m ³
V _{fylle,st,topp}	Mengde varmtvann som fylles i topp av systemtanken	m ³
V _{NV}	Resterende tappevannsbehov som ikke dekkes av varmepumpen	m ³
V _{REST}	Resterende tappevannsbehov	m ³
V _{s,f}	Slagvolum ved gitt frekvens	m ³ /h
V _{ST}	Volum systemtank	m ³
V _{ST,bunn}	Tilgjengelig varmtvann i bunn av systemtanken	m ³
V _{ST,topp}	Tilgjengelig varmtvann i topp av systemtanken	m ³
V _{TV}	Tappevannsbehov	m ³
\dot{V}_{ST}	Volumstrøm inn/ut av systemtank	m ³ /h
\dot{V}_{TV}	Tappevannsbehov	m ³ /h
\dot{V}_{VP}	Volumstrøm vann gjennom gasskjøler	m ³ /h
W _{EL}	Elektrisitetsforbruk	kWh
x	Metningsgrad	kg damp/ kg væske

GRESKE BOKSTAVER

SYMBOL	BESKRIVELSE	ENHET
β	Chevron-vinkel	°
$\Delta p_{\text{dim/geo}}$	Trykktap grunnet dimensjons- og geometriendringer	Pa
$\Delta p_{\text{friksjon}}$	Friksjonstap	Pa
Δp_{TAP}	Totalt trykktap	Pa
$\Delta p_{\text{TAP,oljeretur}}$	Trykktap i oljeretur	Pa
ΔT	Temperaturdifferanse	°C
ϵ	Ruhet	m
Φ	Overflate-økningfaktor	-
η_{is}	Isentropisk virkningsgrad	-
μ_{CO_2}	Dynamisk viskositet CO ₂	kg/ms
v_1	Spesifikt volum i sugegassrør	m ³ /kg
v_{blanding}	Kinematisk viskositet blanding	mm ² /s
v_{CO_2}	Kinematisk viskositet CO ₂	mm ² /s
v_{olje}	Kinematisk viskositet olje	mm ² /s
λ	Volumetrisk virkningsgrad	-
π	Trykkforhold kompressor	-
ρ	Tetthet	kg/m ³
ρ_{blanding}	Blandingstetthet	kg/m ³
ρ_{CO_2}	Tetthet CO ₂	kg/m ³
ρ_{olje}	Tetthet olje	kg/m ³
τ	Tidskriterium	timer
τ_{52kW}	Tid varmepumpe 100 % kapasitet	timer
τ_{26kW}	Tid varmepumpe 50 % kapasitet	timer
$\tau_{\text{tømme},0\%}$	Tid for å tømme første halvdel av tank	timer
$\tau_{\text{tømme},50\%}$	Tid for å tømme andre halvdel av tank	timer
$\tau_{\text{rest},100\%}$	Tid for å dekke resterende tappevannsbehov	timer
$\tau_{\text{fylle},100\%}$	Tid for å fylle øverste halvdel av tank	timer
$\tau_{\text{fylle},50\%}$	Tid for å fylle nederste halvdel av tank	timer

Forkortelser

AB	Alkylbenzen
CO ₂	Karbondioksid
COP	Effektfaktor
CSA	Cross sectional area. Tverrsnittsareal.
MO	Mineralolje
NH ₃	Ammoniakk
NOK	Norske kroner
NTNU	Norges Tekniske- og Naturvitenskapelige Universitet
NV	Nåverdi
NVK	Nåverdikvotient
PAG	Polyalkylenglykolorje
PAO	Syntetisk mineralolje
POE	Polyesterolje
PVE	Polyvinylesterolje
R134a	Kuldemedium. 1,1,1,2-tetrafluoretan.
R22	Kuldemedium. Klordifluormetan.
R718	Kuldemedium. Vann.
R744	Kuldemedium. Karbondioksid.

1 Innledning

I dette kapittelet vil bakgrunnen for masteroppgaven og oppgavens struktur og avgrensning presenteres.

1.1 Bakgrunn

Bruk av naturlige kuldemedier i varme- og kjøleanlegg til fordel for syntetiske medier blir stadig mer vanlig ved prosjektering av nye anlegg. Bruk av CO₂ som arbeidsmedium i tappevannsvarmepumper for boliger er på vei opp, og det er en økende trend at CO₂ brukes som arbeidsmedium også i industrielle varmpumper. CO₂ er spesielt egnet til å varme opp varmt forbruksvann da arbeidsmediet har sin styrke der hvor det er mulig å oppnå stor temperaturdifferanse på varm side i varmpumpeanlegget.

Komponenter til CO₂-anlegg har tidligere vært lite tilgjengelig, blant annet grunnet krav til høy trykkklasse. Den økende trenden med bruk av CO₂ som arbeidsmedium har ført til en teknologitviking på komponentnivå.

Høsten 2012 ble det gjennomført et fordypningsprosjekt (Berntsen 2012), heretter omtalt som *"fordypningsprosjektet"*, hvor ytelse og varmeeffekt ble målt på en varmpumpe installert på Tine Meieriet på Tunga. Varmepumpens effektfaktorer og årsenergifaktor ble bestemt, og resultater fra beregninger av anleggskomponenter ble sammenlignet med design data. Beregninger av anleggets komponenter og ytelse i fordypningsprosjektet viste at varmpumpens ytelser og effektfaktor var lavere enn prosjektert og at kompressoren hadde et stort antall start/stopp over døgnet og uken. Masteroppgaven er en videreføring av dette arbeidet, og fokuserer på optimalisering av varmpumpen.

Det store antallet start/stopp skyldes at systemtanken ikke var av tilstrekkelig størrelse til å kunne ivareta variasjonene i tappevannsbehov. Å installere en større systemtank vil føre til mer skånsom drift av varmpumpen (færre start/stopp) og vil kunne føre til en bedre effekt- og energifaktor for anlegget som en konsekvens av at kompressoren får mer kontinuerlig drift. Besparelsen i energikostnader må sammenlignes med investeringskostnaden for ny systemtank for å vurdere om investeringen er lønnsom.

Gasskjølerens- og fordampernes ytelse var lavere enn prosjekter. Dette ble delvis forklart med at kompressoren gikk på 50 Hz og ikke 60 Hz som prosjektert grunnet motorbegrensninger. Det ble også diskutert om gasskjølertrykket ikke var optimalt, selv om en enkel pinch-punkt analyse viste at pinch-punktet lå ved innløpet til gasskjøleren.

Oljeretursystemet i varmpumpen på Tine er en enkel løsning basert på ejetorprinsippet. Dimensjonene er gjennomregnet av Cadio AS. Dersom oljereturen ikke virker slik som prosjektert vil olje følge med til gasskjøleren, noe som vil redusere varmeovergangskoeffisienten i gasskjøleren og dermed gasskjølerytelsen.

1.2 Målsetting

Målsettingen for masteroppgaven var å effektivisere prosess og komponenter for tappevannsvarmepumpen med CO₂ som arbeidsmedium på Tine Meieriet Tunga. Hovedfokuset var størrelsen på systemtanken, endring i ytelse på gasskjøler ved endring i trykk og turtall på kompressor, og om oljeretursystemet virker tilfredsstillende.

For å vurdere størrelsen på systemtanken ble det bestemt at det skulle utvikles et regneark hvor inndataene er tappevannsbehov og varmpumpen- og systemtankens størrelse, og utdata er elektrisitets- og fjernvarmebehov. Det ble i tillegg laget et ark hvor forskjellige alternativer for systemtankvolum kan sammenlignes i en økonomisk analyse.

Det ble beregnet hvordan gasskjølerens ytelse endres ved varierende gasskjølertrykk og turtall på kompressoren for å kunne avsløre hva anleggets lavere ytelser skyldes.

Oljeretursystemet ble gjennomregnet for å vurdere hvordan retur av olje påvirkes av redusert kompressorytelse.

Det ble gjort et litteratursøk for å kartlegge hvilken forskning som er gjort på temaet tidligere. I teoridelen gis en presentasjon av gasskjøleren, akkumulering av tappevann og ulike metoder for oljeretur for CO₂-varmepumper. Virkemåten til tradisjonelle og transkritiske varmepumper presenteres ikke, og det henvises til annen litteratur for dette tema.

Det ble i tillegg produsert en vitenskapelig artikkel med hovedresultater fra oppgaven (vedlegg 1).

1.3 Antakelser og avgrensning

Rapporten er et resultat av en masteroppgave ved Norges Tekniske og Naturvitenskapelige Universitet (NTNU), institutt for energi- og prosessteknikk, og ble utført i samarbeid med Cadio AS. Prosjektet er gjennomført av én student, og oppgaven ble begrenset med hensyn på tid og kapasiteten til studenten. En rekke antagelser ble gjort underveis for å forenkle beregningene. Antakelsene er listet opp der det måtte gjelde.

1.4 Struktur

Kapittel 2: Kort presentasjon av CO₂-varmepumpen på Tine Meieriet Tunga.

Kapittel 3: Teorigrunnlag og teknologisk status for transkriske CO₂-varmepumper for industrielle formål.

Kapittel 4: Detaljert fremgangsmåte for de beregninger, målinger og analyser som ble gjennomført i masteroppgaven. Nærmere bestemt beregning av akkumuleringsvolum og gasskjølerytelse, og gjennomregning av oljeretursystem.

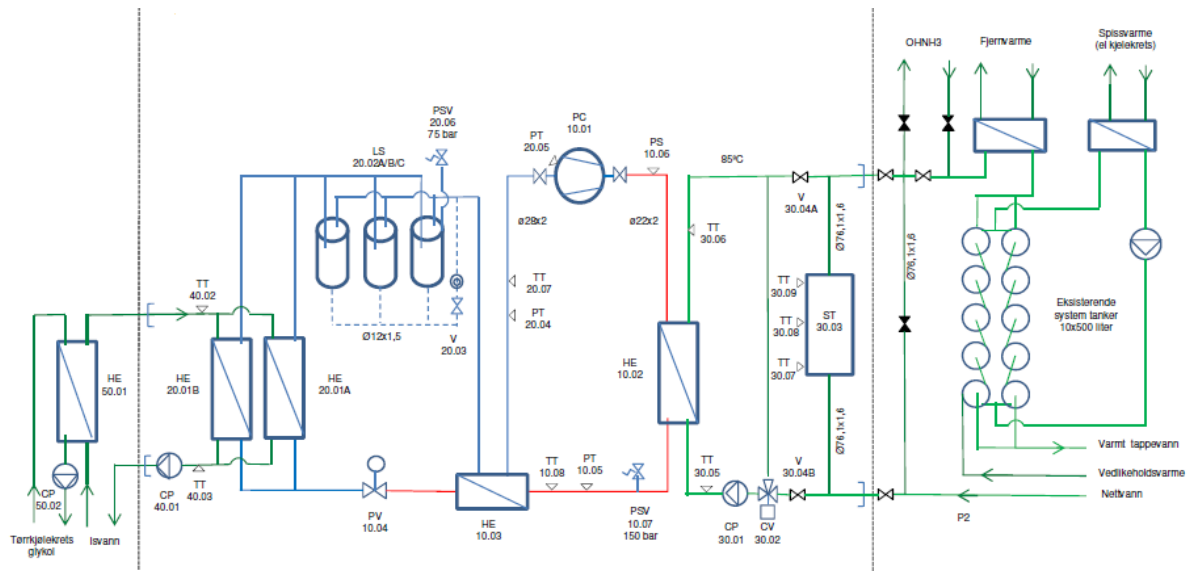
Kapittel 5: Presentasjon av resultatene fra beregningene presentert i kapittel 4.

Kapittel 6: Diskusjon av samtlige av resultatene.

Kapittel 7: Oppsummering av punktene som ble diskutert i kapittel 6, og forslag til videre arbeid med temaet.

2 Beskrivelse av anlegget

I dette kapitlet presenteres varmepumpeanlegget på Tine Meieriet Tunga. Det gis en beskrivelse av gasskjøler, oljeretur og systemtanken i anlegget da det er disse komponentene masteroppgaven fokuserer på. For mer detaljert beskrivelse av anlegget henvises det til fordypningsprosjektet. Figur 1 viser skjematisk oppbyggingen av CO₂-varmepumpen på Tine Meieriet Tunga. Varmepumpeanlegget er avgrenset fra resten av anlegget med de stiplede linjene.



Figur 1 Sjematisk fremstilling av CO₂-varmepumpen (CadioAS 2012)

Varmepumpen består av en stempelkompressor, en gasskjøler, to fordampere koblet i parallell, tre lavtryksbeholdere og en internvarmeveksler. Systemet har en 400 liter systemtank som skal ivareta variasjonene i tappevannsmengde. Resultater fra fordypningsprosjektet viste at systemtanken var for liten for å ivareta variasjoner i tappevannsmengde på meieriet.

Stempelkompressoren er semi-hermetisk og har et slagvolum på 26,6 m³/h ved 50 Hz. Ved 50 Hz er tilført effekt til kompressor 52 kW. Kompressoren styres av temperaturen i systemtanken. Når toppsensoren (T19, se figur 8) måler temperatur lavere enn 40 °C starter kompressoren. Kompressoren stopper når bunnsensoren i systemtanken (T15) når settpunktet på 40 °C, og turtallsreguleres mellom 30 og 50 Hz ved hjelp av frekvensomformer. Det er temperaturen midt i systemtanken (T17) som styrer kapasiteten. Når temperaturen kommer under ønsket temperatur på 40 °C øker turtallet på kompressoren.

Oljetilbakeføring til kompressor skjer ved at en blanding av CO₂ og olje tas ut i bunn av hver lavtryksbeholder og suges inn i sugeledning mellom lavtryksbeholderne og internvarmeveksler. Oljetilbakeføringen er presentert detaljert i kapittel 4.4.

Varmevekslerne i anlegget er av typen motstrøms platevarmevekslere fra produsenten Kaori. Gasskjøleren er dimensjonert for en volumstrøm på 2,3 m³/h, men kan variere i området 0-8 m³/h. Nettvannstemperaturen inn på gasskjøleren varierer mellom 7-10 °C, og temperatur ut av gasskjøleren ligger mellom 50-90 °C. Prosjektert U-verdi for gasskjøleren var 1402,6 W/m²K, og beregnet U-verdi i forbindelse med fordypningsprosjektet høsten 2012 lå i området 1000-1150 W/m²K.

CO₂-varmepumpen skal kjøle isvann og samtidig varme opp tappevann til 80 °C. Varmepumpen har en prosjektert gasskjølerkapasitet på 180-190 kW med en effektfaktor på 3,0. Målt gasskjølerytelse høsten 2012 var omtrent 150 kW, og beregnet effektfaktor var 2,0. Reduksjonen i ytelse antas i stor grad å skyldes at det var prosjektert at kompressoren skulle drives på 60 Hz.

3 Teori

I dette kapitlet presenteres et teoretisk grunnlag for de komponentene som skal optimaliseres: systemtank, gasskjøler og oljeretursystem. Resultatet fra litteraturstudiet på temaet CO₂-varmepumper i industriell anvendelse presenteres i Kapittel 3.4.

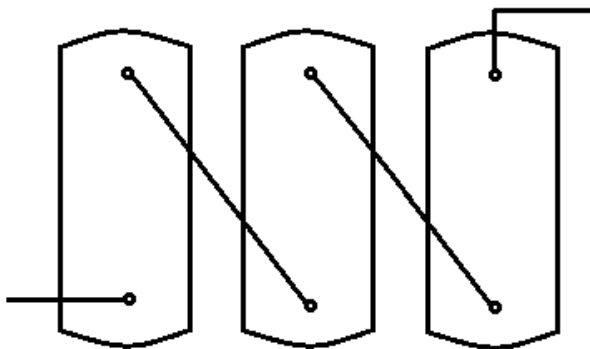
Litteraturstudiet er hentet fra fordypningsprosjektet. Det ble gjennomført et nytt litteratursøk mai 2013, men ingen ny og relevant informasjon ble funnet.

3.1 Akkumulering av varmtvann

På et meieri er tappevannsbehovet svært varierende over døgnet og over driftsuken. Behovet er lavt deler av døgnet og øker raskt og kraftig blant annet når tankbiler skal vaskes. Driftsukene er stort sett like, og en analyse av tappevannsbehovet over en driftsuke vil derfor kunne være representativ for resten av driftsåret.

En varmepumpe har høy spesifikk investeringskostnad (kr/kW), og lønnsomheten til varmepumpeanlegget er i stor grad knyttet til korrekt design og god utnyttelse av anlegget. Grunnet den høye spesifikke investeringskostnaden er det ikke økonomisk lønnsomt å installere en varmepumpe som dekker det totale effektbehovet på meieriet. Man installerer av den grunn en mindre varmepumpe og én eller flere systemtanker som skal ivareta tappevannsvariasjoner.

Dersom flere systemtanker installeres kobles de sammen i seriekobling som vist i figur 2. Kaldt nettvann presses inn i bunn av den første systemtanken og vann tappes fra toppen av den siste systemtanken når tappevannsbehov oppstår. I akkumuleringsmodus presses varmt vann fra varmepumpen ned i toppen av den siste tanken.



Figur 2 Seriekobling av systemtanker

Ved vurdering av nødvendig akkumuleringsvolum må meieriets tappevannsbehov over døgnet og uken kartlegges ved hjelp av målinger. Ved å sammenligne elektrisitets- og spisslastforbruk ved ulike tankvolum i et regneark kan man finne optimal størrelse for akkumuleringstanken.

Før man går i gang med en økonomisk analyse må man kartlegge og beregne forutsetninger basert på dokumenterte fakta, vurderinger eller beregninger. De viktigste forutsetningene man må ta hensyn til er listet opp under:

- Reduserte årlige kostnader
- Årlige kostnader
- Teknisk/økonomisk levetid (timer)
- Avkastningskrav
- Prisstigning

Ved sammenligning av to systemtankvolum vil årlige reduserte kostnader være den reduserte energikostnaden med det nye systemtankvolumet. Det vil ikke være en forskjell i de årlige kostnadene. Investeringskostnad, den tekniske/økonomiske levetiden, avkastningskravet og prisstigning er data som må bestemmes før realrente, nåverdi og inntjeningstid kan beregnes.

Realrenten, eller den reelle renten, er avkastningskravet korrigert for prisstigning. Realrenten benyttes til å beregne nåverdien av investeringen.

Nåverdi er et absolutt uttrykk for lønnsomhet og er dagens verdi av alle fremtidige kontantstrømmer. Positiv nåverdi betyr at investeringen er lønnsom. For å sammenligne alternativer med forskjellig investeringskostnad kan nåverdikvotienten beregnes, da den tar hensyn til investeringskostnaden. Ved en bedriftsøkonomisk vurdering vil det alternativet som gir lavest nåverdikvotient være det mest lønnsomme.

Inntjeningstiden er et uttrykk for den reelle tid det tar før en investering er inntjent.

Formlene for beregning av realrente, nåverdi, nåverdikvotient og inntjeningstid presenteres i kapittel 4.2.3.

3.2 Gasskjøler

Gasskjølerens design er viktig for den transkritiske CO₂-prosessen av to grunner. Den første er at en høy effektfaktor avhenger av at CO₂-gassen avkjøles mest mulig før struping for å redusere strupningstapet. Internvarmeveksleren bidrar også til å redusere temperaturen på CO₂ før struping, men internvarmevekslingen fører i tillegg til at kompressorarbeidet økes grunnet høyere sugegasstemperatur. Maks effektfaktor oppnås av den grunn ved at en størst mulig andel varme avgis i gasskjøleren.

Den andre årsaken til at gasskjølerdesign er viktig er at korrekt design reduserer arbeidstrykket som igjen reduserer kompressorarbeidet.

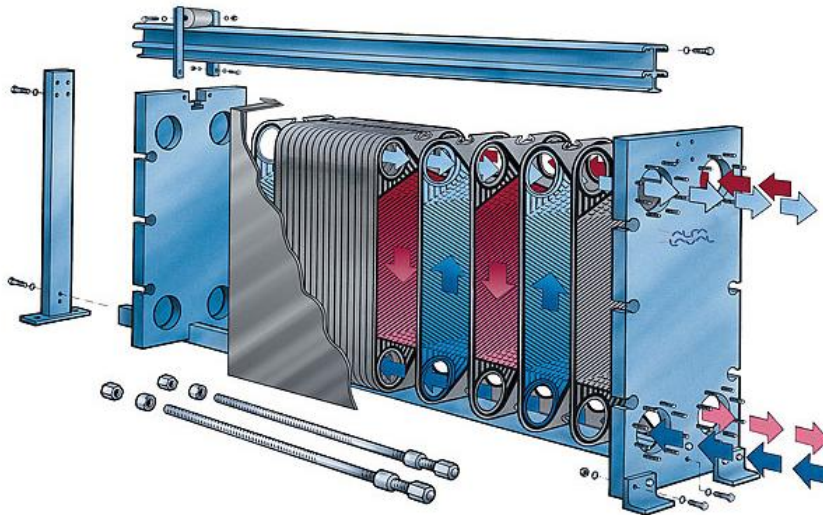
Punktet med minst temperaturdifferanse mellom CO₂ og vann i gasskjøleren kalles pinch-punktet. For å oppnå maksimal gasskjølerytelse er det viktig at pinch-punktet befinner seg i utløpet av gasskjøleren. Dersom punktet befinner seg midt i gasskjøleren vil det opptre som en begrensende faktor for varmeoverføringen i gasskjøleren.

For å gjennomføre en pinch-punkt-analyse ved forskjellige gasskjølertrykk og kompressorytelser må temperaturen på vann og CO₂ i et valgt antall deler av gasskjøleren beregnes. En teoretisk fremgangsmåte for å forutsi ytelsen til platevarmevekslere med chevron-vinkler er presentert i (Holger 1995).

Gasskjøleren på Tine Meieriet Tunga er av typen platevarmeveksler med chevron-vinkler. I kapittel 3.2.1 gis en kort presentasjon av platevarmevekslere.

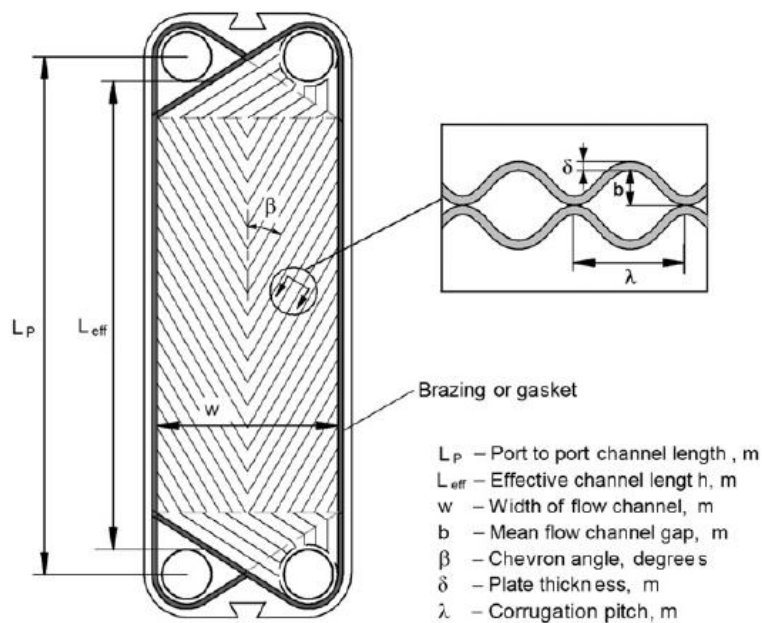
3.2.1 Platevarmevekslere

En platevarmeveksler består av sammentrykte stålplater som er satt sammen i en ramme med pakninger av gummi mellom hver plate. Platene kan også være sveiset eller loddet sammen. Pakningene mellom hver plate dirigerer strømningsforløpet og sørger for at det varme og kalde mediet strømmer i annenhver kanal. Se figur 3.



Figur 3 Platevarmeveksler (Wadekar 2000)

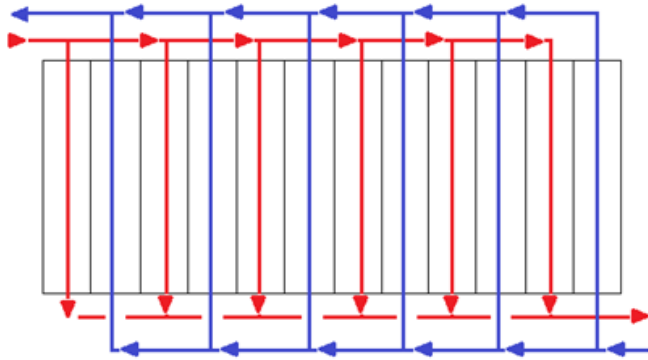
Platene i varmevekslerne produseres med forskjellig mønster hvor sikksakk-mønster (chevron) er mest vanlig. Platene legges mot hverandre med motsatt vinkel-mønster slik at det oppstår kontaktpunkter mellom platene slik som illustrert i figur 4.



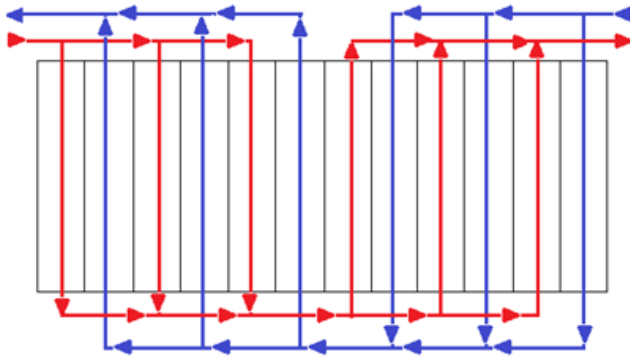
Figur 4 Chevron-vinkel for platevarmeveksler (Bailey-McEwan 2010)

På figuren er chevron-vinkelen β definert som vinkelen med en vertikal linje.

Gjennomstrømningen av mediene kan arrangeres som enkel-/enkel-pass, to- /to-pass og så videre, eller med forskjellig antall gjennomstrømninger på hvert av mediene. Se figur 5 og figur 6. Et økt antall gjennomstrømninger per platevarmeveksler fører til et lavere tverrsnittsareal for varmeoverføring per gjennomstrømning, som igjen fører til høyere massefluks.



Figur 5 Enkel-/enkel-pass



Figur 6 To-/to-pass

3.3 Oljeretur

Oljens hovedoppgave i kompressoren er å redusere friksjon og å minimere slitasje ved å opptre som en tynn hinne mellom overflater i bevegelse. Hinnen reduserer direkte kontakt mellom overflatene og reduserer friksjonskoeffisienten. Hvor motstandsdyktig hinnen er, brukes til å beskrive smøringsegenskapen til oljen.

Avhengig av hvilken type olje som benyttes i kompressoren for å smøre, kjøle og forsegle vil noe eller ingen del av oljen blande seg med arbeidsmediet og strømme gjennom anleggets komponenter før det returneres til kompressoren. Hver komponent holder tilbake forskjellig mengde olje som legger seg som en tynn hinne over rør i komponentene. Det er uheldig dersom store mengder olje samles opp i systemet ettersom olje som holdes tilbake kan påvirke ytelsen til komponentene og driftssikkerheten til kompressoren.

Løselighet, blandbarhet og viskositet er viktige egenskaper som må evalueres ved valg av olje. Polyesterolje (POE) og polyvinylesterolje (PVE) er fult blandbar med CO₂ ved alle temperaturer og konsentrasjoner av olje. Polyalkylenglykololje (PAG) er delvis blandbar med CO₂, og man benytter derfor effektive oljeutskillere etter kompressoren. Mineralolje (MO), syntetisk mineralolje (PAO) og alkylbenzen (AB) er oljer som i ingen eller i svært liten grad er blandbar i CO₂. Olje som er tyngre enn CO₂ vil samle seg i bunnen av væskeutskilleren og kan derfra tilbakeføres til kompressoren. Olje som er lettere enn CO₂ vil flyte på toppen av CO₂ og komplisere oljereturen.

Blandbarheten til CO₂ i olje reduseres ved økt temperatur, og viskositeten og overflatespenningen til oljedråper vil derfor øke ved økende temperatur (Dang, lino et al. 2007). Som et resultat av dette vil olje klebe seg til veggene i gasskjøleren ved høye temperaturer. Laget med olje beveger seg sakte og fører til lavere varmeoverføringskoeffisient grunnet varmemotstanden oljelaget introduserer, samtidig som trykktapet i gasskjøleren øker.

I transkritisk tilstand har CO₂ svært gode varmeoverføringsegenskaper. Dersom varmeovergangsflatene i fordampere og gasskjøler forurenses med olje vil varmeoverføringsegenskapene reduseres. 2-5 % olje i gasskjøleren kan redusere varmeovergangskoeffisienten med så mye som 15-35 % i gasskjøleren (Stene 2012.2).

Oljen må ha tilfredsstillende viskositet for å sørge for tilstrekkelig smøring. Oljer har høyere viskositet enn arbeidsmedier, og høy løselighet av arbeidsmedium i oljen fører derfor til at viskositeten reduseres. Løselighet må derfor vurderes nøye slik at tilstrekkelig viskositet oppnås. Lavere oljeviskositet fører til bedre oljetransport i systemet som fører til bedre oljeretur.

I varmpumpen på Tine Meieriet Tunga er det benyttet olje av typen PAG.

3.4 Litteratursøk

En studie fra 2011 (Austin and Sumathy 2011) presenterer en gjennomgang av anvendelser av CO₂ som kuldemedium. Transkritiske CO₂-varmepumper for tappevannsoppvarming ble introdusert i Japan i 2001 hvor det nå finnes omtrent 3 millioner enheter. Salgsautomater med CO₂ som kjølede medium har blitt mer vanlig i Japan og i Europa. I industrien har CO₂ for det meste blitt anvendt som lavtemperaturmedium i kaskadesystem grunnet utfordringene med høyt trykk i den transkriske kretsen. I kapittel 3.4.1 vil eksisterende kaskadeanlegg med CO₂ i lavtrykkstrinnet diskuteres, samt erfaringer hentet fra disse. Kapittel 3.4.2 fokuserer på transkriske CO₂-anlegg. Litteratursøket er hentet fra prosjektoppgaven.

3.4.1 CO₂ i kaskadeanlegg

Det er både fordeler og ulemper knyttet til å benytte CO₂ som lavtemperaturmedium i kaskadeanlegg sammenlignet med et to-trinns ammoniakk (NH₃)-anlegg. Av sikkerhetsmessige hensyn er et kaskadeanlegg med CO₂ på lavtrykkssiden å foretrekke da bruk av NH₃ begrenses til teknisk rom. CO₂ vil betjene rom hvor en eventuell lekkasje ikke vil være problematisk da CO₂ er mer eller mindre ugiftig.

I kaskadeanlegget introduseres et ekstra varmevekslertap i CO₂-kondensatoren/ NH₃-fordamperen, noe som reduserer effektiviteten til lavtrykkssiden. Den høye isentropiske effektiviteten til CO₂-kompressoren og det lave trykktapet med tilhørende lavt temperturtap for CO₂ kompenserer for noe av tapet (Stoecker 2000).

I en teknisk rapport fra Skottland (Pearson 2000) vises det til et prosjekt hvor et stort R-22 system har blitt byttet ut med NH₃/CO₂-kaskadesystem. Anlegget har en installert kapasitet på 3200 kW med fordampningstemperatur på – 50 °C. Anlegget hadde en del innkjøringsproblemer, men hadde i 2000 gått i 12 år uten stopp. Sammenlignet med et to-trinns NH₃ system ble det estimert at installasjonskostnadene for kaskadesystemet var 13 % lavere. Investeringskostnaden er i følge (Christensen 2006) i mange tilfeller 5-10 % lavere for kaskadeanlegg med NH₃ og CO₂ enn for konvensjonelle to-trinns ammoniakkanlegg.

Driftskostnadene for et NH₃/CO₂-kaskadesystem er i følge (Christensen 2006) lavere enn for både to-trinns NH₃-anlegg og for ett-trinns NH₃-anlegg med economizer. Forskjellen er størst for ett-trinns anlegget hvor besparelsen er 18 % ved fordampningstemperatur på – 40 °C, 33 % ved – 46 °C og 43 % ved – 51 °C. Forskjellene gjelder kun for driftstilstander når kompressorene kjører med full last.

Kompressorene på CO₂-siden av kaskadeanlegg er oftest av typen stempelkompressor med bedre dellastegenskaper enn skruekompressorer. Ved 50 % dellast er effektfaktor for kaskadesystemet 2 til 3 ganger høyere enn for ett-trinns anlegg med economizer ved fordampningstemperaturer mellom – 43 og – 51 °C. Forskjellen er også signifikant for to-trinns anlegget (Christensen 2006).

I Storbritannia i 2001 ble et stort og komplekst R-22-kjøleanlegg på Nestlé erstattet med et CO₂/NH₃-kaskadeanlegg (Page 2002). Da rapporten ble skrevet hadde anlegget høyere ytelse enn prosjektert, og sammenlignet med et konvensjonelt ammoniakkanlegg ble prosjektet rimeligere inkludert opplærings- og utviklingskostnader.

3.4.2 Transkritiske CO₂-varmepumper

Det er gjennomført et prosjekt på Le Locle sykehus i Sveits hvor en 60 kW luft til vann CO₂-varmepumpe er installert for produksjon av varmt tappevann på 80 °C (Anstett 2006). Rapporten viste at temperaturen på vannet inn i gasskjøleren ikke burde overstige 25 °C som er svært nær kritisk temperatur for CO₂. De beste kaldtvannstemperaturene ble funnet til å ligge rundt 20 °C når varmtvannstemperaturen var 70 °C, og effektfaktoren lå da mellom 2,5 og 5,4. Det ble også funnet at effektfaktor for produksjon av varmtvann på 70 °C holdt seg på omtrent 2,5 selv om lufttemperaturen sank under – 5 °C. Gasskjølertrykket lå mellom 90 og 100 bar. Den installerte varmepumpen var støyende og stor for at komponentene skulle være tilgjengelige under måleperioden. Den videreutviklede modellen skal i følge rapporten være mer kompakt og mindre støyende.

Thermea Energisysteme GmbH installerte i november 2011 et CO₂-varmepumpeanlegg for varmtvannsproduksjon på et slakteri i Zurich (Oberländer 2012). Anlegget har en kapasitet på 800 kW, og produserer varmtvann på 90 °C fra spillvarme (kjølemaskin, ventilasjon og trykkluftsystem). Anlegget består av 3 thermeco₂ HHR 260 varmepumper og har en effektfaktor på 3,4. Anlegget tar liten plass og støyer og vibrerer lite. Vedlikeholds- og reparasjonskostnadene er lave ettersom kompressorene er tilnærmet vedlikeholdsfrie.

Mayekawa/Mycom har utviklet en vann-til-vann CO₂-varmepumpe på 100 kW (Yoneda, Ono et al. 2010). Varmepumpen leverer varmt og kaldt vann med en kombinert effektfaktor (gasskjøler + fordamperytelse dividert på elektrisitetsforbruk) på 8,0. Varmepumpen kan produsere varmtvann med temperatur mellom 65 °C og 90 °C og samtidig kaldt vann eller saltlake med temperatur mellom 17 °C og – 10 °C. Den kombinerte effektfaktoren på 8,0 er beregnet på et tilfelle der vann varmes opp fra 17 °C til 65 °C mens kaldtvannet kjøles ned fra 22 °C til 17 °C. Rapporten konkluderer med at det å balansere kjøle- og varmebehovet er en vanskelig oppgave, og at investeringskostnadene for varmepumpen er høyere enn for konvensjonelle varmepumper.

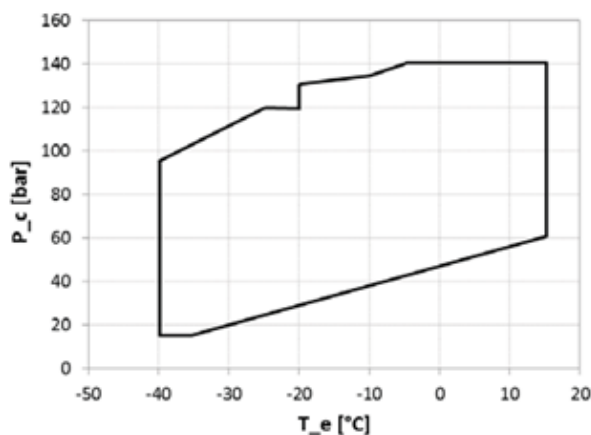
I et medieoppslag (Gardiner 2012) opplyser Mayekawa Mycom om fire transkritiske CO₂ "Unimo" luft- til vann varmepumper som er installert på et immigrasjonsenter i Darwin, Australia. Anleggene leverer varmt tappevann til 1500 personer og 4500 måltider per dag, har i følge artikkelen en effektfaktor på 3,6-4,0 og leverer 100 kW. Varmekilden er luft med temperatur på 20-35 °C. Varmepumpen har en 25 kW skruekompressor, rørkjel gasskjøler og finnet rørfordamper i kobber.

I en studie på energieffektiv kjøling av melk (Rekstad, Hafner et al. 2012) ble et direkte CO₂-system, et indirekte CO₂ og saltlake-system, og et standard R134a aggregat med

elektrisk tappevannsoppvarming sammenlignet. Varmepumpene kjøler ned melken før den transporteres til meieriet, og gasskjølervarmen blir brukt til å varme opp vann til 85 °C. Resultatene fra prosjektet viste at sammenlignet med R134a systemet var besparelsen 60 % for CO₂-systemene. Installasjonskostnadene ble beregnet til å være omtrent 20 % høyere for CO₂ systemene, men grunnet den reduserte tappevannskostnaden ble tilbakebetalingstiden beregnet til å være kun 1,5 år.

I forbindelse med studien ble det lansert en ny type fordampner beregnet for trykk på 85 bar for CO₂ systemet. Fordamperen ble laget av to plater av rustfritt stål som ble sveiset inn på alle fire kanter, og punktsveiset for å skape kanaler hvor CO₂ kunne sirkulere. Strømningskanalene ble ekspandert ved hjelp av trykksatt olje. Fordamperplatene ble laget for å tåle et trykk på 85 bar ettersom dette trykket kan oppnås oppstå når melketanken blir vasket med vann på 85 °C.

En studie (Brix, Christensen et al. 2012) på høytemperatur varmepumper med CO₂ og NH₃ for gjenvinning av spillvarme har laget en oversikt over tilgjengelige kompressorer for CO₂-varmepumper. Kriteriet for kompressorene var at de skulle kunne jobbe transkritisk, og at fordampningstemperatur over 0 °C måtte være mulig. 33 kompressorer fra tre forskjellige produsenter ble inkludert i studien, og driftsområdet til disse er presentert i figur 7.



Figur 7 Driftsområde for CO₂-kompressorer (Brix, Christensen et al. 2012)

Alle kompressorene i studien var semi-hermetiske stempelkompressorer. Studien viser at det er tilgjengelige kompressorer på markedet for CO₂-varmepumper med høye trykk- og temperaturkrav.

I laboratoriene på NTNU og SINTEF har det blitt bygget og installert en 100 kW_{el} testrigg for kompressorer og varmevekslere med CO₂ som arbeidsmedium (Hafner, Schmalzle et al. 2012). En komponent som er testet i dette anlegget er en ny 6-sylinder stempelkompressor som er utviklet i samarbeid mellom SINTEF og OBRIST Engineering. Den totale kompressoreffektiviteten (isentropisk virkningsgrad + motorvirkningsgrad) ble målt til 76 % ved innledende målinger, og virkningsgraden reduseres ikke ved høyere trykkforhold på samme måte som ved eksisterende CO₂ stempelkompressorer.

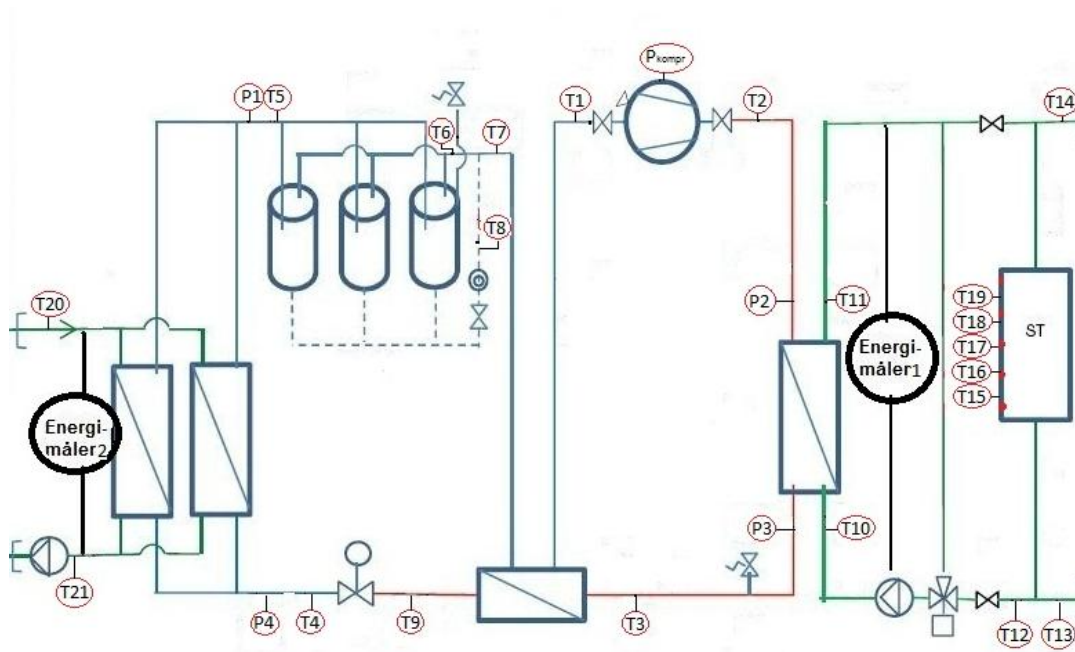
4 Metode

I dette kapitlet vil fremdrift, metoden for målinger og beregninger og analyse av resultatene presenteres.

4.1 Målinger

Varmepumpen ble instrumentert høsten 2012 i forbindelse med fordypningsprosjektet, og valg av målepunkter ble gjort med hensyn på oppgavens målsetting beskrevet i oppgaveteksten: *"...å måle, gjennomregne prosess og komponenter og sammenligne med design data for en installert varmepumpe med CO₂ som arbeidsmedium..."*.

Varmepumpens instrumentering ble gjennomgått og vurdert på nytt våren 2013, og målepunktet for tappevannsbehov ble tilknyttet loggeren. Se figur 8. For detaljert instrumenteringsplan henvises det til prosjektoppgaven.



Figur 8 Plassering av målepunkter

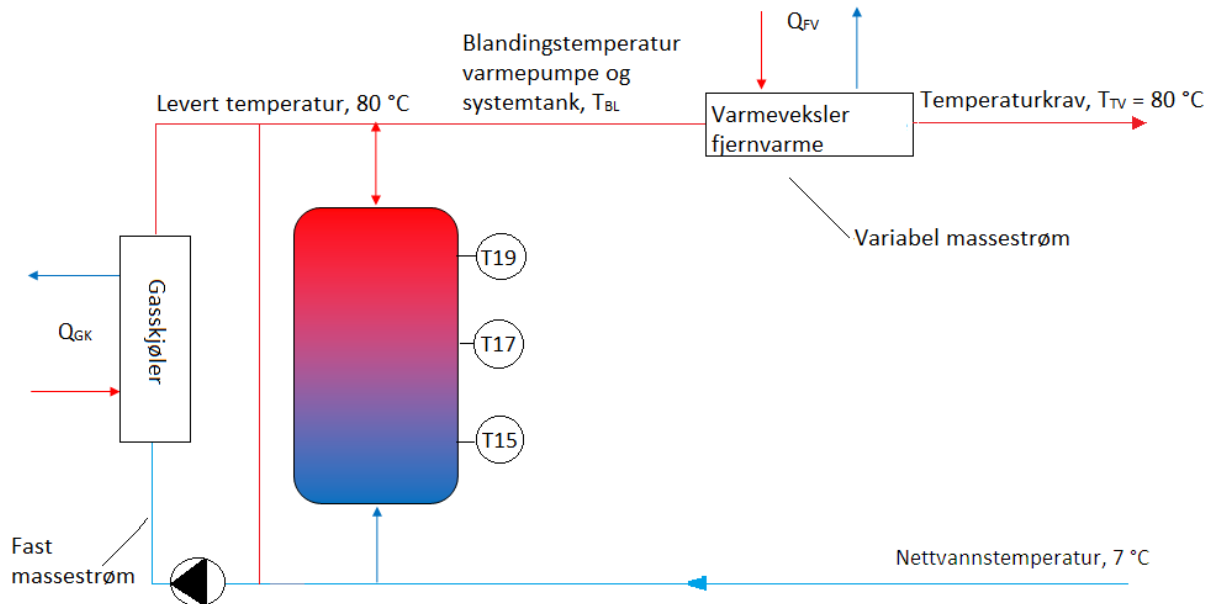
Det ble gjennomført målinger over en driftsuke med et intervall på 10 sekunder for å fange opp variasjonene i tappevannsbehovet. Tidskriteriet ble deretter justert til 2 minutter. Tappevannsbehovet ble integrert over tid, og det momentane tappevannsbehovet i m³/s ble beregnet for hvert tidskriterium.

4.2 Akkumulering av varmtvann

I denne teksten betyr begrepene full- og tom akkumuleringstank om tanken er fylt med henholdsvis varmt tappevann eller kaldt nettvann.

4.2.1 Bakgrunn for regneark

Figur 9 viser en enkel prinsippskisse av opplegget for gasskjøler, systemtank og fjernvarmeveksler.

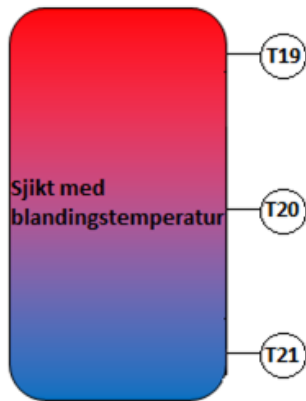


Figur 9 Prinsippskisse av varmpumpeanlegget

Som tidligere nevnt styres varmpumpen av temperaturen i akkumuleringstanken. Varmepumpens styringsstrategi sier at varmpumpen skal gå på full kapasitet når temperaturen i toppen av systemtanken (T19) er under 40 °C og nedreguleres ved hjelp av frekvensomformerer til 50 % ytelse når temperaturen midt i tanken (T17) blir høyere enn 40 °C . Når temperaturen i bunnen av tanken (T15) overstiger 40 °C stopper varmpumpen.

Temperaturen på vannet ut av gasskjøleren overstyrer signalet fra systemtanken, og dersom temperaturen er lavere enn 80 °C trinnes kompressoren opp til 100 %. Det forutsettes at varmpumpen leverer vann med temperatur 80 °C både ved 50 % og 100 % kapasitet ved at vannmengden gjennom gasskjøleren justeres til henholdsvis 50 % og 100 %.

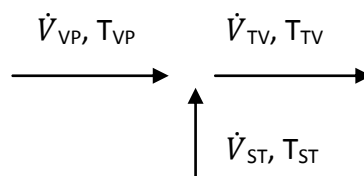
Systemtanken har god sjiktning. Når varmtvann akkumuleres eller tappes vil et sjikt med en overgang fra varmt tappevann til kaldt nettvann presses henholdsvis ned eller opp i tanken. Figur 10 illustrerer sjiktning i systemtanken.



Figur 10 Illustrasjon av sjiktning i systemtank

Dersom det antas at det er lite eller ingen blanding av varmtvann og kaldt nettvann i tanken er det et konkret sjikt som skiller mellom varmt og kaldt vann i tanken. Volumet av varmt og kaldt vann i tanken kan da benyttes til å beregne hvor sjiktet ligger i tanken, og derav kan driften av kompressoren kartlegges. På figuren ligger sjiktet midt i tanken, og kompressoren går med 50 % kapasitet.

Figur 11 illustrerer energistrømmen rundt systemtanken.



Figur 11 Energistrøm systemtank

Energibalanse gir:

$$c_p \dot{V}_{TV} T_{TV} = c_p \dot{V}_{ST} T_{ST} + c_p \dot{V}_{VP} T_{VP}$$

Ved å sette $T_{VP} = T_{ST} = T_{TV}$ får man at:

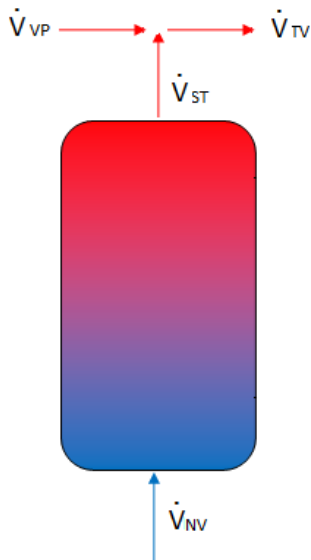
$$\dot{V}_{ST} = \dot{V}_{TV} - \dot{V}_{VP}$$

Når volumstrømmen er positiv tappes varmtvann, og når volumstrømmen er negativ akkumuleres varmtvann i systemtanken.

Videre beskrives prosessen for tømning av tank, akkumulering av varmtvann og hvordan fjernvarme benyttes for å løfte blandingstemperatur til tappevannstemperatur.

Tømming av tank

Når tappevannsbehov større enn gasskjølerens kapasitet oppstår presses kaldt nettvann inn i bunn av tanken, og tanken leverer varmt vann. Når temperaturen midt i tanken blir lavere enn 40 °C trinnes kompressoren opp til 50 %. Dersom temperaturen i toppen av tanken blir lavere enn 40 °C, trinnes kompressoren opp til 100 %. Temperaturen ut av gasskjøleren holdes konstant på 80 °C ved at vannmengden reguleres med en frekvensstyrt pumpe. Figur 12 illustrerer prosessen.

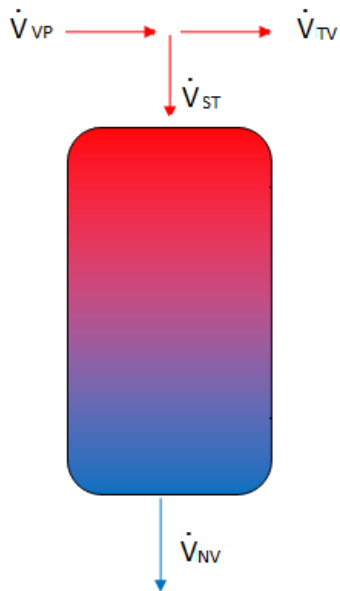


Figur 12 Systemtank i tappevannsmodus

Systemtanken som nå er installert på anlegget har et volum på 400 liter. Hvor raskt tanken tømmes avhenger av hvor stort tappevannsbehovet er. Hvor lang tid det tar før tanken er tom kan beregnes ved hjelp av formel 6 og 8 i kapittel 4.2.2.

Akkumulering av varmtvann

Dersom det akkumulerte volumet kombinert med varmepumpens kapasitet er tilstrekkelig til å dekke tappevannsbehovet fylles tanken opp igjen samtidig som varmepumpeanlegget leverer varmt tappevann. Varmt vann fra varmepumpen tilføres i toppen av tanken, og kaldt nett vann presses ut i bunn av tanken. Se figur 13.



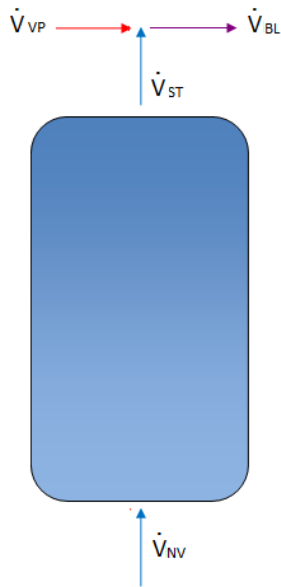
Figur 13 Systemtank i akkumuleringsmodus

Når temperaturen midt i tanken blir høyere enn 40 °C trinnes kompressoren ned til 50 %, og når temperaturen i bunn av tanken blir høyere enn 40 °C stopper den.

Hvor lang tid det tar før tanken er full beregnes ved hjelp av formel 1 og 2 i kapittel 4.2.2.

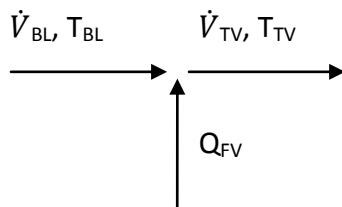
Fjernvarmebehov

Når varmepumpens og systemtankens kapasitet er mindre enn tappevannsbehovet blandes nettvann fra systemtanken med det varme vannet fra gasskjøleren, og varmepumpeanlegget leverer vann med blandingstemperatur. Blandingstemperaturen T_{BL} avhenger av hvor mye nettvann som blandes inn. Energistrømmen er illustrert i figur 14.



Figur 14 Tom systemtank

Det resterende temperaturløftet dekkes av fjernvarmeveksleren. Energibalansen for fjernvarmeveksleren er presentert i figur 15.



Figur 15 Energistrøm fjernvarmeveksler

4.2.2 Oppbygging av regnearket

Tabell 1 viser inndata som benyttes i de ulike beregningene i regnearket. Verdiene (med unntak av standardverdiene som tetthet og varmekapasitet) kan endres for å estimere hvordan endringer i ulike komponenter vil gi utslag på kompressordrift og fjernvarmebehov.

Tabell 1 Inndata i regnearket

Inndata			
Massestrøm vann gasskjøler	\dot{m}_{VP}	0,5	kg/s
Kompressoreffekt	P_{EL}	52	kW
Volum systemtank	V_{ST}	0,4	m ³
Settpunkt tappevann	T_{TV}	80	°C
Temperatur vann gasskjøler	T_{VP}	80	°C
Temperatur nettvann	T_{NV}	7	°C
Tidskriterium	τ	2	min
Tetthet vann	ρ	1 000	kg/m ³
Varmekapasitet vann	c_p	4,2	kJ/kgK

Tabell 2 oppsummerer nomenklaturen som blir benyttet i regnearket og dermed i beskrivelsen av regnearket.

Tabell 2 Nomenklatur benyttet i regnearket

Symbol	Parameter
V_{TV}	Tappevannsbehov [m ³].
$V_{ST\%}$	Prosentvis mengde varmtvann i systemtanken [%].
\dot{V}_{VP}	Varmepumpens kapasitet [m ³ /h].
V_{ST}	Systemtankens volum [m ³].
$V_{ST,bunn}$	Tilgjengelig varmtvann i bunn av systemtanken før tapping [m ³]
$V_{ST,topp}$	Tilgjengelig varmtvann i topp av systemtanken før tapping [m ³]
$\tau_{tømme,0\%}$	Tiden for å tømme første halvdel av tanken. 0 % kompressorytelse [h].
$\tau_{tømme,50\%}$	Tiden for å tømme andre halvdel av tanken. 50 % kompressorytelse [h].
V_{REST}	Resterende tappevannsbehovet etter at systemtanken er tømt [m ³].
V_{NV}	Resterende tappevannsbehov som ikke dekkes av varmepumpen [m ³]. Dersom $V_{NV} < 0$ er varmepumpens kapasitet større enn behovet.
$\tau_{rest,100\%}$	Tiden varmepumpen må gå med full ytelse for å dekke det resterende tappevannsbehovet, V_{REST} [m ³].
$\tau_{fille,100\%}$	Tid for å fylle opp øverste halvdel av tanken. 100 % kompressorytelse [h].
$\tau_{fille,50\%}$	Tid for å fylle opp nederste halvdel av tanken. 50 % kompressorytelse [h].
$V_{fille,st,topp}$	Mengde varmtvann som fylles i topp av systemtanken.
$V_{fille,st,bunn}$	Mengde varmtvann som fylles i bunn av systemtanken.

Under følger en beskrivelse av de ulike cellene i regnearket.

Tappevannsbehov, V_{TV}

Tappevannsbehovet for meieriet logges over en uke, for eksempel hvert andre minutt. Det er denne tiden som utgjør tidskriteriet. Tappevannsbehovet dekkes av varmpumpen og systemtanken. Det resterende behovet må dekkes av fjernvarme.

Varmtvann i systemtank, $V_{ST,\%}$

Verdien oppgis i prosent og viser hvor mye varmtvann det er i systemtanken ved starten av hvert tidskriterium. Verdien beregnes ved å ta verdien fra forrige tidskriterium og korrigere for mengden varmtvann som ble tappet og fylt i forrige tidskriterium.

Varmtvann i nederste og øverste del av systemtank, $V_{ST,bunn}$ og $V_{ST,topp}$

I cellene "varmtvann i nederste del av systemtank" ($V_{ST,bunn}$) og "varmtvann i øverste del av systemtank" ($V_{ST,topp}$) beregnes mengden varmtvann som er tilgjengelig i øverste og nederste del av systemtanken ved hjelp av den prosentvise verdien oppgitt i "varmtvann i systemtank". Disse verdiene benyttes til å beregne tiden det tar å tømme de to delene av systemtanken.

Tid for å tømme nederste del av systemtanken, $\tau_{tømme,0\%}$

Når tappevannsbehov oppstår på et tidspunkt hvor systemtanken inneholder mellom 50 % og 100 % varmtvann leverer varmpumpen varmt tappevann uten at kompressoren starter. Når mengden varmtvann i tanken blir mindre enn 50 % starter kompressoren som beskrevet i neste punkt.

Tiden det tar å tømme første del av systemtanken beregnes ved hjelp følgende formel.

$$\tau_{tømme,0\%} = \frac{V_{ST,bunn}}{V_{TV}/\tau} \quad (1)$$

Dersom verdien blir større enn tidskriteriet settes den lik tidskriteriet. Se tabell 3 for begrensninger.

Tabell 3 Begrensninger for beregning av tiden for å tømme første del av systemtanken

Verdien i cellen beregnes kun dersom		
$V_{TV} > 0$	OG	$V_{ST,bunn} > 0$

Tid for å tømme øverste del av systemtanken, $\tau_{tømme,50\%}$

For å forenkle oppsettet av regnearket antas det kompressoren ikke går med 100 % kapasitet før tanken er tømt. Øverste del av systemtanken tømmes med andre ord med 50 % kompressorytelse og 50 % vannmengde gjennom gasskjøler. Når mengden varmtvann i tanken blir mindre enn 50 % starter kompressoren med 50 % ytelse. Tiden det tar å tømme tanken beregnes ved hjelp av følgende formel.

$$\tau_{tømme,50\%} = \frac{V_{ST,topp}}{V_{TV}/\tau - (0,5 \cdot \dot{V}_{VP})} \quad (2)$$

Dersom verdien blir større enn resterende tid i tidskriteriet settes den lik den resterende tiden.

Verdien beregnes dersom tappevannsbehovet er større enn mengden varmtvann i den nederste delen av tanken.

Resterende tappevannsbehov, V_{REST}

Det resterende tappevannsbehovet etter at systemtanken er tømt beregnes ved hjelp av følgende formel.

$$V_{REST} = V_{TV} - \left(\tau_{tømme,0\%} \cdot \frac{V_{TV}}{\tau} \right) - \left(\tau_{tømme,50\%} \cdot \frac{V_{TV}}{\tau} \right) - (\tau_{tømme,50\%} \cdot \dot{V}_{VP}) \quad (3)$$

Verdien i cellen beregnes kun dersom tappevannsbehovet er større enn 0.

Resterende tappevannsbehov som ikke dekkes av varmepumpen, V_{NV}

Dersom man trekker volumet varmepumpen kan levere på tiden som gjenstår i tidskriteriet fra det resterende tappevannsbehovet, beregner man hvor stort volum nettvann som må blandes inn med det varme vannet fra varmepumpen.

$$V_{NV} = V_{REST} - (V_{VP} \cdot \tau_{REST}) = V_{REST} - \left(\dot{V}_{VP} \cdot (\tau - \tau_{tømme,0\%} - \tau_{tømme,50\%}) \right) \quad (4)$$

Dersom verdien er negativ er varmepumpens kapasitet større enn tappevannsbehovet, og overskuddet kan akkumuleres. Dersom verdien er mindre enn $-V_{ST}$ er kapasiteten tilstrekkelig til å fylle systemtanken opp igjen på samme tidskriterium.

Tid varmepumpe med 100 % kapasitet, $\tau_{100\%}$

$\tau_{100\%}$ er tiden varmepumpen må gå med full ytelse for å dekke det resterende tappevannsbehovet, V_{REST} .

$$\tau_{100\%} = \frac{V_{REST}}{\dot{V}_{VP}} \quad (5)$$

Verdien i cellen beregnes kun dersom det resterende tappevannsbehovet er større enn 0.

Dersom $\tau_{100\%}$ blir lengre enn den gjenværende tiden i tidskriteret τ_{REST} settes tiden lik den resterende tiden.

Tid for å fylle øverste del av systemtanken, $\tau_{fylle,100\%}$

Den øverste delen av tanken kan fylles opp igjen dersom det er tilstrekkelig kapasitet, med andre ord dersom V_{NV} er mindre enn null. Tiden for å fylle opp øverste del av tanken beregnes ved hjelp av følgende formel.

$$\tau_{fylle,100\%} = \frac{V_{REST} + |V_{NV}|}{\left| V_{TV}/\tau - \dot{V}_{VP} \right|} \quad (6)$$

Se tabell 14 for begrensninger.

Tabell 4 Begrensninger for beregning av $\tau_{fylle,100\%}$

Verdien i cellen beregnes kun dersom		
$V_{NV} < 0$	OG	$0\% \leq V_{ST,\%} < 50\%$

Tiden som beregnes for å fylle opp øverste del av tanken inkluderer tiden for å dekke det resterende tappevannsbehovet, $\tau_{100\%}$.

Volum som fylles øverst i tank

Mengden varmtann som blir fylt opp øverst i tanken beregnes ved hjelp av følgende formel.

$$V_{fylle,ST,topp} = \tau_{fylle,100\%} \cdot \left| V_{TV}/\tau - \dot{V}_{VP} \right| \quad (7)$$

Tid for å fylle nederste del av systemtanken, $\tau_{fylle,50\%}$

Den nederste delen av tanken fylles opp dersom det er tilstrekkelig kapasitet og tid.

Tiden for å fylle opp nederste del av tanken beregnes ved hjelp av følgende formel:

$$\tau_{fylle,50\%} = \frac{|V_{NV}| - 0,5 \cdot V_{ST}^*}{|\dot{V}_{TV} - (0,5 \cdot \dot{V}_{VP})|} \quad (8)$$

* $0,5 \cdot V_{ST}$ trekkes kun fra dersom $\tau_{fylle,100\%}$ er større enn null.

Se tabell 5 for begrensninger.

Tabell 5 Begrensninger for å beregne $\tau_{fylle,50\%}$

Verdien i cellen beregnes kun dersom		
$V_{NV} < - (0,5 \times V_{ST})$	OG	$50 \% \leq V_{ST,\%} + \frac{V_{FYLLE,100\%}}{V_{ST}} < 100 \%$

Volum som fylles nederst i tank

Mengden varmtann som blir fylt opp øverst i tanken beregnes ved hjelp av følgende formel.

$$V_{fylle,ST,topp} = \tau_{fylle,50\%} \cdot \left| V_{TV}/\tau - 0,5 \cdot \dot{V}_{VP} \right| \quad (9)$$

Strømforbruk, W_{EL}

For å beregne strømforbruket til kompressoren summeres tiden kompressoren går med 50 % og 100 % kapasitet hver for seg. Verdiene multipliseres med henholdsvis 26 kW og 52 kW.

$$W_{EL} = (52 \text{ kW} \cdot \tau_{52 \text{ kW}}) + (26 \text{ kW} \cdot \tau_{26 \text{ kW}}) \quad (10)$$

Blandingstemperatur, T_{BL}

Blandingstemperaturen for nettvann og varmtvann fra varmepumpen beregnes ved hjelp av følgende formel.

$$T_{BL} = \frac{(V_{VP} \cdot T_{VP}) + (V_{NV} \cdot T_{NV})}{V_{TV}} \quad (11)$$

- $V_{VP} = \dot{V}_{VP} \cdot \tau_{100\%}$, volumet varmepumpen leverer den tiden nettvann blandes inn

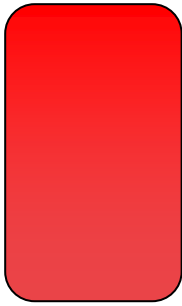
Fjernvarmebehov, Q_{FV}

Fjernvarmebehovet beregnes ved hjelp av følgende formel.

$$Q_{FV} = c_p V_{BL} (T_{TV} - T_{BL}) \quad (12)$$

- $V_{BL} = V_{REST}$, det resterende tappevannsbehovet

Eksempel 1



$$V_{ST,\%} = 100\%$$

$$V_{VP} = 0,5 \text{ m}^3$$

$$\dot{V}_{TV} = \frac{0,5 \text{ m}^3}{0,033 \text{ h}} = 15,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

Varmtvann i nederste del av systemtanken:

$$V_{ST,bunn} = 50 \% \cdot 0,4 \text{ m}^3 = 0,2 \text{ m}^3$$

Tid for å tømme nederste del av systemtanken:

$$\tau_{tømme,0\%} = \frac{0,2 \text{ m}^3}{15,2 \text{ m}^3/\text{h}} = 0,013 \text{ h}$$

Tid for å tømme nederste del av systemtanken beregnes ettersom $V_{TV} > V_{ST,bunn}$.

Varmtvann i øverste del av systemtanken:

$$V_{ST,topp} = 50 \% \cdot 0,4 \text{ m}^3 = 0,2 \text{ m}^3$$

Tid for å tømme øverste del av systemtanken:

$$\tau_{tømme,50\%} = \frac{0,2 \text{ m}^3}{15,2 \text{ m}^3/\text{h} - (0,5 \cdot 0,5 \text{ kg/s} \cdot 3,6)} = 0,014 \text{ h}$$

Resterende tappevannsbehov etter at systemtanken er tømt:

$$V_{REST} = 0,5 \text{ m}^3 - (0,013 \text{ h} \cdot 15,2 \text{ m}^3/\text{h}) - (0,014 \text{ h} \cdot 15,2 \text{ m}^3/\text{h}) \\ - (0,014 \text{ h} \cdot 0,5 \cdot 0,5 \text{ kg/s} \cdot 3,6) = 0,08 \text{ m}^3$$

Resterende tappevannsbehov som ikke dekkes av varmepumpen:

$$V_{NV} = 0,8 \text{ m}^3 - [0,5 \text{ kg/s} \cdot 3,6 \cdot (0,033 \text{ h} - 0,013 \text{ h} - 0,014 \text{ h})] = 0,07 \text{ m}^3$$

Tid for å dekke resterende behov:

$$\tau_{100\%} = \frac{0,08 \text{ m}^3}{0,5 \text{ kg/s} \cdot 3,6} = 0,044 \text{ h} \rightarrow 0,006 \text{ h}$$

Tiden settes lik den resterende tiden av tidskriteriet.

Tid for å fylle øverste og nederste del av systemtanken beregnes ikke ettersom $V_{NV} > 0$, med andre ord ettersom varmepumpens kapasitet ikke er tilstrekkelig til å dekke tappevannsbehovet.

Strømforbruk:

$$W_{EL} = (52 \text{ kW} \cdot 0,006 \text{ h}) + (26 \text{ kW} \cdot 0,014 \text{ h}) = 0,676 \text{ kWh}$$

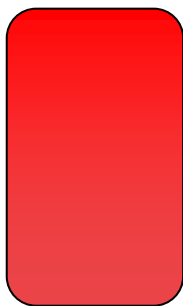
Blandingstemperatur:

$$T_{BL} = \frac{(0,01 \text{ m}^3 \cdot 80^\circ\text{C}) + (0,07 \text{ m}^3 \cdot 7^\circ\text{C})}{0,08 \text{ m}^3} = 16,1^\circ\text{C}$$

Fjernvarmebehov:

$$Q_{FV} = \frac{4,2 \text{ kJ/kgK} \cdot 0,08 \text{ m}^3 \cdot 1000 \text{ kg/m}^3 \cdot (80^\circ\text{C} - 16,1^\circ\text{C})}{3600 \text{ s/h}} = 6,0 \text{ kWh}$$

Eksempel 2



$$V_{ST,\%} = 100\%$$

$$V_{TV} = 0,01 \text{ m}^3$$

$$\dot{V}_{TV} = \frac{0,01 \text{ m}^3}{0,033 \text{ h}} = 0,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

Varmtvann i nederste del av systemtanken:

$$V_{ST,bunn} = 50\% \cdot 0,4 \text{ m}^3 = 0,2 \text{ m}^3$$

Tid for å tømme nederste del av systemtanken:

$$\tau_{tømme,0\%} = \frac{0,2 \text{ m}^3}{0,30 \text{ m}^3/\text{h}} = 0,67 \text{ h} \rightarrow 0,033 \text{ h}$$

Verdien er større enn tidskriteriet, og settes derfor lik tidskriteriet. Tid for å tømme nederste del av systemtanken beregnes ikke ettersom $V_{TV} < V_{ST,bunn}$.

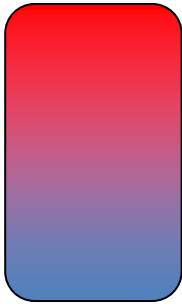
Systemtanken dekker tappevannsbehovet uten at kompressoren starter:

$$V_{REST} = 0,01 \text{ m}^3 - \left(0,033 \text{ h} \cdot \frac{0,01 \text{ m}^3}{0,033 \text{ h}} \right) = 0$$

$$W_{EL} = 0 \text{ kW}$$

$$Q_{FV} = 0 \text{ kWh}$$

Eksempel 3



$$V_{ST,\%} = 48 \%$$

$$V_{TV} = 0,15 m^3$$

$$\dot{V}_{TV} = \frac{0,15 m^3}{0,033 h} = 4,5 m^3/h$$

Varmtvann i øverste del av systemtanken:

$$V_{ST,topp} = 48 \% \cdot 0,4 m^3 = 0,19 m^3$$

Tid for å tømme øverste del av systemtanken:

$$\tau_{tømme,50\%} = \frac{0,19 m^3}{4,5 m^3/h - (0,5 \cdot 0,5 kg/s \cdot 3,6)} = 0,053 h \rightarrow 0,033 h$$

$\tau_{tømme,50\%}$ settes lik tidskriteriet.

$$V_{REST} = 0,15 m^3 - (0,033 h \cdot 4,5 m^3/h) - (0,033 h \cdot 0,5 \cdot 0,5 kg/s \cdot 3,6) = -0,03 m^3/h$$

Varmepumpens kapasitet er tilstrekkelig for å dekke tappevannsbehovet.

Eksempel 4



$$V_{ST,\%} = 0\%$$

$$V_{TV} = 0 \text{ m}^3$$

$$\dot{V}_{TV} = 0 \text{ m}^3/\text{h}$$

Dersom det ikke er tappevannsbehov og tankens varmtvannsinhold er lavere enn 100 % fylles tanken.

$$\tau_{fyller,100\%} = \frac{0,2 \text{ m}^3}{|0 - (0,5 \text{ kg/s} \cdot 3,6)|} = 0,11 \text{ h} \rightarrow 0,033 \text{ h}$$

Volum som fylles øverst i tank:

$$V_{fyller,ST,topp} = 0,033 \text{ h} \cdot |0 - (0,5 \text{ kg/s} \cdot 3,6)| = 0,06 \text{ m}^3$$

Varmepumpens kapasitet er $0,06 \text{ m}^3$ i hvert tidskriterium. Nytt varmtvannsnivå i tanken neste tidskriterium er:

$$V_{ST,\%} = 0\% + \frac{0,06 \text{ m}^3}{0,4 \text{ m}^3} = 15\%$$

4.2.3 Økonomisk analyse

For å kunne gjennomføre en enkel økonomisk analyse av forskjellige tankvolum ble det produsert et ark i Excel hvor ulike tankvolum kan sammenlignes med eksisterende systemtankvolum. Det ble valgt å gjøre beregninger for systemtankvolum fra 1000 til 5000 liter. Tabell 6 viser hvilke inndata som ligger til grunn for den økonomiske analysen.

Tabell 6 Inndata økonomisk analyse

Inndata		
Merinvestering	I_0	kr
Teknisk/økonomisk levetid	n	10 år
Avkastningskrav	n_r	14 %
Årlig prisstigning	b	2 %
Pris fjernvarme	e_{FV}	0,50 kr/kWh
Pris elektrisitet	e_{EL}	0,50 kr/kWh

Teknisk/økonomisk levetid, avkastningskrav og fjernvarme- og elektrisitetsprisen ble satt etter samtale med Tine. Årlig prisstigning ble antatt å være 2 %.

Merinvesteringskostnaden varierer med ønsket nytt tankvolum. I oppgavens beregninger er tall fra SGP Varmeteknikk AS lagt til grunn (Løtveit 2012). For å sammenligne investeringer som medfører forskjellige investeringsutgifter kan nåverdikvotienten beregnes.

$$NVK = \frac{NV}{I_0} \quad (13)$$

Nåverdien på investeringen beregnes ved hjelp av følgende formel.

$$NV = B \times \frac{1 - (1 + r)^{-n}}{r} - I_0 \quad (14)$$

Besparelsen B er forskjellen på elektrisitets- og fjernvarmekostnader mellom de to systemtankvolumene. Realrenten beregnes ved hjelp av følgende formel.

$$r = \frac{n_r - b}{1 + b} \quad (15)$$

Inntjeningstiden på investeringen beregnes ved hjelp av følgende formel.

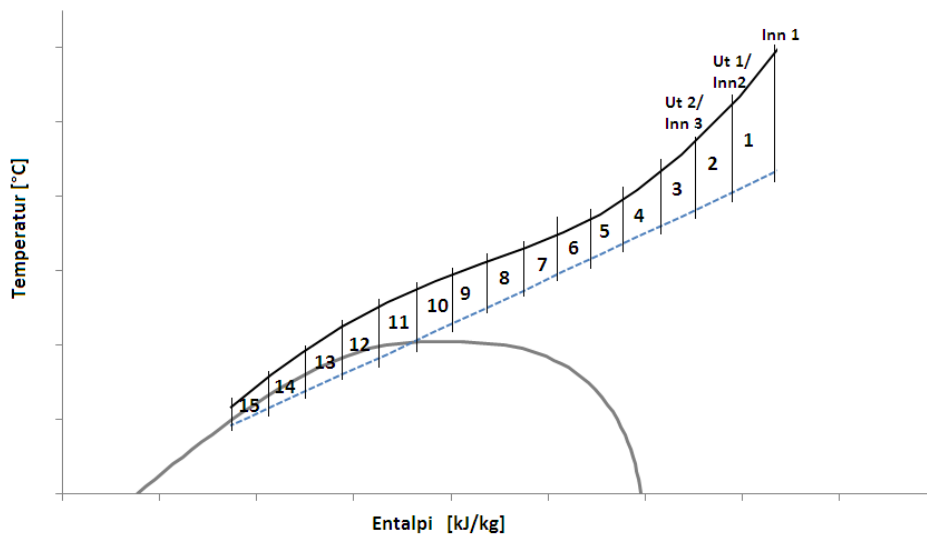
$$IT = \frac{\ln[\{1 - (I_0/B) \times r\}^{-1}]}{\ln(1 + r)} \quad (16)$$

4.3 Gasskjøler

For å vurdere gasskjølerens ytelse ved forskjellig gasskjølertrykk og turtall på kompressoren ble det satt opp en varmemalansse hvor opptatt varmeeffekt i tappevannet/avgitt effekt fra CO₂ (\dot{Q}_{fluid}) og overført varmeeffekt i gasskjøleren (\dot{Q}_{trans}) settes lik hverandre.

Gasskjøleren ble delt inn i 15 deler og varmeoverføring, U-verdi og temperatur ble beregnet for hver del. U-verdien ble beregnet ved hjelp av fremgangsmåten som beskrives i (Holger 1995).

Figur 16 illustrerer inndelingen av gasskjøleren i 15 deler, og hvordan punktet "ut" av del 1 er samme punkt som "inn" i del 2 og så videre.



Figur 16 Inndeling av gasskjøler

Opptatt varmeeffekt i tappevannet/avgitt effekt fra CO₂ beregnes ved hjelp av parametrene presentert i tabell 7.

Tabell 7 Parametre til å beregne opptatt-/avgitt varmeeffekt til henholdsvis vann og CO₂

CO ₂				Vann				\dot{Q}_{fluid}
T _{inn}	T _{ut}	h _{inn}	h _{ut}	T _{inn}	T _{ut}	h _{inn}	h _{ut}	
°C	°C	J/kg	J/kg	°C	°C	J/kg	J/kg	W

Inngående CO₂-temperatur på gasskjøleren ble beregnet ved hjelp av et rutinebibliotek for arbeidsmedier (RnLib) og parametrene isentropisk entalpi inn på gasskjøler, isentropisk virkningsgrad for kompressor og gjeldende gasskjølertrykk. For å beregne isentropisk entalpi inn på gasskjøler ble det tatt utgangspunkt i sugegasstrykk på 32,5 bar og sugegasstemperatur på 5 °C.

Formlene for isentropisk virkningsgrad og leveringsgraden til kompressoren ble oppgitt av Dorin, og er gjeldende ved 50 Hz for kompressoren CD4000H som er installert på Tine Meieriet Tunga.

$$\lambda = (-0,066 \cdot \pi) + 1,021 \quad (17)$$

$$\eta_{is} = (-0,0095 \cdot \pi^2) + (0,0584 \cdot \pi) + 0,5712 \quad (18)$$

Det ble opplyst av Dorin at ytelsesdata ville reduseres med 3-5 % ved drift på 30 Hz og ble her antatt å være 5 %. Det ble antatt at ytelsesdata er uendret ved frekvens på 60 Hz. Den isentropiske virkningsgraden inkluderer tap i kompressor og motor. I tillegg vil det være et energitap i frekvensomformerer. Frekvensomformerens virkningsgrad ble antatt å være 0,97. I følge Danfoss er frekvensomformerens virkningsgrad konstant over hele driftsområdet.

Temperatur på CO₂ ut av hver del av gasskjøleren er variabelen som varmembalansen blir balansert ved hjelp av. Denne settes i første omgang satt til en tilfeldig tallverdi.

Entalpi inn og ut av hver del av gasskjøleren beregnes ved hjelp av RnLib og parametrene temperatur og trykk. Entalpidifferansen og massestrøm CO₂ benyttes til å beregne overført varme.

$$\dot{Q}_{fluid} = (h_{inn} - h_{ut}) \cdot \dot{m}_{CO_2} \quad (19)$$

Massestrømmen av CO₂ varierer ved varierende turtall på kompressoren. Kompressorens slagvolum ved 50 Hz oppgitt av Dorin er 26,57 m³/h. Slagvolum endres lineært med endret frekvens, og slagvolum ved et gitt frekvensnivå beregnes ved hjelp av følgende formel.

$$V_{s,f} = V_{s,50Hz} \cdot \frac{f}{50 \text{ Hz}} \quad (20)$$

Massestrømmen beregnes ved hjelp av følgende formel.

$$\dot{m}_{CO_2} = \frac{V_{s,f} \cdot \lambda}{v_1} \quad (21)$$

Nettvannstemperaturen holdes konstant på 7 °C, og entalpi for vann inn på kald side av gasskjøleren beregnes ved hjelp av RnLib og vanntemperatur. Entalpi ut av hver del av gasskjøleren beregnes ved hjelp av:

$$h_{ut} = h_{inn} + \frac{\dot{Q}_{fluid}}{\dot{m}_{vann}} \quad (22)$$

Temperatur på vann inn og ut av hver del av gasskjøleren beregnes ved hjelp av RnLib og beregnet entalpi for vann.

Varmeoverføringen mellom de to mediene gjennom varmeveksleren beregnes ved hjelp av:

$$\dot{Q}_{trans} = U_{tot} \cdot A \cdot \Delta T \quad (23)$$

Total U-verdi for vann og CO₂ beregnes ved hjelp av:

$$U_{tot} = \frac{1}{\frac{1}{U_{CO_2}} + \frac{1}{U_{vann}}} \quad (24)$$

Overført varmeeffekt i gasskjøleren beregnes ved hjelp av parametrene i Tabell 8.

Tabell 8 Parametre for beregning av overført varmeeffekt i gasskjøler

Transmisjon					Differanse	
T_w	U_{vann}	U_{CO2}	A	ΔT	Q̇_{trans}	Q̇_{diff} = (Q̇_{fluid} - Q̇_{trans})²
°C	J/kgK	J/kgK	m ²	°C	W	W

Ved hjelp av problemløseren i Excel balanseres av varmeoverføringen ved at summen av Q̇_{diff} settes lik null ved å endre temperatur på CO₂ ut av hver del av gasskjøleren.

Arealet som benyttes ved beregning av overført effekt er effektivt varmeoverføringsareal i gasskjøleren dividert på antall deler gasskjøleren deles opp i under beregningen.

Temperaturdifferansen mellom de to mediene beregnes aritmetisk ettersom det er problematisk å benytte logaritmisk middeltemperatur ved bruk av problemløseren i Excel (som benyttes for å balansere varmeoverføringsligningen). Aritmetisk temperaturdifferanse mellom mediene blir mer korrekt desto flere deler gasskjøleren deles inn i.

U-verdien beregnes som tidligere nevnt ved hjelp av fremgangsmåten utviklet av Martin Holger. Tabell 9 viser inndata for beregning av U-verdi for hvert punkt i gasskjøleren.

Tabell 9 Inndata for beregning av U-verdi

Parameter		Verdi	
Kuldemedium		R744	R718
Trykk	P	Variabel parameter.	1,5 bar
Massefluks	\dot{M}	Variabel parameter. 72,9 kg/m ² s ved 50 Hz.	
Hydraulisk diameter	d_h	0,00364 m ²	
Overflate-økningfaktor	Φ	1,1	
Chevron-vinkel	β	52,5 °C	
Temperatur på medium	T	Gjennomsnitt av temperatur inn og ut av punkt.	
Veggtemperatur	T_w	Gjennomsnitt av temperatur på CO ₂ og vann.	

For å finne optimalt gasskjølertrykk ble trykket variert fra 85 bar til 115 bar. Det var i tillegg ønskelig å se på gasskjølerytelsen ved forskjellig kompressorfrekvens, og frekvensen ble av den grunn variert mellom 30 Hz, 50 Hz og 60 Hz. Som en konsekvens av endringen i kompressorytelse endres massestrøm for CO₂ og vann, og derfor også massefluksen.

Hydraulisk diameter:

$$d_h = \frac{4 \cdot CSA}{O} \quad (25)$$

Tverrsnittsarealet CSA for hver kanal ble beregnet ved hjelp av kanalens volum og høyde oppgitt i produktdatablad på Kaori sine hjemmesider. Se vedlegg 4.

$$CSA = \frac{0,000156 \text{ m}^3/\text{kanal}}{0,519 \text{ m}} = 0,000301 \text{ m}^2/\text{kanal}$$

Platevarmeveksleren har i følge produktdatabladet 3-pass gjennomstrømning, og totalt tverrsnittsareal blir da:

$$CSA_{tot} = \frac{0,000301 \text{ m}^2}{\text{kanal}} \cdot \frac{71 \text{ kanaler}}{3 \text{ gj. strømninger}} = 0,00721 \text{ m}^2/\text{gj. strømning}$$

Økningfaktoren for overflatearealet Φ , som beskriver hvordan chevron-vinkelen påvirker størrelsen på varmeoverføringsflaten, ble satt til 1,1 etter samtale med forskningsleder Trond Andresen i SINTEF. Chevron-vinkelen ble satt til 52,5 ° i forhold til vertikal linje.

Temperaturen på vann og CO₂ ble beregnet som gjennomsnitt av inngående og utgående temperatur. På tilsvarende måte ble veggtemperaturen regnet som et gjennomsnitt av samtlige av de fire temperaturene.

For å verifisere beregningene for gasskjølerytelse ble dimensjoneringsdata fra Kaori lagt inn i beregningsarket. Se tabell 10.

Tabell 10 Inndata fra dataark

Dataark	CO ₂	Vann
Massestrøm [kg/s]	0,662	0,639
Innløpstemperatur [°C]	125	10
Trykk [bar]	120	1,5 (antatt verdi)

Oppsett av regnearket med formler for hver av beregningene er presentert i vedlegg 3.

Effektfaktoren ble beregnet for 30, 50 og 60 Hz og gasskjølertrykk på 95 til 115 bar.

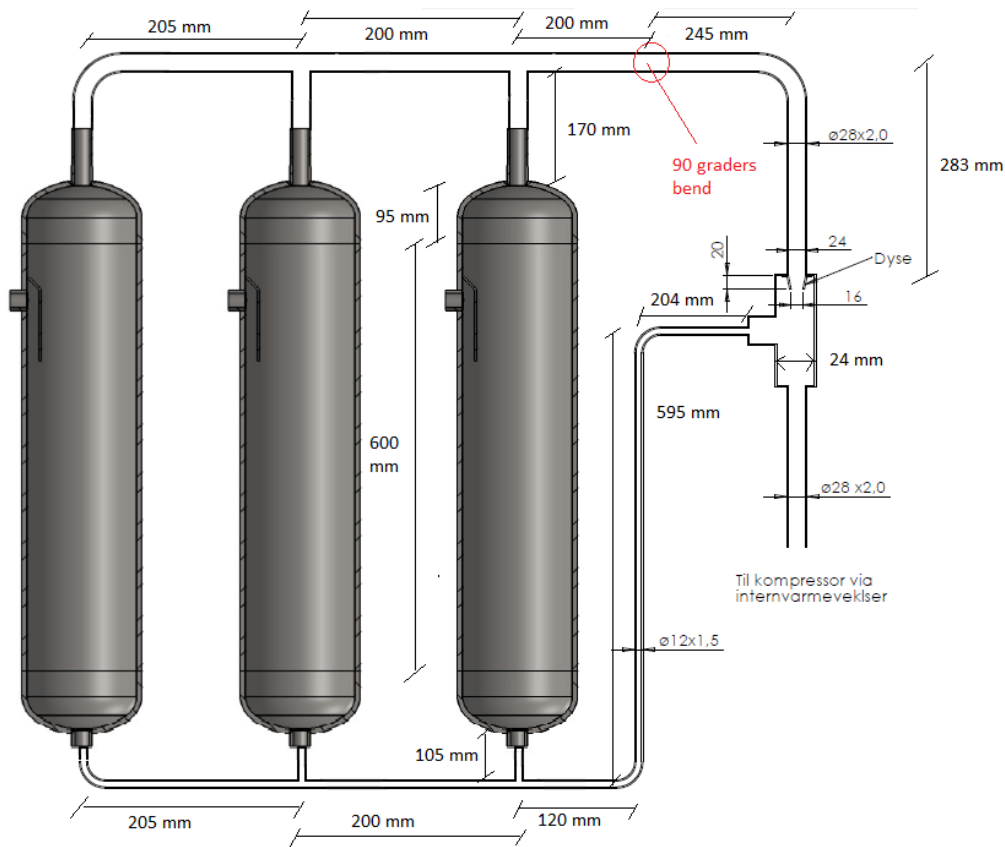
$$COP = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_2)} \cdot \eta_{fr.omf.} \quad (26)$$

Sugegassentalpien ble holdt konstant, og entalpien ut av gasskjøleren (h_3) ble beregnet ved hjelp av varmembalansen for gasskjøleren. Entalpien inn på gasskjøleren ble beregnet ved hjelp av følgende formel.

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{is}} \quad (27)$$

4.4 Oljeretur

Figur 17 illustrerer oljereturssystemet på Tine Meieriet Tunga. Mål på oljereturssystemet er presentert i vedlegg 2.



Figur 17 Oljereturssystem Tine Meieriet Tunga (CadioAS 2013)

CO₂-gass som suges av i toppen av væskebeholderne strømmer gjennom en dyse slik at trykket reduseres. I bunn av hver tank blir en blanding av olje og CO₂ tatt ut og tilbakeført til CO₂-gassen som suges av til kompressoren via internvarmeveksleren. Trykkdifferansen mellom systemtanken og punktet etter dysen virker som drivkrefter for oljereturen. Ved stabil drift vil det etableres et væskeniå i hver av væskeutskillerne. Ved kompressordrift på 30 Hz vil trykkdifferansen mellom væskeutskillerne og dysen reduseres, og væskeniået vil som en konsekvens stige.

Høydedifferansen mellom væskesjiktet i væskeutskillerne og punktet etter dysen:

$$H = \frac{p_1 - p_2 - \Delta p_{TAP,oljeretur}}{\rho_{blanding} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \quad (28)$$

Høyden på væskesjiktet:

$$H_{v\ddot{a}ske} = 60 \text{ cm} - H \quad (29)$$

For å beregne trykktapet fra bunn av væskeutskilleren til dysen må viskositeten og tettheten til CO₂- og oljeblandingen beregnes. Det ble antatt at 5 % olje blandes i CO₂, og at blandingsentalpi og – tetthet beregnes lineært.

$$\rho_{blanding} = (\rho_{CO_2} \cdot 0,95) + (\rho_{olje} \cdot 0,05) \quad (30)$$

$$\nu_{blanding} = (\nu_{CO_2} \cdot 0,95) + (\nu_{olje} \cdot 0,05) \quad (31)$$

Kompressoren kaster omtrent like store mengder olje ved 30 og 50 Hz, og det ble av den grunn antatt lik innblanding av olje ved de to driftstilstandene.

Tabell 11 Fysiske parametre for oljen som benyttes i systemet (Vedlegg 5)

Parameter		Verdi
Tetthet olje, 20 °C	ρ_{olje}	998 kg/m ³
Viskositetsindeks		213
Kinematisk viskositet olje, 40 °C	ν_{olje}	6,80·10 ⁻⁵ mm ² /s
Kinematisk viskositet olje, 100 °C	ν_{olje}	1,57·10 ⁻⁵ mm ² /s
Kinematisk viskositet olje, 0 °C*	ν_{olje}	3,43·10 ⁻⁴ mm ² /s

*Verdien er beregnet ved hjelp av en kalkulator basert på standarden ASTM D341

Etter opplysninger fra Cadio AS fungerer oljeretursystemet perfekt når kompressoren kjører på 50 Hz. Oljenivået ligger da stabilt på ønsket nivå. På 30 Hz synker oljenivå noe i kompressorhuset som en konsekvens av at nivået i tanken må bygges opp for å kompensere for det reduserte trykkfallet i dysen. Tilbakeføringen er med andre ord ikke like effektiv ved lav kapasitet.

For å forenkle beregningene ble det bestemt at det tas utgangspunkt i den midterste tanken ved beregning av trykktap. Gasstrømmen ut av én systemtank er 1/3 av den totale gasstrømmen. Tilsvarende er massestrøm av CO₂- og oljeblandingen 1/3 ut av hver tank. Ved 30 Hz benyttes massestrøm beregnet ved hjelp av formlene i kapittel 4.3.

Tabell 12 lister opp målte parametre som ble brukt som utgangspunkt for beregninger på oljeretursystemet. Det ble valgt å anta trykk i væskeutskillerens utgangspunkt for beregningene, og det ble antatt dampkvalitet på 0,97. De resterende parameterne er beregnet ved hjelp av RnLib. Se figur 8 for plassering av sensorer.

Tabell 12 Verdier benyttet i beregninger av oljeretur

Parameter		Verdi
Massestrøm CO ₂	\dot{m}_R	0,48 kg/s (50 Hz), 0,27 kg/s (30 Hz)
Trykk i væskeutskiller	p	34,7 bar
Dampkvalitet innløp væskeutskiller	x	0,97
Temperatur i væskeutskiller	T	-0,2 °C
Tetthet tørrmettet gass	ρ_1	97,5 kg/m ³
Tetthet CO ₂ væske	ρ_3	932,6 kg/m ³
Dynamisk viskositet tørrmettet gass	μ_1	1,5·10 ⁻⁵ kg/ms
Dynamisk viskositet CO ₂ væske	μ_3	1,0·10 ⁻⁴ kg/ms
Entalpi tørrmettet gass	h_1	733 810 J/kg
Entalpi CO ₂ væske	h_3	505 939 J/kg

Ettersom punktet etter væskeutskilleren er en blanding av den tørrmettede dampen som suges av i toppen av hver væskeutskiller og CO₂-væsken blandet med olje som returneres fra bunn av hver væskeutskiller, kan hver av massestrømmene i oljeretursystemet beregnes ved hjelp av metningsgraden etter væskeutskilleren.

Massestrøm av tørrmettet damp som suges av i toppen av hver væskeutskiller ved 50 Hz blir:

$$\dot{m}_{TM} = \frac{0,97 \cdot 0,48 \text{ kg/s}}{3} = 0,16 \text{ kg/s}$$

Massestrøm av olje og CO₂ som tilbakeføres fra bunn av hver væskeutskiller ved 50 Hz blir:

$$\dot{m}_{CO_2+olje} = \frac{0,03 \cdot 0,48 \text{ kg/s}}{3} = 0,005 \text{ kg/s}$$

Trykket etter dysen (P_2):

$$P_2 = P_1 - \Delta P_{TAP} \quad (32)$$

Det totale trykktapet ΔP_{TAP} består av trykkfall grunnet friksjon og grunnet dimensjons- og geometriendringer.

En-fase trykktap grunnet friksjon mellom fluid og rør $\Delta P_{\text{friksjon}}$ kan beregnes ved hjelp av et rutinebibliotek for trykktap for arbeidsmedier (DpLib) ved hjelp av parameterne massestrøm, diameter, lengde, entalpi, trykk og ruhet. Ruheten ϵ avhenger av materialet, og er 0,053 mm for rustfritt stål (Gudmundsson 2010).

Beregning av friksjonstap for blandingen av olje og CO₂ i oljereturrøret kan ikke gjennomføres i DpLib ettersom det ikke er mulig å legge inn blandinger i biblioteket.

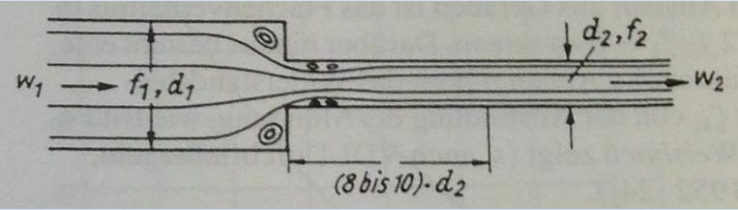
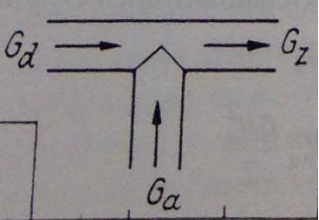
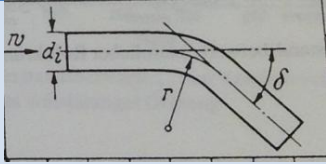
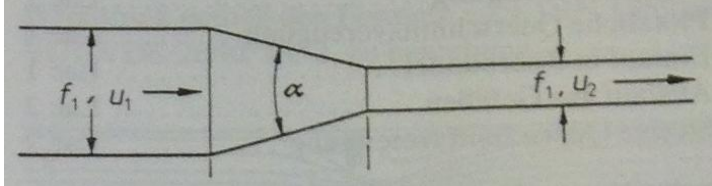
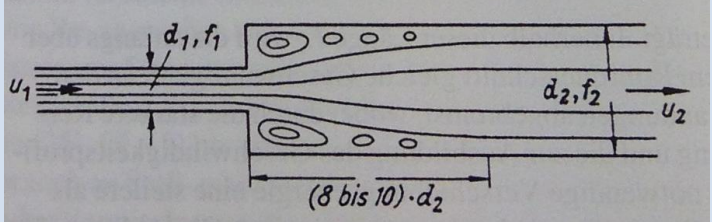
$$\Delta P_{\text{friksjon}} = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{\rho V^2}{2} \right) \quad (33)$$

Trykktap grunnet dimensjonsendringer og geometri beregnes ved hjelp av følgende formel.

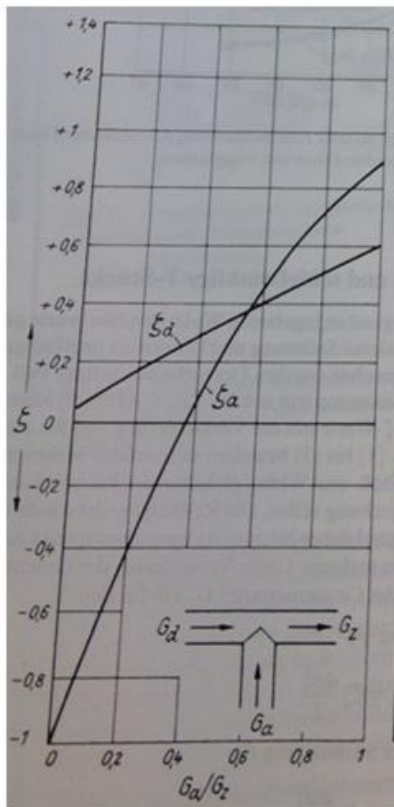
$$\Delta p_{\text{DIM/GEO}} = K \rho \left(\frac{V^2}{2} \right) \quad (34)$$

Verdien K er en geometrisk- og størrelsesavhengig tapskoeffisient. Ulike verdier for K presenteres i tabell 13.

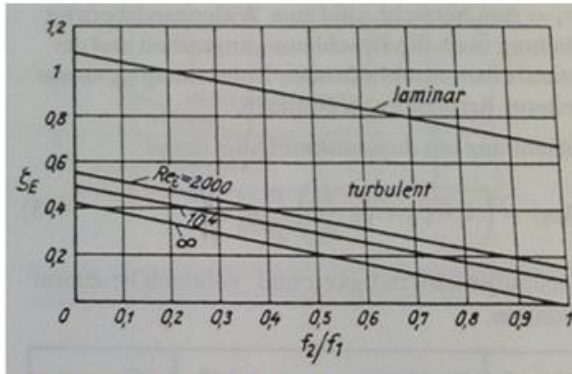
Tabell 13 Tapskoeffisienter for geometri- og størrelsesendringer (Springer-Verlag 2002)

Forklaring	Illustrasjon	Formel/verdi
Plutselig innsnevring		Figur 18
T-gren		Figur 18
90 ° bend		Figur 18
Gradvis innsnevring		$K = 0,04$
Plutselig ekspansjon		$K = \left(1 - \frac{f_1}{f_2}\right)^2$

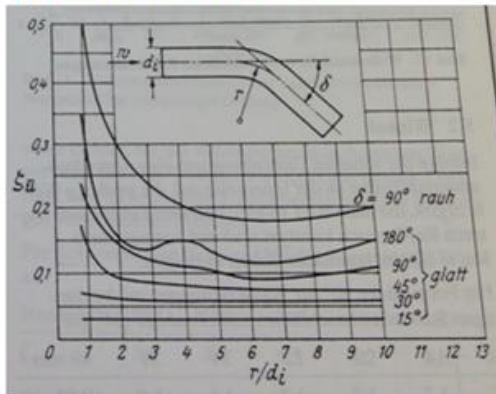
Det ble valgt å se bort ifra stengeventilen og se-glasset i oljereturrøret da stengeventiler utføres slik at det er minimalt trykktap ved åpen ventil og da se-glasset ikke skaper trykktap.



Trykktap t-gren



Trykktap plutselig ekspansjon



Trykktap bend

Figur 18 Trykktapskoeffisienter t-gren, plutselig ekspansjon og bend (Springer-Verlag, 2002)

5 Resultat

I dette kapitlet presenteres resultatene for vurdering av akkumuleringsvolum, oljeretur og gasskjølerytelse.

5.1 Akkumulering

Ved å anta likt tappevannsbehov hver uke ble det totale årlige tappevannsbehovet for Tine Meieriet Tunga beregnet til $16\,576\text{ m}^3$. Totalt energibehov for oppvarming av kaldt nettvann på 7 °C til settpunkttemperatur på 80 °C er:

$$\dot{Q}_{TOT} = \frac{4,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 16\,576\text{ m}^3 \cdot (80\text{ °C} - 7\text{ °C}) \cdot 1\,000\text{ kg/m}^3}{3600\text{ s/h}} = 1\,411\,723\text{ kWh}$$

Dersom det totale tappevannsbehovet skulle dekkes av varmepumpen med en prosjektert effektfaktor på 3,0 ville årlig elektrisitetsforbruk vært:

$$W_{EL} = \frac{1\,411\,723\text{ kWh}}{3,0} = 470\,574\text{ kWh}$$

Maksimal årlig besparelse blir da:

$$B = (1\,411\,723\text{ kWh} \cdot 0,50\text{ kr/kWh}) - (470\,574\text{ kWh} \cdot 0,50\text{ kr/kWh}) = 470\,575\text{ kr}$$

For at varmepumpen skulle kunne dekke 100 % av tappevannsbehovet måtte varmepumpens ytelse vært tilstrekkelig til å dekke det største momentane tappevannsbehovet som ble logget:

$$\frac{0,57\text{ m}^3}{0,033\text{ h}} = 17,3\text{ m}^3/\text{h} = 4,8\text{ l/s}$$

For å verifisere regnearket ble denne kapasiteten satt inn i regnearket, og resultatet ble 0 kWh i fjernvarmebehov.

Fjernvarme- og elektrisitetsforbruk med dagens ytelse og systemtankvolum ble beregnet ved hjelp av regnearket som ble presentert i kapittel 4.2.2 og er presentert i tabell 14.

Tabell 14 Elektrisitets- og fjernvarmebehov Tine Meieriet Tunga

$V_{ST} = 0,4\text{ m}^3$		
Elektrisitetsforbruk	283 656 kWh	
Varmeleveranse varmepumpe*	808 858 kWh	57,3 %
Fjernvarmeforbruk	602 865 kWh	42,7 %
Total varmeleveranse	1 411 723 kWh	100 %

*Varmeleveranse fra varmepumpe= Total varmeleveranse(behov)-fjernvarmeforbruk

Av tabellen ser man at varmepumpen dekker 57 % av tappevannsbehovet på Tine Meieriet Tunga.

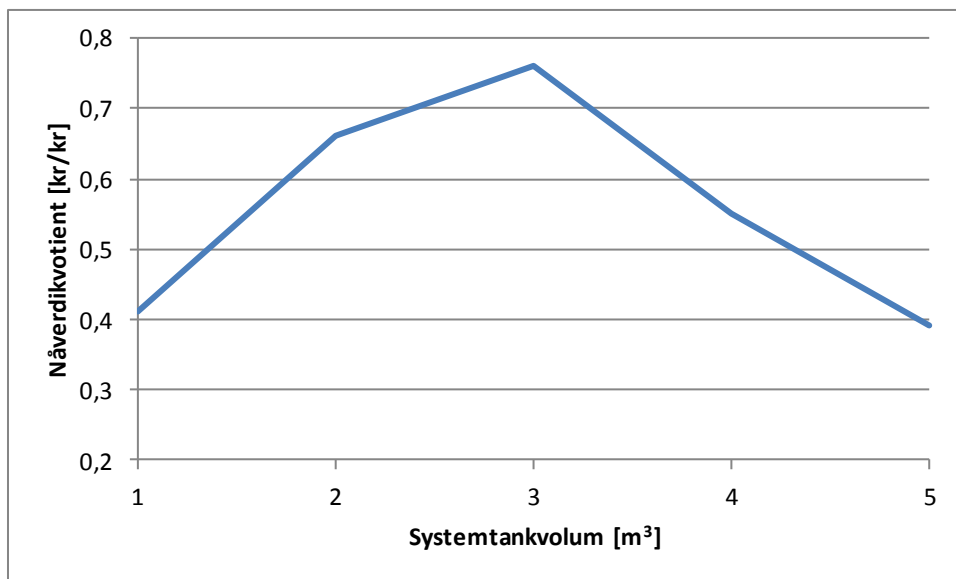
Resultatene fra beregninger med forskjellige systemtankvolum er presentert i tabell 15.

Tabell 15 Resultat fra simulering av forskjellig systemtankvolum

	$V_{ST} = 1,0 \text{ m}^3$	$V_{ST} = 2,0 \text{ m}^3$	$V_{ST} = 3,0 \text{ m}^3$	$V_{ST} = 4,0 \text{ m}^3$	$V_{ST} = 5,0 \text{ m}^3$
Elektrisitetsforbruk	288 7396 kWh	291 867 kWh	293 261 kWh	294 052 kWh	294 471 kWh
Fjernvarmeforbruk	585 445 kWh	573 097 kWh	565 674 kWh	560 337 kWh	555 238 kWh
Besparelse	6 173 kr/år	10 783 kr/år	13 798 kr/år	16 071 kr/år	18 411 kr/år
Merinvestering	25 000 kr	37 000 kr	44 600 kr	59 200 kr	75 700 kr
Nåverdi	10 218 kr	24 519 kr	34 116 kr	32 486 kr	29 333 kr
Nåverdikvotient	0,41	0,66	0,76	0,55	0,39
Inntjeningstid	5,8 år	4,6 år	4,3 år	5,1 år	5,9 år

Av tabellen ser man at man får høyest nåverdikvotient og lavest tilbakebetalingstid dersom det investeres i en systemtank på 3000 liter. Beregningene er basert på en merinvestering på 44 600 kr og beregnet inntjeningstid er 4,3 år. Den årlige besparelsen ble beregnet til 13 798 kr. Det er verdt å merke at denne besparelsen er basert på at den totale effektfaktoren for anlegget er 2,9 uavhengig av systemtankvolum, noe som under prosjektoppgaven viste seg ikke å stemme. Den reelle besparelsen vil derfor være noe høyere.

Figur 19 illustrerer nåverdikvotienten for de forskjellige systemtankvolumene grafisk.



Figur 19 Grafisk fremstilling av nåverdikvotient ved forskjellige systemtankvolum

Av figuren kommer det tydelig frem at optimalt systemtankvolum er på 3000 liter.

5.2 Gasskjøler

I dette kapitlet presenteres resultatene fra verifisering av beregningsmodellen for gasskjølerytelse og resultatene fra simulering av ytelse ved forskjellig trykk og frekvens.

5.2.1 Verifisering av beregninger

Resultatene fra verifisering av beregningene er presentert i tabell 16.

Tabell 16 Resultat verifisering av gasskjølerberegninger

Parameter	Verdi fra dataark	Beregnet verdi	Avvik [%]
Gasskjølerytelse [kW]	200	200	0
Utløpstemperatur CO ₂ [°C]	11	13,5	18,5
Utløpstemperatur vann [°C]	85	83	2,3

Av tabellen ser man at beregnet gasskjølerytelse tilsvarer den prosjekterte verdien. Utløpstemperaturene avviker noe.

5.2.2 Gasskjølerytelse

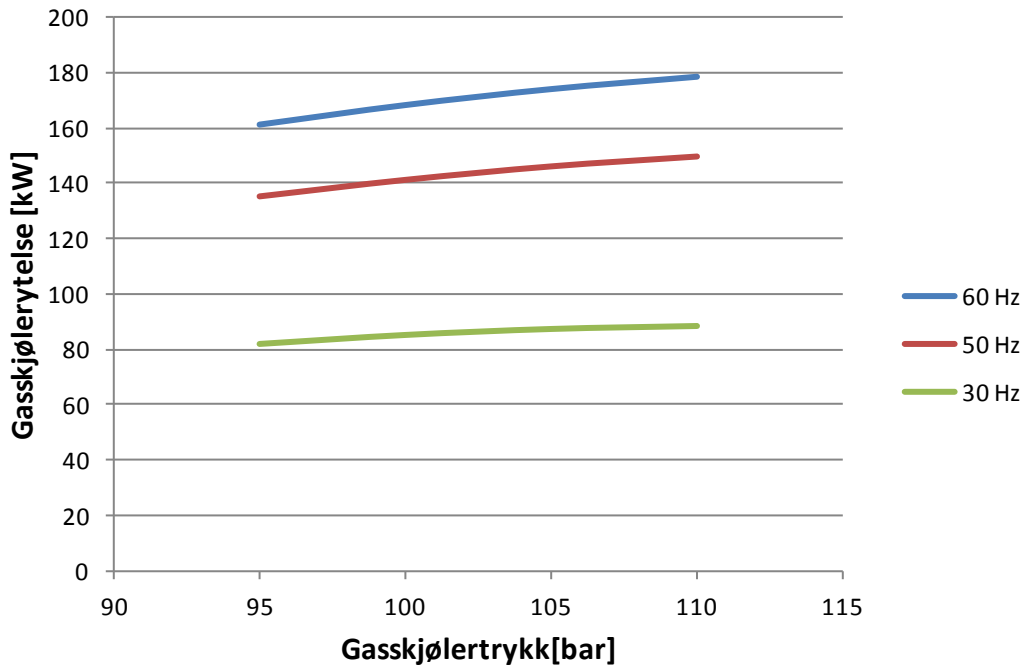
Tabell 17 viser resultatene fra simulering av forskjellige gasskjølertrykk og frekvens.

Tabell 17 Gasskjølerytelse og effektfaktor ved varierende trykk og frekvens

Gasskjølertrykk	60 Hz		50 Hz		30Hz	
	\dot{Q}_{GK} [kW]	COP [-]	\dot{Q}_{GK} [kW]	COP [-]	\dot{Q}_{GK} [kW]	COP [-]
115 bar	182	3,5	152	3,5	89	3,3
110 bar	179	3,5	150	3,5	89	3,4
105 bar	174	3,5	146	3,6	88	3,5
100 bar	169	3,5	141	3,6	85	3,5
95 bar	161	3,5	135	3,6	82	3,5

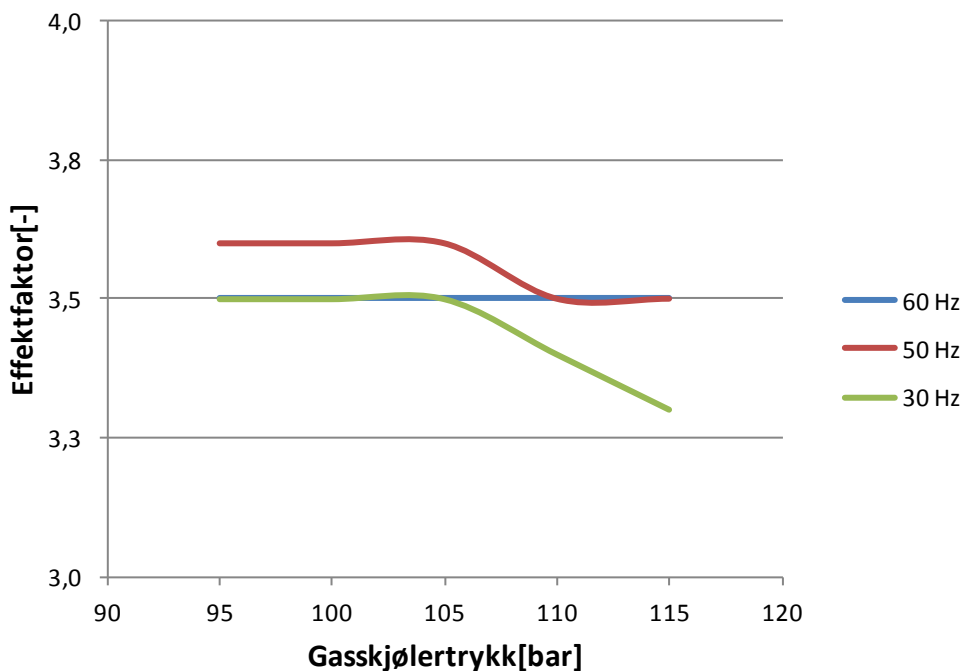
Av tabellen ser man at beregnet gasskjølerytelse blir høyere ved økende trykk og turtall på kompressoren, som forventet. Gasskjølerytelsen ved 60 Hz ligner designverdiene, og ytelsen ved 30 og 50 Hz ligner de målte verdiene i prosjektoppgaven. Effektfaktoren har små variasjoner ved forskjellig trykk og turtall.

Resultatene i tabellen er presentert i figur 20 og figur 21.



Figur 20 Gasskjølerytelse ved forskjellig trykk og frekvens

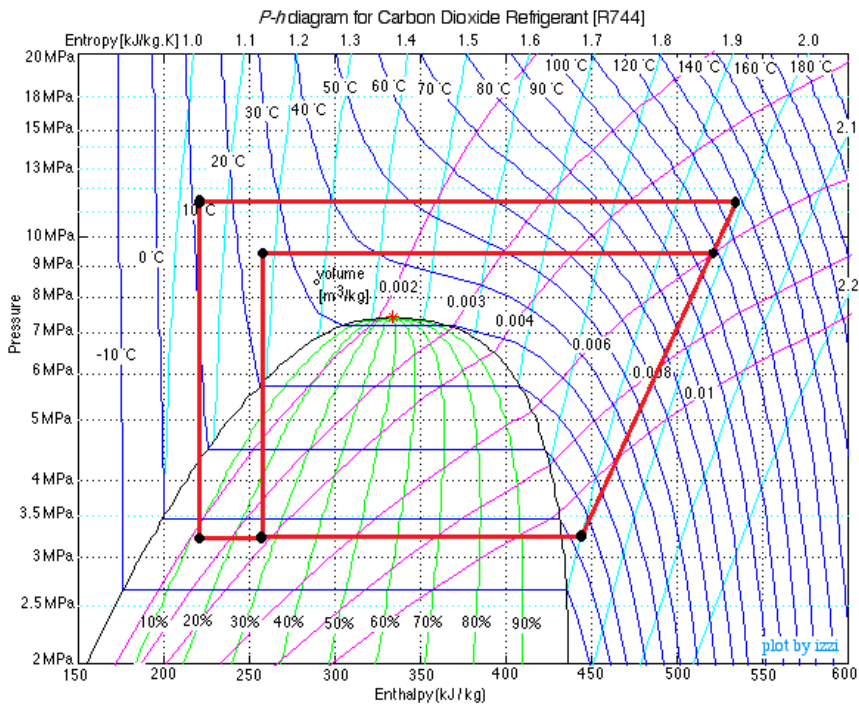
Av figuren ser man at gasskjølerytelsen blir høyere ved høyere turtall på kompressoren, og ved høyere gasskjølertrykk.



Figur 21 Effektfaktor ved forskjellig trykk og frekvens

Av figuren ser man at optimalt gasskjølertrykk ved 30 og 50 Hz er i området 105 bar. Ved 60 Hz er effektfaktoren tilnærmet lik over samtlige av de beregnede gasskjølertrykkene. Det optimale gasskjølertrykket er ikke like fremtredende som forventet. Dette forklares av at utløpstemperaturen på CO₂ endres ved endret trykk og turtall. Ved beregninger av optimalt

gasskjølertrykk holdes parameteren normalt konstant. Figur 22 illustrerer log p-h-diagram for prosessen ved 95 og 115 bar og 60 Hz. Av figuren ser man hvordan temperaturen på CO₂-gassen varierer ved forskjellig gasskjølertrykk.



Figur 22 Log p-h-diagram for prosessen ved 60 Hz og 95 og 115 bar

Det ble gjennomført en pinch-punktanalyse ved forskjellige gasskjølertrykk og frekvens. Resultatene er presentert i tabell 18.

Tabell 18 Pinch-punkt analyse

Gasskjølertrykk	60 Hz		50 Hz		30Hz	
	Pinch	ΔT [°C]	Pinch	ΔT [°C]	Pinch	ΔT [°C]
115 bar	Utløp	4,7	Utløp	3,9	Utløp	0,9
110 bar	Utløp	7,1	Utløp	6,3	Utløp	1,8
105 bar	I veksler	7,7	I veksler	7,3	Utløp	3,8
100 bar	I veksler	6,6	I veksler	6,1	I veksler	5,4
95 bar	I veksler	5,7	I veksler	5,3	I veksler	4,4

Av tabellen ser man at det oppstår et pinch-punkt i veksleren på trykk lavere enn 110 bar ved 50 og 60 Hz, og på trykk lavere enn 105 bar ved 30 Hz.

I tabell 19 er tappevannstemperaturen for forskjellig gasskjølertrykk og frekvens presentert.

Tabell 19 Temperatur på vann ut av gasskjøler ved forskjellig trykk og frekvens

	60 Hz	50 Hz	30 Hz
115 bar	83,4 °C	83,8 °C	81,8 °C
110 bar	82,1 °C	82,6 °C	81,5 °C
105 bar	80,3 °C	80,7 °C	80,6 °C
100 bar	77,8 °C	78,2 °C	78,6 °C
95 bar	74,7 °C	75,1 °C	75,8 °C

Av tabellen ser man at varmpumpen leverer tappevann med temperatur over 80 °C som er kravet ved 60, 50 og 30 Hz ved trykk på 105 bar og høyere.

5.3 Oljeretur

I dette kapittelet presenteres resultatene fra gjennomregning av oljereturssystemet på Tine Meieriet Tunga. Det er gjennomført beregninger ved 30 og 50 Hz.

5.3.1 Oljeretur ved 50 Hz

Trykket i væskeutskillerne beregnes ved hjelp av formlene presentert i kapittel 4.4, og resultatet er presentert i tabell 20 og tabell 21.

Tabell 20 Friksjonstap 50 Hz beregnet i DpLib

Friksjonstap	
Rør med 1/3 massestrøm	54 Pa
Rør med 2/3 massestrøm	229 Pa
Rør med full massestrøm	1 776 Pa
Totalt	2 060 Pa

Av tabellen ser man at den største delen av trykktapet forekommer i rør med full massestrøm. Dette skyldes at dimensjonen på rørene er lik, og at hastigheten derfor øker når massestrømmen øker.

Tabell 21 Geometri- og dimensjonsendringer rør for CO₂-gass 50 Hz

Geometri-/ dimensjonsendring	Antall	K-faktor [-]	$\Delta P_{DIM/GEO}$ [Pa]
Ut av tank → plutselig innsnevring	1	0,11	241
Inn i hovedkanal → T-gren	1	0,26	628
Forbi T-gren	1	0,25	1 358
90 ° bend	2	0,11	1 196
Dyse (del 1)* → Gradvis innsnevring	1	0,04	1 100
Dyse (del 2)* → Plutselig ekspansjon	1	0,11	3 056

* K-faktoren for dysen blir beregnet som gjennomsnittet av k-faktoren for en gradvis innsnevring og en plutselig ekspansjon.

Av tabellen ser man at totalt trykkfall grunnet dimensjons- og geometriendringer $\Delta P_{DIM/GEO}$ er 5 501 Pa. Den største delen av trykkfallet skjer i dysen og i de to 90 graders bendene.

Trykket etter dysen:

$$P_2 = 34,70 \text{ bar} - 0,021 \text{ bar} - 0,055 \text{ bar} = 34,62 \text{ bar}$$

Trykkfall i oljereturrøret beregnes ved hjelp av formlene presentert i kapittel 4.4, og resultatet er presentert under.

$$\Delta P_{\text{FRIKSJON}} = \left(\frac{935,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{2 \cdot 0,009 \text{ m}} \right) \times \left[\left(1,63 \cdot 0,11 \text{ m} \cdot \left(0,081 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 \right) + \left(0,81 \cdot 0,20 \text{ m} \cdot \left(0,16 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 \right) + \left(0,54 \cdot 0,92 \text{ m} \cdot \left(0,24 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 \right) \right]$$

$$= 1\,795 \text{ Pa}$$

Trykkfall for CO₂- og oljeblandingen under tilbakeføringen av olje er presentert i tabell 22.

Tabell 22 Geometri- og dimensjonsendringer rør for CO₂- og oljeblanding ved 50 Hz

Geometri-/ dimensjonsendring	Antall	K-faktor [-]	$\Delta P_{\text{DIM/GEO}}$ [Pa]
Ut av tank	1	1,1	3,3
Inn i hovedkanal	1	-0,2	-0,5
Forbi T-gren	1	0,3	0,8
90 ° bend	2	0,1	0,4

Av tabellen ser man at totalt trykkfall grunnet dimensjons- og geometriendringer $\Delta P_{\text{DIM/GEO}}$ er 4,1 Pa. Totalt trykktap i oljereturrøret:

$$\Delta P_{\text{TAP,oljeretur}} = 1\,795 \text{ Pa} + 4,1 \text{ Pa} = 1\,799 \text{ Pa}$$

Trykktapet er betraktelig lavere enn for tørrmettet CO₂ grunnet den lave hastigheten i oljereturrøret.

Høydedifferansen mellom væskesjiktet i hver tank og punktet etter dysen:

$$H = \frac{(34,70 - 34,62) \cdot 10^5 \text{ Pa} - 1\,799 \text{ Pa}}{935,9 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,68 \text{ m}$$

Høyde på væskesjikt:

$$H_{\text{væske}} = 0,60 \text{ m} - 0,68 \text{ m} = -0,8 \text{ cm}$$

Den negative høyden på væskesjiktet skyldes at det ble gjort en rekke antakelser i beregning av trykktap. Det kan antas at tankene er tilnærmet tom, med andre ord at høyden på væskesjiktet er svært lavt.

5.3.2 Oljeretur 30 Hz

Resultatene fra beregning av oljeretur ved 30 Hz er presentert i tabell 23 og tabell 24.

Tabell 23 Friksjonstap 30 Hz

Friksjonstap	
Rør med 1/3 massestrøm	19 Pa
Rør med 2/3 massestrøm	79 Pa
Rør med full massestrøm	602 Pa
Totalt	700 Pa

Av tabellen ser man at trykktapet ved 30 Hz er betraktelig lavere enn trykktapet ved 50 Hz, noe som skyldes reduksjonen i gasshastighet.

Tabell 24 Geometri- og dimensjonsendringer rør for CO₂-gass 30 Hz

Geometri-/ dimensjonsendring	Antall	K-faktor [-]	$\Delta P_{DIM/GEO}$ [Pa]
Ut av tank → plutselig innsnevring	1	0,4	76
Inn i hovedkanal → T-gren	1	0,26	199
Forbi T-gren	1	0,25	430
90 ° bend	2	0,11	378
Dyse (del 1)* → Gradvis innsnevring	1	0,04	348
Dyse (del 2)* → Plutselig ekspansjon	1	0,11	967

* K-faktoren for dysen blir beregnet som gjennomsnittet av k-faktoren for en gradvis innsnevring og en plutselig ekspansjon.

Av tabellen ser man at totalt trykkfall grunnet dimensjons- og geometriendringer $\Delta P_{DIM/GEO}$ er 1 740 Pa. Som ved 50 Hz skyldes det største trykkfallet 90 graders bendene og dysen.

Trykket etter dysen:

$$P_2 = 34,70 \text{ bar} - 0,007 \text{ bar} - 0,017 \text{ bar} = 34,68 \text{ bar}$$

Trykkfall i oljereturrøret beregnes ved hjelp av formlene presentert i kapittel 4.4, og resultatet er presentert under.

$$\Delta P_{FRIKSJON} = \left(\frac{935,9 \frac{kg}{m^3}}{2 \cdot 0,009 m} \right) \times \left[\left(2,88 \cdot 0,11 m \cdot \left(0,045 \frac{m}{s} \right)^2 \right) + \left(1,44 \cdot 0,20 m \cdot \left(0,090 \frac{m}{s} \right)^2 \right) + \left(0,96 \cdot 0,92 m \cdot \left(0,14 \frac{m}{s} \right)^2 \right) \right]$$

$$= 1\,005 Pa$$

Trykkfall for CO₂- og oljeblandingen under tilbakeføringen av olje er presentert i tabell 22.

Tabell 25 Geometri- og dimensjonsendringer rør for CO₂- og oljeblanding ved 30 Hz

Geometri-/ dimensjonsendring	Antall	K-faktor [-]	$\Delta P_{DIM/GEO}$ [Pa]
Ut av tank	1	1,1	1,1
Inn i hovedkanal	1	-0,2	-0,2
Forbi T-gren	1	0,3	0,3
90 ° bend	2	0,1	0,1

Av tabellen ser man at totalt trykkfall grunnet dimensjons- og geometriendringer $\Delta P_{DIM/GEO}$ er 1,3 Pa.

Totalt trykktap i oljereturrøret:

$$\Delta P_{TAP,oljeretur} = 1\,005 Pa + 1,3 Pa = 1\,006 Pa$$

Høydedifferansen mellom væskesjiktet i hver tank og punktet etter dysen:

$$H = \frac{(34,70 - 34,68) \cdot 10^5 Pa - 1\,005 Pa}{935,9 kg/m^3 \cdot 9,81 m/s^2} = 0,11 m$$

Høyden på væskesjiktet:

$$H_{v\ddot{a}ske} = 0,60 m - 0,11 m = 0,49 m$$

Ved 30 Hz bygger væskesjiktet seg opp til 49 cm for å kompensere for reduksjonen i trykkdifferansen mellom væskeutskillerne og punktet etter dysen. Oljereturen avhenger her mer av væskesøylen som drivkraft enn ved 50 Hz.

6 Diskusjon

I dette kapitlet diskuteres samtlige av resultatene som ble presentert i kapittel 5.

6.1 Akkumulering

Volumet på systemtanken på CO₂-anlegget på Tine Meieriet Tunga ble i fordypningsprosjektet vurdert som utilstrekkelig for å dekke tappevannsvariasjonene på meieriet. Dette førte til at varmpumpen ikke hadde kontinuerlig drift ved at kompressoren hadde et relativt stort antall start/stopp over driftsuken, som igjen førte til at den beregnede effektfaktoren for anlegget ble lavere enn den prosjekterte verdien.

6.1.1 Verifisering av regneark

For å verifisere regnearket som ble produsert for å beregne optimalt systemtankvolum var det ønskelig å sammenligne beregnet fjernvarmebehov med logget fjernvarmeforbruk på Tines energioppfølgingsystem. Dette viste seg ikke å være mulig da målt fjernvarmeforbruk ikke sammensvarte med målt tappevannsmengde for samme periode oppvarmet fra nett vannstemperatur til 80 °C fratrukket varmpumpens ytelse. Verifiseringen av regnearket ble gjort ved å presentere en detaljert beskrivelse av hver celle i regnearket i oppgaven, og ved å presentere ulike beregningseksempler i kapittel 4.2.2.

6.1.2 Beregning av systemtankvolum

Nåverdikvotienten ble beregnet for å kunne sammenligne de ulike alternativene. I tabell 15 så man at et systemtankvolum på 3000 liter gir høyest nåverdikvotient, noe som betyr at det er den mest lønnsomme investeringen av de alternativene som ble vurdert. Årlig besparelse ved investering i en systemtank på 3000 liter er i underkant av 14.000 kr, og inntjeningstiden er 4,3 år.

Ved beregningene ble det antatt effektfaktor 2,9 for samtlige av systemtankvolumene for å ha et sammenligningsgrunnlag. Som tidligere nevnt var den totale effektfaktoren for varmpumpeanlegget 2,0 med systemtankvolum på 400 liter. Sammenligningsgrunnlaget er av denne grunn ikke helt optimalt, da det er antatt høyere effektfaktor enn den faktiske verdien for det eksisterende anlegget. Den reelle besparelsen vil av denne grunn sannsynligvis være høyere enn 14.000 kr per år grunnet mer kontinuerlig drift.

Et akkumuleringsvolum på 3000 liter kan dekkes av tre 1000 liters tanker eller av én stor tank på 3000 liter. Beregningene av nåverdikvotient er basert på pris for en systemtank på 3000 liter fra SGP Varmeteknikk AS.

6.2 Gasskjøler

6.2.1 Verifisering av regneark

Av tabell 16 ser man ved verifisering av beregningene at beregnet gasskjølerytelse tilsvarer den prosjekterte ytelsen med de antakelsene som ble gjort på blant annet chevron-vinkel og overflate-økningfaktor. Avviket på temperaturen på CO₂ ut av gasskjøleren er 2,5 °C, noe som tilsvarer 18,5 %. Dette avviket kan delvis skyldes at det var prosjektert med 1 bar trykktap i gasskjøleren, noe beregningene ikke tar hensyn til.

Avviket på utløpstemperaturene kan også forklares med at Kaori sine beregninger sannsynligvis er grove. En forklaring kan være at det er benyttet gjennomsnittlig og konstant varmekapasitet for vann, når c_p -verdien faktisk varierer fra rundt 4,17 til 4,20 kJ/kgK i gasskjøleren. Dette tilsvarer en variasjon på omtrent 1 %.

En annen forklaring på avviket på vanntemperaturen kan være den prosjekterte massestrømmen av vann gjennom gasskjøleren. Massestrømmen er oppgitt til å være 0,629 kg/s, men det er ikke oppgitt om verdien er beregnet basert på volumstrøm målt på innløp eller utløp av gasskjøleren. Tetthetsforskjellen på vann ved inn- og utløp er beregnet under:

$$\Delta\rho = \frac{1001 \text{ kg/m}^3 - 968 \text{ kg/m}^3}{1001 \text{ kg/m}^3} = 3,3 \%$$

Som man ser er tetthetsavviket større enn avviket på vanntemperaturen ut av gasskjøleren.

6.2.2 Gasskjølerytelse

I tabell 17 ser man at gasskjølerytelsen er over 180 kW (prosjektert verdi) med kompressorfrekvensen på 60 Hz og gasskjølertrykk på 115 bar. Ved 50 Hz og 115 bar som var varmepumpens driftstilstand da fordypningsprosjektet ble utført høsten 2012 er beregnet gasskjølerytelse 152 kW, noe som stemmer bra med den målte ytelsen. Av disse beregningene ser man at redusert turtall på kompressoren kan være årsaken til at gasskjølerens ytelse ikke er like høy som den prosjekterte ytelsen.

Ved beregning av optimalt gasskjølertrykk er det vanlig å holde temperatur på CO₂ ut av gasskjøleren konstant. Tilstanden på CO₂ ut av gasskjøleren ble i denne oppgaven beregnet ved hjelp av varmembalansen for gasskjøleren. Av figur 22 ser man hvordan temperaturen på CO₂ ut av gasskjøleren er forskjellig for forskjellig gasskjølertrykk. Dette kommer av at CO₂ gassen ikke har like stor avkjøling ved hvert gasskjølertrykk, for eksempel når det oppstår et pinch-punkt midt i gasskjøleren ved lave gasskjølertrykk som opptrer som en begrensende faktor for varmeoverføringen.

Ved beregning av optimalt gasskjølertrykk forventes et resultat hvor det optimale gasskjølertrykket kommer tydelig frem, med lavere effektfaktor for trykk høyere og lavere enn det optimale trykket. Dette skyldes at økningen i kompressorarbeid er større enn

Økningen i gasskjølerytelse/ reduksjonen i gasskjølerytelse er større enn reduksjonen i kompressorarbeid. Figur 21 viser at resultatene fra beregning av optimalt gasskjølertrykk ikke var som forventet. Dette skyldes at beregningene ikke er gjort med konstant temperatur på CO₂ ut av gasskjøleren. Ved 60 Hz er endringen i kompressorarbeid og gasskjølerytelse tilnærmet lik, noe som fører til konstant effektfaktor for 95 til 115 bar.

I tabell 18 ser man at det oppstår pinch-punkt i gasskjøleren ved gasskjølertrykk lavere enn 110 bar ved 50 og 60 Hz, og trykk lavere enn 105 bar ved 30 Hz. Pinch-punkt i gasskjøleren representerer som nevnt en begrensende faktor for varmeoverføringen, noe som fører til lavere gasskjølerytelse og høyere temperatur på CO₂ ut av gasskjøleren. CO₂-temperaturen må være lavest mulig struping for å unngå store strupningstap, og ved høy temperatur ut av gasskjøleren må mer varme overføres i internvarmeveksleren. Dette fører til høyere sugegasstemperatur som igjen fører til større kompressorarbeid. I beregningene ble det antatt konstant sugegasstemperatur.

Gasskjøleren leverer i følge tabell 19 tappevann med tilfredsstillende temperatur ved gasskjølertrykk på 105 bar og høyere ved 30, 50 og 60 Hz.

6.3 Oljeretur

Ved beregning av oljeretur ble det gjort en rekke antakelser som kan påvirke resultatene. Det ble antatt at CO₂-gassen inn på væskeutskillerne har en dampkvalitet på 0,97 inn på væskeutskiller, og det ble antatt ren væske i oljereturrrøret. Grunnet varmeveksling med omgivelsene kan koking føre til at CO₂ er i tofase i slutten av oljereturrrøret. Dette ble ikke tatt hensyn til.

Forventet høydedifferanse basert på observasjoner gjort at Cadio AS var 30 cm. Dette tilsvarer en trykkdifferanse på 2,8 kPa. Høydedifferansen mellom dysen og bunn av systemtanken er 60 cm.

6.3.1 Oljeretur ved 50 Hz

Av tabell 20 ser man at den største delen av trykktapet forekommer i rør med full massestrøm. Dette skyldes at dimensjonen på rørene er lik, og at hastigheten derfor øker når massestrømmen øker.

I tabell 21 ser man at beregnet totalt trykkfall grunnet støt- og friksjonstap og tapet over dysen er 7,6 kPa. Med et totalt trykkfall i oljereturrrøret på 1799 Pa fører dette til en beregnet høydedifferanse mellom dyse og væskesjikt i systemtank på 68 centimeter, noe som tilsvarer tom tank. Man ser at denne høydedifferansen ikke er mulig å oppnå (væskeni vået ville da ligge i oljereturrrøret), og at beregnet høydedifferanse er større enn den forventede verdien. Dette skyldes som tidligere nevnt antakelsene som er gjort, og at beregnet trykktap varierer kraftig med en liten endring i friksjonstap- og støttapskoeffisienter grunnet den høye hastigheten til CO₂ i rørene.

Beregningene av oljeretur ved 50 Hz viser at oljereturssystemet fungerer, og at det sannsynligvis ville fungert selv uten dysen grunnet det høye trykktapet fra punktet i væskeutskilleren til punktet hvor dysen er plassert. Væskeshøyden ville sannsynligvis vært tilstrekkelig drivkraft for oljereturen.

6.3.2 Oljeretur ved 30 Hz

Av tabell 23 ser man at trykktapet ved 30 Hz er betraktelig lavere enn trykktapet ved 50 Hz, noe som skyldes reduksjonen i gasshastighet.

I tabell 24 ser man at beregnet totalt trykkfall grunnet støt- og friksjonstap og tapet over dysen er 2,4 kPa, 68 % lavere enn ved 50 Hz. Den beregnede høydedifferansen mellom dysen og væskesjiktet ved 30 Hz er på 11 cm. Høyden på væskesjiktet i tanken er da 49 cm.

Beregningene viser at trykktapet reduseres betraktelig ved redusert ytelse, men at oljereturssystemet fungerer også ved 30 Hz. Et høyere væskeni vå bygges opp for å kompensere for det reduserte trykkfallet, og som en konsekvens synker oljenivå noe i kompressorhuset.

7 Konklusjon

I dette kapittelet oppsummeres samtlige av punktene som ble diskutert i kapittel 6.

7.1 Akkumulering

Ved installasjon av en ny systemtank med optimalt volum forventes jevnere drift av varmpumpen på Tine Meieriet Tunga, noe som vil føre til høyere effektfaktor for anlegget. Optimalt systemtankvolum for varmpumpen på Tine Meieriet Tunga ble beregnet til 3000 liter. Investeringen medfører en investeringskostnad på 44.600 kr basert på tall fra SGP Varmeteknikk AS, og inntjeningstiden ble beregnet til 4,3 år. Årlig besparelse for investeringen er i underkant av 14.000 kr.

7.2 Gasskjøler

Basert på resultatene presentert i kapittel 5 er optimalt gasskjølertrykk 105 bar for 30 og 50 Hz. Gasskjølerytelsen er da henholdsvis 88 og 146 kW.

Ved 60 Hz kan gasskjølertrykket settes lik 105 bar og høyere basert på ønsket gasskjølerytelse da effektfaktoren endres marginalt for alle gasskjølertrykk mellom 105 og 115 bar.

Beregningene bekreftet at årsaken til at den målte gasskjølerytelsen ikke er like høy som den prosjekterte verdien er at kompressoren kjøres ved 50 Hz og ikke 60 Hz som prosjektert.

7.3 Oljeretur

Av beregningene så man at oljereturssystemet på tappevannsvarmepumpen på Tine fungerer både ved 30 og 50 Hz. Ved 30 Hz reduseres trykktapet med 68 % i forhold til trykktapet ved 50 Hz, og som en konsekvens bygges et høyere væskesjikt seg opp. Dette vil føre til at oljenivået i kompressorhuset synker noe.

Ved 30 Hz er beregnet høyde på væskesjiktet i tanken 49 cm (høydedifferanse 11 cm), og ved 50 Hz er tanken tom (høydedifferanse 68 cm).

7.4 Forslag til videreføring

Da det ble gjort en rekke antakelser ved beregning av oljeretur anbefales det å gjennomføre målinger på anlegget dersom oljeretur skal beregnes mer nøyaktig. I denne rapporten ble det antatt 5 % olje ved både 30 Hz og 50 Hz. Det bør tas ut prøver fra væskeutskiller for å måle oljekonsentrasjon ved forskjellige turtall på kompressor. Om mulig burde det være satt på en differansetrykkcelle for måling av trykkfall over oljeretursystemet, samt væskehøyde i væskeutskiller. I rapporten ble massestrøm på oljeretur beregnet ut ifra antatt dampkvalitet inn i væskeutskillerne. Massestrøm på oljeretur bør derfor måles dersom mer nøyaktige beregninger er ønskelig.

Andre problemstillinger innenfor temaet CO₂-varmepumper for kjøling av isvann/oppvarming av tappevann er listet opp under. Punktene er hentet fra prosjektoppgaven:

- Vurdering av kompressorer til varmtvannsvarmepumper med CO₂ med fokus på frekvensstyring. Hva er begrensningene og hvordan kan dette løses?
- Trykkstyring basert på inngående temperatur på tappevann. Hva vil dette bety for energibruk til kompressoren?
- Optimal effektfaktor for anlegget ved varierende vanntemperatur.
- Anleggets funksjonalitet med og uten akkumulering av varmtvann.

Referanseliste

Anstett, P. (2006). Measurement of the performance of an air/water heat pump using CO₂ or R744 for the production of hot water for use in a hospital. The latest developments in the use of CO₂ as refrigerant. www.heatpumpcentre.org, IEA Heat Pump Center. **24**: 4.

Austin, B. T. and K. Sumathy (2011). "Transcritical carbon dioxide heat pump systems: A review." Renewable and Sustainable Energy Reviews **15**(8): 4013-4029.

Bailey-McEwan, J. H. T. J. S. M. (2010). "Heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger refrigerant evaporators." international journal of refrigeration.

Berntsen, Malene Rustad (2012). CO₂-varmepumpe for kjøling av isvann/oppvarming av varmt tappevann til 85 °C. Trondheim, Norges Tekniske- og Naturvitenskapelige Universitet: 52.

Brix, W., et al. (2012). "Ammonia and Carbon Dioxide heat pumps for heat recovery in industry." 10th annual Lorentzen Conference on Natural Refrigerants(Paper No. 196).

CadioAS (2012). Prosessdiagram Testanlegg CO₂ Tine Meieriet Tunga

CadioAS (2013). 03.02-01 Væsketank 13 liter. -. V. liter.

Christensen, O. (2006). "System Design for Industrial Ammonia/CO₂ Cascade Installations." 2006 IAR Ammonia Refrigeration Conference & Exhibition.

Dang, C., et al. (2007). "Effect of lubricating oil on cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide." International Journal of Refrigeration **30**(4): 724-731.

Gardiner, L. (2012). "Mayekawa CO₂ Transcritical Heat Pump at Darwin Immigration Facility leads the way at ARBS for commercial hot water heating."

Gudmundsson, J. S. (2010). Trykktap i rørledninger.

Hafner, A., et al. (2012). "High efficient 100 kW_{el} R744 compressor." 10th IRR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants **Paper No. 178**.

Holger, M. (1995). "A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers."

Løtveit, S. (2012). "Information database for support in decision making on ZEB energy system in early design stage."

Oberländer, S. (2012). "thermea. installing Switzerland's largest CO₂ heat pump system." from <http://www.r744.com/news/viewprintable/3075>.

Page, A. (2002). CO₂/NH₃ Refrigeration Replaces R-22 in Large Freeze-Drying Plant, International Institute of Ammonia Refrigeration.

Pearson, A. B. (2000). "The Use of Carbon Dioxide/Ammonia Cascade Systems For Low Temperature Food Refrigeration." 2000 IAR Ammonia Refrigeration Conference.

Rekstad, H., et al. (2012). Energy efficient dairy shed milk cooler and water heater using carbon dioxide as refrigerant.

Springer-Verlag (2002). VDI-Wärmatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. S.-V. B. Heidelberg.

Stene, J. (2012.2). Carbon Dioxide (R744) as a Working Fluid in Heat Pumps, NTNU.

Stoecker, W. (2000). "Ammonia/Carbon Dioxide Hybrid Systems: Advantages and Disadvantages." 2000 IAR Ammonia Refrigeration Conference.

Wadekar, V. V. (2000). "A ChE's guide to CHEs."

Yoneda, H., et al. (2010). "100 kW CO₂ water heat source heat pump development and study for the global food processing industries." 9th Annual Gustav Lorentzen Conference.

Oversikt over vedlegg

Vedlegg 1- Vitenskapelig artikkel	A
Vedlegg 2- Mål væskeutskillere	K
Vedlegg 3- Oppsett beregning av gasskjølerytelse	M
Vedlegg 4- Gasskjølerdata	O
Vedlegg 5- Datablad olje	S
Vedlegg 6- Oversikt over risikofylt aktivitet og risikoanalyse	W

Vedlegg 1- Vitenskapelig artikkel

OPTIMIZING A CO₂ HEAT PUMP FOR CHILLING OF ICE WATER / HEATING OF HOT TAP WATER TO 80 °C

Malene Rustad Berntsen^{1)*}, Trygve M. Eikevik¹⁾, Sigmund Jenssen²⁾

¹⁾Department of Energy and Process Engineering, Norwegian University of Science and Technology (NTNU), Kolbjoern Hejes v. 1 B, Department of Energy and Process Engineering, Trondheim 7491

²⁾Cadio AS, Fossegrenda 16 E, 7038 Trondheim, Norway

ABSTRACT

This paper presents measurements and calculations on a R744 tap water heat pump at a dairy (Tine) in Norway. The heat pump consists of a gas cooler, two evaporators in parallel, a semi-hermetic piston compressor and a storage tank to take care of system variations. The size of the storage tank was evaluated to be insufficient in a preliminary study, leading to discontinuous operation of the compressor and low COP. A spreadsheet was developed to calculate an optimum storage tank volume which was found to be 3000 liters. The gas cooler performance at different gas cooler pressures and different compressor frequency were evaluated based on the method described by (Holger 1995). Optimum gas cooler pressure was found to be 105 bars at evaporation temperature of 5 °C. At 105 bars the gas cooler performance was calculated to 146 kW at 50 Hz and 88 kW at 30 Hz with COP 3.6 and 3.5 respectively. The calculations of the COP were based on continuous operation of the heat pump, i.e. with sufficient storage tank volume.

1. INTRODUCTION

Transcritical heat pumps for tap water heating were introduced in Japan in 2001 and vending machines using CO₂ as refrigerant are getting more common in both Japan and Europe. Due to the challenges concerning the high working pressure of CO₂, the refrigerant has mainly been used in the low pressure side of cascade systems in the industry. The lack of high pressure components has been a limiting factor to the development of CO₂ heat pumps. The increasing interest has led to a technologic development of transcritical CO₂ heat pumps.

CO₂ as a refrigerant in transcritical mode has its strength where it's possible to achieve a high temperature glide on the heat sink. A CO₂ heat pump can deliver hot water with a temperature of 80 °C while simultaneously providing cooling of ice water (Rekstad, Hafner et al. 2012).

In Switzerland a 60 kW air-to-water heat pump is generating tap water in a hospital (Anstett 2006). With city water temperature of 10 °C and air temperature of 0 °C the heat

pump can produce 70 °C tap water with an approximate COP of 3.4. The gas cooler pressure is between 90 and 100 bar.

A 800 kW system at a slaughterhouse in Zurich consisting of three Thermeco₂ heat pumps from Thermea Energiesysteme GmbH produces hot water at 90 °C from waste heat at a COP of 3.4 (Oberländer 2012). The system is quiet, has little vibration and is practically maintenance free.

Mayekawa/Mycom has produced a 100 kW water-to-water CO₂ heat pump delivering hot water between 65 and 90 °C and at the same time providing cold water or brine at 17 to – 10 °C (Yoneda, Ono et al. 2010). The system can deliver hot water at 65°C and cold water at 17 °C at a combined COP (COP_{comb}) of more than 8.0.

A study on energy efficient cooling of milk showed that by using a transcritical CO₂ heat pump for cooling of milk and heating of hot water, 60 % energy could be saved compared to a standard R134-a heat pump with electric heating (Rekstad, Hafner et al. 2012).

NOMENCLATURE AND ABBRIVIATIONS

A	Area, m ²
CO ₂	Carbon dioxide
COP	Coefficient of performance, -
COP _{comb}	Gas cooler+evaporator performance divided by electricity use, -
CSA	Cross sectional area, m ²
h ₁	Suction gas enthalpy, kJ/kg
h ₂	Enthalpy at gas cooler inlet, kJ/kg
h _{2is}	Isentropic enthalpy at gas cooler inlet, kJ/kg
h ₃	Enthalpy at gas cooler outlet, kJ/kg
h _{in}	Specific enthalpy of CO ₂ /water in inlet, kJ/kg
h _{out}	Specific enthalpy of CO ₂ /water in outlet, kJ/kg
kW _{el}	Electric power, kW
$\dot{m}_{CO_2,f}$	Mass flow of CO ₂ at frequency f, kg/s
\dot{m}_{water}	Mass flow of water, kg/s
P	Perimeter, m
PI	Profitability index, -
\dot{Q}_{fluid}	Heat transfer from CO ₂ to water based on enthalpy difference of CO ₂ , kW
\dot{Q}_{trans}	Heat transfer in the gas cooler, kW
T	Temperature, °C
U	U-value, W/m ² K
U _{tot}	Total U-value, W/m ² K
Δ	Difference, -
η _{fr.conv.}	Efficiency frequency converter, -
η _{is}	Isentropic efficiency, -
λ	Volumetric efficiency, -
v ₁	Specific volume CO ₂ in suction line, m ³ /kg
π	Compressor pressure ratio, -

Fig. 1 gives an overview of 33 compressors from three different manufacturers suited for transcritical operation where evaporation temperature higher than 0 °C is possible. All of the compressors are semi-hermetic piston compressors.

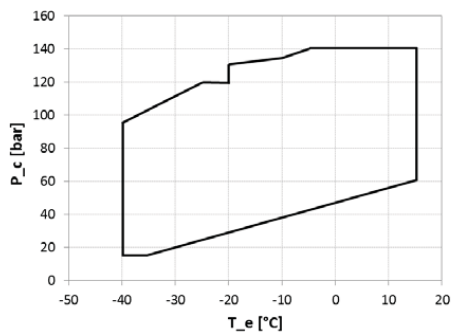


Fig. 1 Operating conditions for CO₂-compressors (Brix, Christensen et al. 2012)

A 100 kW_{el} test rig has been built and installed in SINTEF and NTNU's laboratories. A new, 6-cylinder piston compressor has been tested

on the rig (Hafner, Schmäzle et al. 2012). The overall compressor efficiency (isentropic efficiency + motor efficiency) was measured to 76 %, and the efficiency is not significantly reduced with increased pressure difference compared to existing R744 piston compressors.

In this paper, the system performance of a CO₂ heat pump installed at a dairy (Tine) for heating of hot water and chilling of ice water is evaluated and optimized.

The tap water demand at a dairy varies greatly over the week. Fig. 3 illustrates how the tap water demand at a dairy company varies over 24 hours during a typical week day. The tap water demand at each time unit is the integrated demand over 2 minutes. At the dairy, each production day is different but normally each production week is the same.

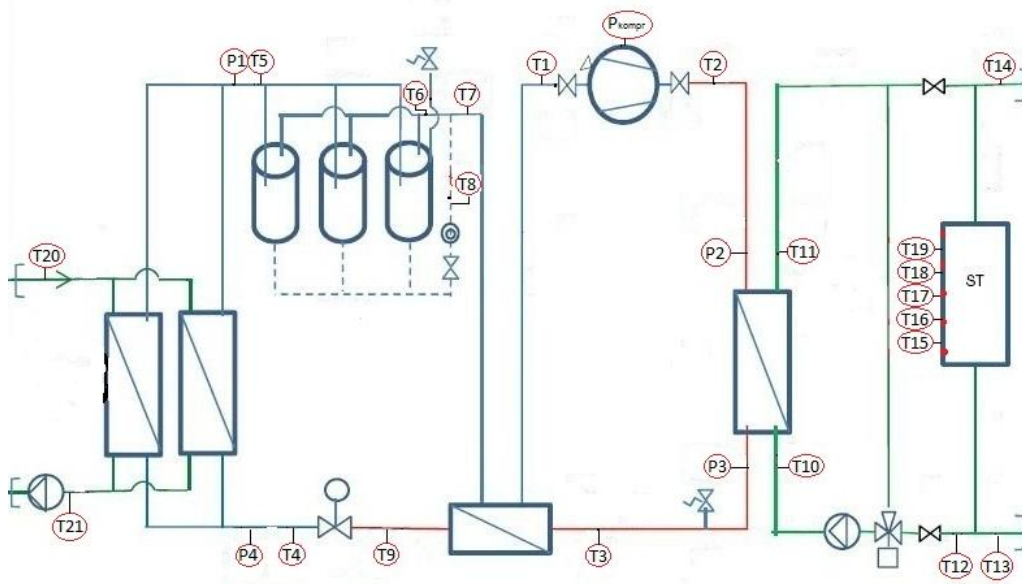


Fig. 2 Tap water heat pump at Tine

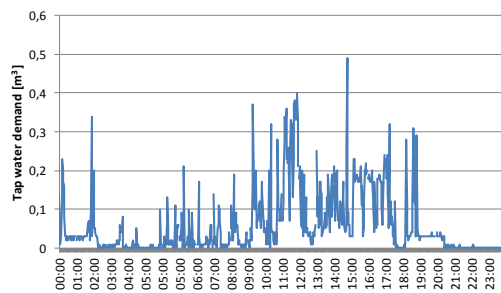


Fig. 3 Tap water demand at dairy over 24 hours

Because of the high specific investment cost (NOK/kW) of a heat pump it is not advisable to dimension a heat pump to cover full load. A storage tank can be installed to take care of the variations. The compressor may also be operated at different frequencies adjusted to the heating demand.

2. SYSTEM DESCRIPTION

The tap water heat pump installed at the dairy Tine in Trondheim, Norway is a transcritical CO₂ heat pump providing tap water at 80 °C while simultaneously chilling ice water. A principle sketch is presented in Fig. 2. The figure also illustrates where the temperature- and pressure sensors used for measurements are placed.

The heat pump consists of a piston compressor, a gas cooler, two evaporators in parallel, three low pressure receivers in parallel and an

internal heat exchanger. The gas cooler is a plate heat exchanger with chevrons.

The system has a 400 liters hot water storage tank to take care of the variations in tap water demand at the dairy. In a preliminary thesis, an evaluation of the storage volume showed that it was not sufficient to take care of the system variations. This led to a large number of starts/stops of the compressor, and a low COP.

The compressor has a variable-speed motor varying the speed between 50 and 25 Hz depending on the temperature level in the storage tank. This is described in chapter 3.1.

The compressor was originally designed to run at 60 Hz, but due to motor restrictions the maximum frequency is 50 Hz. This has led to a lower heat output from the gas cooler than designed.

The heat pump was designed to deliver a heat capacity of 180-190 kW with COP 3.0. The heat capacity was measured to be 150 kW with an overall COP of 2.0. As mentioned earlier the low COP is due to discontinuous operation of the heat pump.

The annual heating demand for tap water at Tine is approximately 1.41GWh, and the heating demand for tap water is covered by the CO₂ heat pump and district heating system.

3. METHODS

Positions for pressure, temperature and volume flow were as illustrated on Fig. 2. Temperature measurements were done by thermocouples, and pressure- and volume flow measurements were done by instruments of industrial standards. Thus the measured values are approximate values used to get an overview of the system performance.

3.1 Storage tank volume

A spreadsheet model was designed to calculate how the electricity- and district heating demand would change with different storage tank volumes. The calculations were based on measured values of water flow through the gas cooler and measured temperatures of the water listed in Table 1.

Table 1 Operation parameters at 50 Hz

Mass flow	0.5 kg/s
City water temperature	7 °C
Tap water temperature	80 °C
Compressor power	52 kW

Coefficient of performance for the calculations:

$$COP = \frac{0.5 \frac{kg}{s} \cdot 4.18 \frac{kJ}{kgK} \cdot (80^{\circ}C - 7^{\circ}C)}{52 kW} = 2.9$$

The tap water demand at Tine was measured over a week. By registering this tap water demand in the spreadsheet, electricity and district heating demand is calculated based on the calculated temperature levels in the storage tank.

When the temperature in the top of the storage tank was less than 40 °C the compressor started and it stopped when the temperature in the bottom of the tank reached 40 °C. Based on the temperature in the center of the tank, the speed of the compressor was varied between 25 and 50 Hz. The speed was reduced by a frequency converter to 50 % when the temperature in the center of the tank (T17) reached 40 °C.

The water temperature out of the gas cooler overruled the temperature signal from the storage tank. If the temperature was lower than 80 °C, the compressor speed was increased to 100 % (50 Hz). In order to simplify the calculations it was assumed that the compressor capacity is 100 % only when the tank is empty (filled with cold water) i.e. the gas cooler water temperature signal was ignored.

It was assumed little or no mixing between hot and cold water so that a layer separating the hot and cold water in the tank was formed. This layer would move up and down as hot water was drawn out or accumulated respectively. Based on the temperature level in the storage tank, the tap water demand and the heat pump capacity, electricity- and district heating demand could be calculated.

To compare the different storage tank volumes the profitability index (PI) was calculated:

$$PI = \frac{\text{Present value of future cash flows}}{\text{Initial investment}} \quad (1)$$

The profitability index is the ratio of payoff to investment of a project. The PI allows you to compare the profitability of investments with different investments costs. The investment with the highest PI is the most profitable.

3.2 Gas cooler performance

To evaluate the gas cooler performance at different gas cooler pressures and compressor frequencies, the heat balance for the gas cooler was calculated. Heat absorbed in the tap water/heat emitted from the cold water (\dot{Q}_{fluid}) was set equal to transmitted heat in the gas cooler (\dot{Q}_{trans}).

The gas cooler model was divided into 15 equal parts, and the heat transfer, U-value and temperature was calculated for each part (Fig. 4). The U-value was calculated through the method described by (Holger 1995).

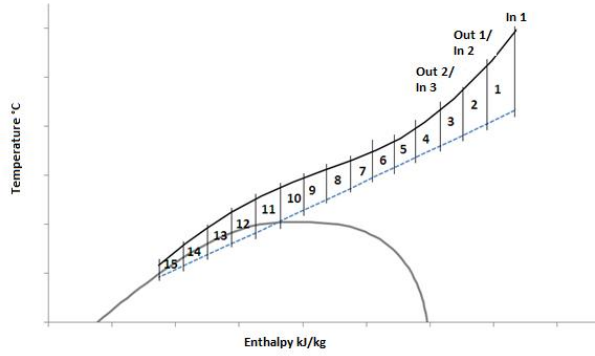


Fig. 4 Gas cooler divided into 15 parts

The calculations were based on compressor inlet suction gas pressure and temperature of 32.5 bars and 5 °C. Temperature of CO₂ on the gas cooler inlet was calculated by using a refrigerant routine library (RnLib) for physical data and the parameters enthalpy at gas cooler inlet and gas cooler pressure. Isentropic efficiency for compressor CD4000H installed at Tine was calculated by the following formula provided by Dorin.

$$\eta_{is} = (-0.066 \cdot \pi^2) + (0.0584 \cdot \pi) + 0.5712 \quad (2)$$

The value is valid for 50 Hz, and was assumed to be valid for 60 Hz. At 30 Hz, the efficiency was expected to drop by approximately 5 %.

Temperature out from each part of the gas cooler was the parameter the heat balance was balanced by. Enthalpy in and out of each part was calculated by RnLib based on the calculated temperature and the selected pressure.

\dot{Q}_{fluid} was calculated by:

$$\dot{Q}_{fluid} = (h_{inn} - h_{ut}) \cdot \dot{m}_{CO_2} \quad (3)$$

Mass flow of CO₂ varied with varying compressor frequency. The displacement volume of the compressor at 50 Hz was 26.57 m³/h and the mass flow at frequency f could be calculated by:

$$\dot{m}_{CO_2,f} = \frac{26,57m^3/h \cdot \lambda}{v_1} \cdot \frac{f}{50 \text{ Hz}} \quad (4)$$

The volumetric efficiency was calculated by the following formula provided by Dorin.

$$\lambda = (-0,066 \cdot \pi) + 1,021 \quad (5)$$

The same assumptions were made for the volumetric efficiency's validity as for the isentropic efficiency.

Incoming water temperature at the cold side of the gas cooler was held constant at 7 °C. Enthalpy of water out of each part of the gas cooler was calculated by:

$$h_{ut} = h_{inn} + \frac{\dot{Q}_{fluid}}{\dot{m}_{vann}} \quad (6)$$

The temperature of water at each point in the gas cooler was calculated by RnLib and the water enthalpies.

The heat exchange between CO₂ and water in the gas cooler was calculated by:

$$\dot{Q}_{trans} = U_{tot} \cdot A \cdot \Delta T \quad (7)$$

As previously mentioned the U-value was calculated by the method in (Holger 1995). The calculations are based on the parameters presented in Table 2.

Table 2 Parameters for calculation of U-value

Parameter	Value/formula
CO ₂ pressure	95 – 115 bar
Water pressure	1.5 bar
Mass flux	$= \dot{m}_{CO_2,f} / CSA_{tot}$
Hydraulic diameter	$= (4 \cdot CSA) / P$
Surface enhancement factor	1.1
Chevron angle	52.5 °C
Temperature of CO ₂ / water	Average temperature in and out of section
Wall temperature	Average temperature of CO ₂ and water in section

The total U-value U_{tot} was calculated by:

$$U_{tot} = \frac{1}{\frac{1}{U_{CO_2}} + \frac{1}{U_{water}}} \quad (8)$$

The coefficient of performance (COP) was calculated for each gas cooler pressure at compressor motor frequencies of 30, 50 and 60 Hz:

$$COP = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_2)} \cdot \eta_{fr.c.} \quad (9)$$

The suction gas enthalpy was held constant, and enthalpy at the gas cooler outlet (h_3) was calculated by the heat balance of the gas cooler. Enthalpy at gas cooler inlet (h_2) was calculated using formula 10.

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{is}} \quad (10)$$

4. RESULTS

4.1 Storage tank volume

Table 3 shows the results from the calculations of the current storage tank volume. The gas cooler performance is the difference between the total energy demand at Tine and the calculated district heating consumption.

Table 3 Current storage tank

Electricity consumption	283,656 kWh
Gas cooler performance	808,858 kWh (57.3 %)
District heating consumption	602,865 kWh (42.7 %)
Total energy demand	1,411,723 kWh

Fig. 5 shows the results from the calculations of different storage tank volumes.

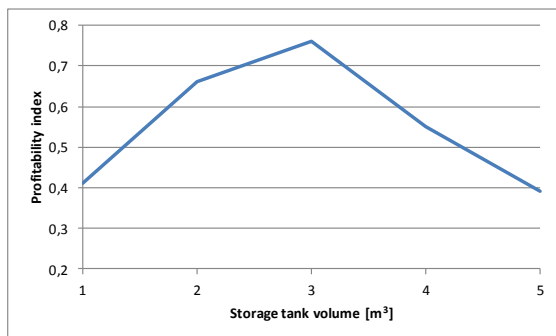


Fig. 5 Comparison storage tank volumes

Table 4 shows the results from the calculations on a storage tank with a volume of 3000 liters.

Table 4 Calculated data for a 3000 liter storage tank volume

Electricity consumption	293,261 kWh
Gas cooler performance	846,049 kWh (59.9%)
District heating consumption	565,674 kWh (40.1%)
Total energy demand	858,935 kWh
Savings	13,798 NOK/year
Investment cost	44,600 NOK
Net present value	34,116 NOK
Profitability index	0.76
Payback time	4.3 years

4.2 Gas cooler performance

Fig. 6 and Fig. 7 show the results from calculations with different gas cooler pressures and frequencies.

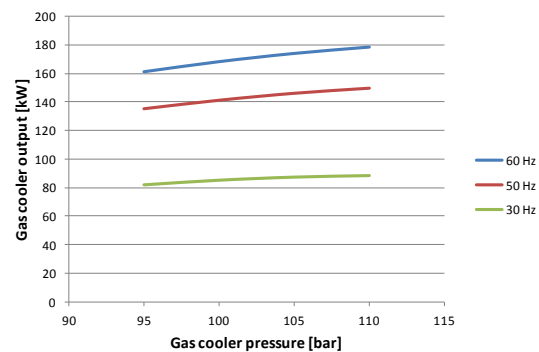


Fig. 6 Gas cooler output at varied pressure and frequency

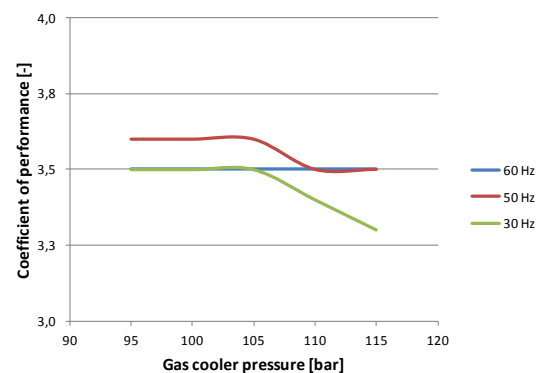


Fig. 7 COP at varied pressure and frequency

Fig. 8 illustrates log p-h diagram for the process at 95 and 115 bars and 60 Hz, and how the outlet CO₂ temperature varied at different gas cooler pressure.

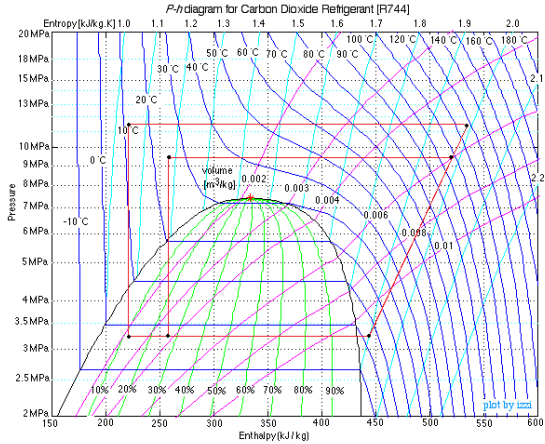


Fig. 8 Log p-h diagram at 95 and 115 bars and 60 Hz

Table 5 shows tap water temperature out of the gas cooler at varying gas cooler pressure and frequency.

Table 5 Tap water temperature

	60 Hz	50 Hz	30 Hz
115 bar	83,4 °C	83,8 °C	81,8 °C
110 bar	82,1 °C	82,6 °C	81,5 °C
105 bar	80,3 °C	80,7 °C	80,6 °C
100 bar	77,8 °C	78,2 °C	78,6 °C
95 bar	74,7 °C	75,1 °C	75,8 °C

5. DISCUSSION AND CONCLUSION

5.1 Storage tank volume

As shown in Fig. 5, the optimum storage tank volume based on the calculation of the profitability index was 3000 liters. Compared to the values in Table 3, the energy demand was reduced by 27,586 kWh (1.9 %).

Annual savings with a 3,000 liter storage tank is made is 14,000 NOK, and the payback period is 4.3 years.

The calculations were based on COP = 2.9 for all storage tank volumes. As previously mentioned, the heat pump’s total COP with the current storage tank volume was 2.0 due to discontinuous operation of the heat

pump. It was assumed that the heat pump would achieve its design COP when more continuous operation is obtained. The annual savings will be larger than 14,000 NOK since the basis of comparison was not optimal.

5.2 Gas cooler performance

According to the calculations, the optimum gas cooler pressure for the heat pump at Tine is 105 bars with a gas cooler output of 146 kW and 88 kW for 50 and 30 Hz respectively.

The coefficient of performance was calculated to 3.6 at 50 Hz and 3.5 at 30 Hz. At 60 Hz the COP was calculated to 3.5 at all gas cooler pressures.

When calculating and comparing the COP of a heat pump at different gas cooler pressures it is normal to keep the temperature of CO₂ at the outlet of the gas cooler at a constant value. The expected result is a curve that clearly shows an optimum gas cooler pressure, with lower COP for gas cooler pressure higher and lower than the optimum pressure. This is due to the fact that the compressor power increases more than the gas cooler performance at higher pressure levels.

The results presented in Fig. 7 were calculated based on varied temperature of CO₂ at the gas cooler outlet, calculated by the gas cooler heat balance. For low gas cooler pressure a pinch-point occurred in the gas cooler, leading to higher temperature of CO₂ at the gas cooler outlet. This is shown in Fig. 8 and explains the odd shape of the curves in Fig. 7. At 60 Hz the calculated COP is approximately equal at gas cooler pressure 95 to 115 bars.

The COP was calculated based on continuous operation of the heat pump. If the storage tank volume is changed to the optimum tank volume of 3000 liters, the COP will in all likelihood approach the values presented in Fig. 7. At optimum gas cooler pressure and 50 Hz, the COP will change from 2.0 to 3.6.

Measurements and calculations done during the preliminary thesis showed that the overall COP of the heat pump was only 2.0, 33 % less than the design value. If the storage tank volume is left unchanged, the COP will drop to a lower level than the calculated values for different gas cooler pressure and frequency.

ACKNOWLEDGEMENT

Thanks are due to Håvard Rekstad and Sigmund Jenssen for assistance with the experiments, and to Trygve M. Eikevik for valuable discussion.

LITERATURE CITED

Anstett, Patrice (2006). "Measurement of the performance of an air/water heat pump using CO₂ or R744 for the production of hot water for use in a hospital." The latest developements in the use of CO₂ as refrigerant. www.heatpumpcentre.org, IEA Heat Pump Center. Page 35 - 38.

Brix, Wiebeke; Christensen, Stefan W.; Markussen, Michael M.; Reinholdt, Lars; Elmegaard, Brian (2012). "Ammonia and Carbon Dioxide heat pumps for heat recovery in industry." 10th annual Lorentzen Conference on Natural Refrigerants (Paper No. 196).

Hafner, Armin; Nekså, Petter; Obrist, Frank; Rekstad, Håvard (2012). "High efficient 100 kW_{el} R744 compressor." 10th IRR Gustav Lorentzen Conferece on Natural Refrigerants (Paper No. 178)

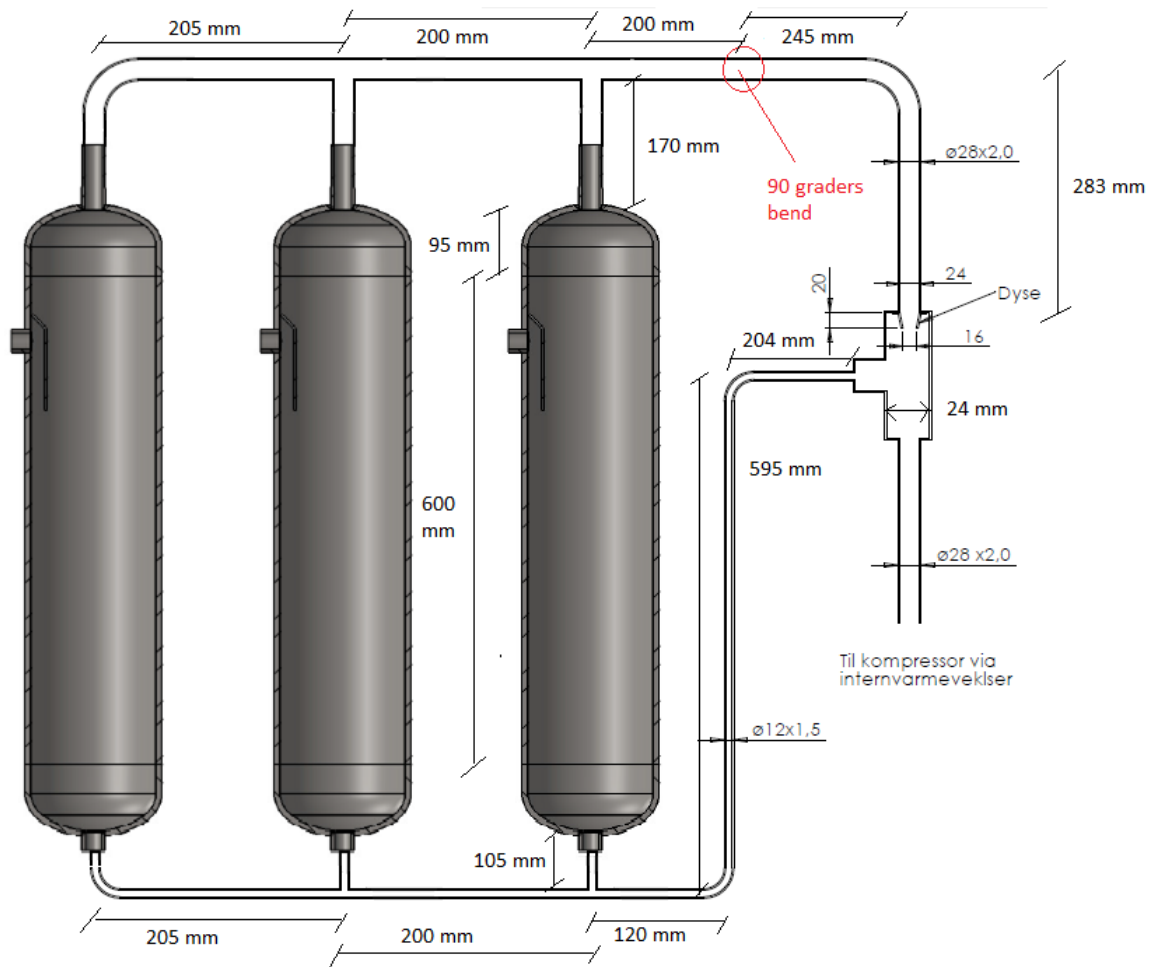
Holger, Martin (1995). "A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers." Elsevier Science. Chemical Engineering and Processing. 35 (1996) 301-310.

Oberländer, S. (2012). "Thermea installing Switzerland's largest CO₂ heat pump system." from <http://www.r744.com/news/viewprintable/3075>.

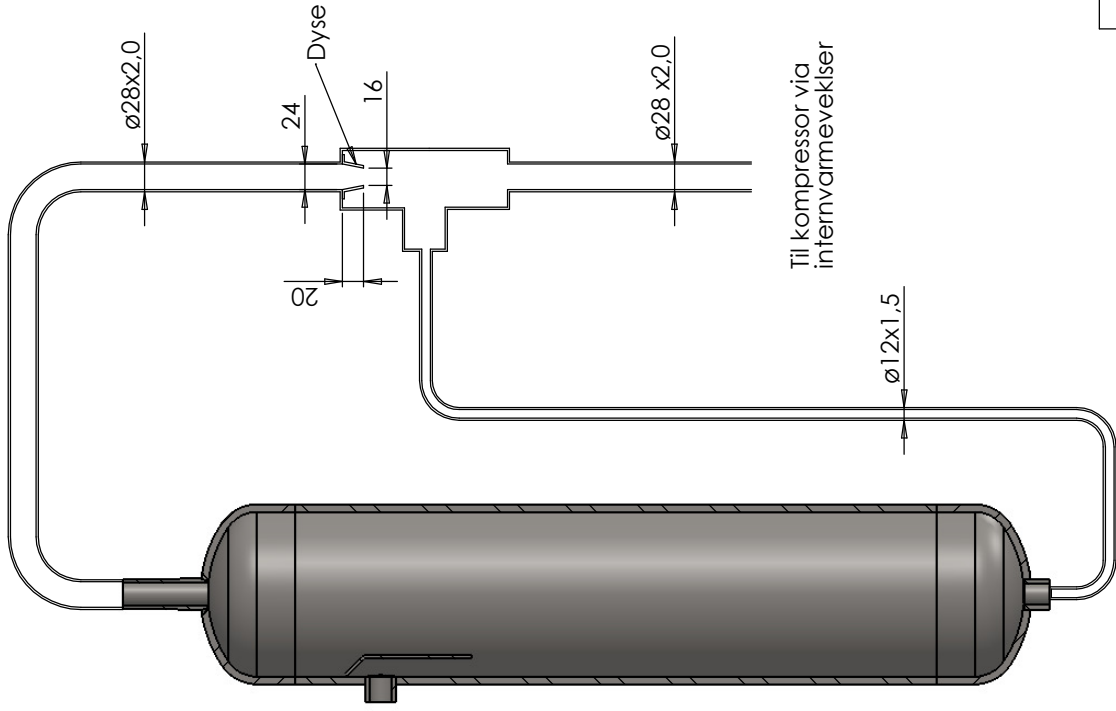
Rekstad, Håvard; Hafner, Armin; Jenssen, Sigmund (2012). "Energy efficient dairy shed milk cooler and water heater using carbon dioxide as refrigerant." 12th IRR Gustav Lorentzen Conferece on Natural Refrigerants (Paper No. 212)

Yoneda, Hirokazu; Ono, Motobumi (Mike); Tamura, Takashi (Tom) (2010). "100 kW CO₂ water heat source heat pump developement and study for the global food processing industries." 9th IRR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants. (Paper No. 136)

Vedlegg 2- Mål væskeutskillere

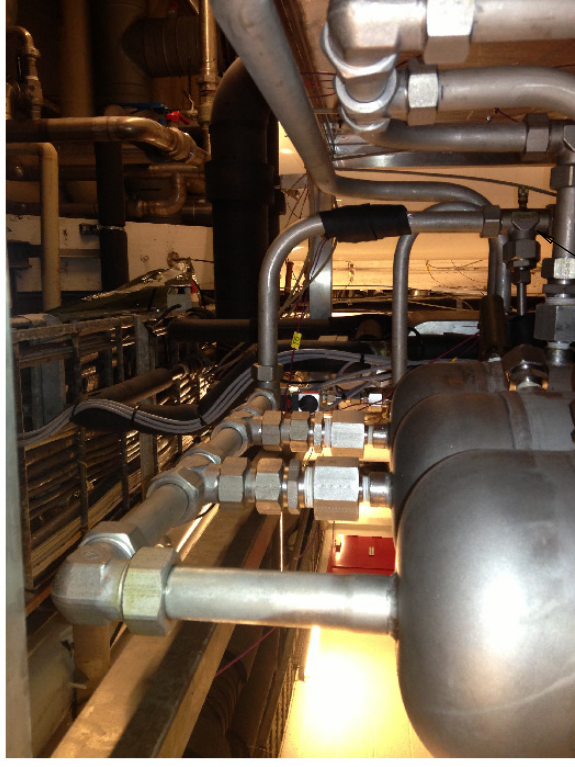


Sugerør fra
væskebeholder



Olje/CO2
fra væskebeholder

SECTION AD-AD



Oljeretur



Rev.:	Date:	Drawn By:	Checked By:	Appr. By:	Description:
Unless otherwise specified all dimensions in mm.	General Tolerances: NS-ISO 2768-1 M	Quantity:			www.Cadilo-as.com
Designed by: ML	Approved by: "SW-Mas@tes"	Weight : (kg)	Scale : 1:5		PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL THIS DRAWING IS THE PROPERTY OF Cadilo AS AND SHALL NEITHER BE COPIED NOR PRESENTED TO NON- AUTHORIZED PERSONS WITHOUT THE WRITTEN CONSENT OF Cadilo AS .
Project status:	Date: 11.03.2013	Project no: P02			Fossegrenda 16E 7038 Trondheim Norway post@cadilo-as.com
Comment:	03,02-01 Væsketank 13 liter		Document number:	03,02-01	
	Oljeretur				
	X				Material: AISI 304
File location and filename: 03,02-01 Væsketank 13 liter					
ELECTRICAL ORIGINAL. USER IS RESPONSIBLE FOR VERIFICATION OF CORRECT REVISION STATUS ON DOCUMENT COPY TO ENACHING ISO 8015.					

Velegg 3- Oppsett beregning av gasskjølerytelse

CO ₂			
	T _{ut}	h _{inn} (h ₃)	h _{ut}
A	B	C	D
1 =r_tgas_hp("R744";D1;pGK)	Tallverdi	=h ₂ +((h _{3,is} -h ₂)/η _{is})*	=r_hgas_tp("R744";B1;pGK)
2 =B1	Tallverdi	=D1	=r_hgas_tp("R744";B2;pGK)
3 =B2	Tallverdi	=D2	=r_hgas_tp("R744";B3;pGK)
4 =B2	Tallverdi	=D3	=r_hgas_tp("R744";B4;pGK)

*h₂: isentropisk entalpi inn på gasskjøler. Beregnet ut i fra sugegasstrykk på 32,5 bar og sugegasstemperatur på 5 °C

H ₂ O			
	T _{ut}	h _{inn}	h _{ut}
E	F	G	H
1 =F2	=r_tsatliq_h("R718";H1)	=H2	=G1+(I1/ṁ _{vann})
2 =F3	=r_tsatliq_h("R718";H2)	=H3	=G2+(I2/ṁ _{vann})
3 =F4	=r_tsatliq_h("R718";H3)	=H4	=G3+(I3/ṁ _{vann})
4 =T _{NV}	=r_tsatliq_h("R718";H4)	=r_hsatliq_t("R718";E4)	=G4+(I4/ṁ _{vann})
			I
			Q _{fluid}
			=(C1-D1)*ṁ _{CO2}
			=(C2-D2)*ṁ _{CO2}
			=(C3-D3)*ṁ _{CO2}
			=(C4-D4)*ṁ _{CO2}

Transmisjon			
A*	ΔT	Q_{konv}	Diff
M	N	O	P
1 =Varmeoverføringsareal/4	$=((A1+B1)/2)-((E1+F1)/2)$	$=1/(((1/L1)+(1/K1))) * M1 * N1$	=I1-O1
2 =Varmeoverføringsareal/4	$=((A2+B2)/2)-((E2+F2)/2)$	$=1/(((1/L2)+(1/K2))) * M2 * N2$	=I2-O2
3 =Varmeoverføringsareal/4	$=((A3+B3)/2)-((E3+F3)/2)$	$=1/(((1/L3)+(1/K3))) * M3 * N3$	=I3-O3
4 =Varmeoverføringsareal/4	$=((A4+B4)/2)-((E4+F4)/2)$	$=1/(((1/L4)+(1/K4))) * M4 * N4$	=I4-O4
*Varmeoverføringsareal dividert på 15 i oppgavens beregninger			=SUMSQ(P1:P4)

Transmisjon	
T_w	U_{CO2}
J	L
1 $=htc_Martin_Plate("R718");\dot{M}_{vann};(E1+F1)/2;p_{vann};d_h;T_w;\Phi;\beta$	Tilsvarende som celle K1, men for CO ₂
2 $=htc_Martin_Plate("R718");\dot{M}_{vann};(E2+F2)/2;p_{vann};d_h;T_w;\Phi;\beta$	Tilsvarende som celle K2, men for CO ₂
3 $=htc_Martin_Plate("R718");\dot{M}_{vann};(E3+F3)/2;p_{vann};d_h;T_w;\Phi;\beta$	Tilsvarende som celle K3, men for CO ₂
4 $=htc_Martin_Plate("R718");\dot{M}_{vann};(E4+F4)/2;p_{vann};d_h;T_w;\Phi;\beta$	Tilsvarende som celle K4, men for CO ₂

Vedlegg 4- Gasskjølerdata

<https://mail-attachment.googleusercontent.com/attachment?ui=2&i...>

KAORI Heat Treatment Co., Ltd.
 2 Chi-Lin N. Road, Chung-Li Industrial Park Chung-Li City, TAIWAN 320
 Tel: 886-3-4626958 Fax: 886-3-4628021
 PLATE HEAT EXCHANGER DATA SHEET

Customer name : Maskin
 Project name :
 Date : 2012/2/10

Heat transfer device : GasCooler PHE Code : C202P4*144
 No. of plates : 144 Series * Parallel: 1*1
 Length : 613.0 mm Height : 323.6 mm
 Width : 186.0 mm Weight : 103.98 kg

	Side 1	Side 2	Unit
Fluid name	R744(120bar)	Water	
Mass Flow rate	0.662	0.639 *	kg/s <i>2.3 m³/h. 1/200 kcal.</i>
Inlet temp.	125.00	10.00	C
Exit temp.	11.00	85.00	C
Pressure drop	104.4	49.2	kPa
Allowable press. drop	100.000	50.000	kPa
Fouling Resistance	0	0	m ² ,C / W
No. of channel	71	72	

Reference temp.	68.0	47.5	C
Density	469.2	987.814	kg/m ³
Specific heat capacity	2.650	4.174	kJ/kg,C
Thermal conductivity	0.039	0.639	W/m,C
Viscosity	0.044	0.571	cP

Log mean temp. diff.	10.57	C
Heat transfer area	13.49	m ²
Heat load	200.0	kW

Plate material	316
Solder	Copper
Testing Press.	200 bar (min.)
Working Press.	140 bar (max.)
Flow arrangement	Countercurrent

A1	Inch	Connection Type	B1	Inch	Connection Type
A2			B2		
C1			D1		
C2			D2		

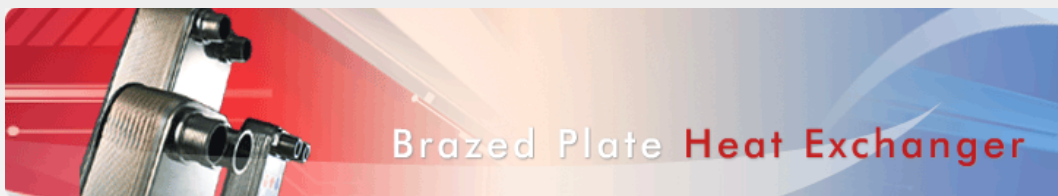
S02-702-03

Best. etter dette!

Gasskjøler



- ▶ Brazed Plate Heat Exchanger Profile
- ▶ Model Line-UP
- ▶ Brazed Plate Heat Exchanger Products Type
- ▶ Application
- ▶ Installation Guide
- ▶ Scale Master
- ▶ Q & A
- ▶ Contact & Download



Brazed Plate Heat Exchanger

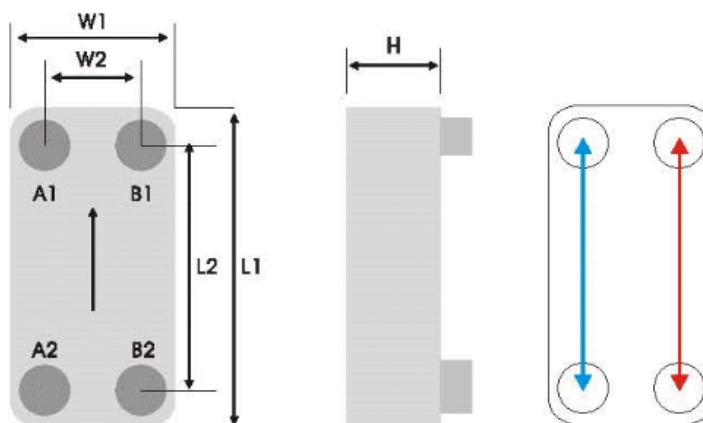
C Series- Super High Pressure Brazed Plate Heat Exchanger



C series is specially designed for the evaporator, condenser, economizer and oil cooler in R744 (CO₂) heat pump and refrigeration system. Different designs with max. working pressure 70 bar, 100 bar and 140 bar are available for various duties and performance specifications. Compact size, outstanding heat transfer performance and low pressure are the three key features. The quality and the durability of C series is proved by thorough inspection, achieving the burst test pressure up to 650 bar and cycle test over 100,000 cycles.

Brazing Material	Copper		
Model	C040	C041	C042
	C095	C096	C097
	C200	C201	C202
	(A1, A2 / B1, B2)		
Max. Working Pressure (bar)	70/30*	100/30*	140/30*
Min. Test Pressure (bar)	100/43*	143/43*	200/43*
Max. Working Temperature (°C)	150 °C		

* For higher working pressure request on B1/B2, please contact KAORI representative.



Model	L1 (mm)	L2 (mm)	W1 (mm)	W2 (mm)	H Thickness (mm)	Weight (kg)	Heat Transfer Area/plate (m ²)	Total Heat Transfer Area (m ²)	Volume/Channel (liter)	Total Volume (liter)
C040	314	275	76	40	13.0+2.00*N	1.27+0.121*N	0.0193	(N-2)*0.0193	0.030	(N-1)*0.030
C095	524	466	108	50	13.2+2.16*N	6.40+0.337*N	0.0480	(N-2)*0.0480	0.071	(N-1)*0.071

C200	616	519	189	92	14.0+2.15*N	13.00+0.578*N	0.0950	(N-2)*0.0950	0.156	(N-1)*0.156
------	-----	-----	-----	----	-------------	---------------	--------	--------------	-------	-------------

Model	L1 (mm)	L2 (mm)	W1 (mm)	W2 (mm)	H Thickness (mm)	Weight (kg)	Heat Transfer Area/plate (m ²)	Total Heat Transfer Area (m ²)	Volume/Channel (liter)	Total Volume (liter)
C041	314	275	76	40	13.0+2.00*N	1.30+0.121*N	0.0193	(N-2)*0.0193	0.030	(N-1)*0.030
C096	524	466	108	50	13.2+2.16*N	6.56+0.337*N	0.0480	(N-2)*0.0480	0.071	(N-1)*0.071
C201	616	519	189	92	14.0+2.15*N	12.60+0.609*N	0.0950	(N-2)*0.0950	0.156	(N-1)*0.156

Model	L1 (mm)	L2 (mm)	W1 (mm)	W2 (mm)	H Thickness (mm)	Weight (kg)	Heat Transfer Area/plate (m ²)	Total Heat Transfer Area (m ²)	Volume/Channel (liter)	Total Volume (liter)
C042	314	275	76	40	13.0+2.00*N	1.27+0.127*N	0.0193	(N-2)*0.0193	0.030	(N-1)*0.030
C097	524	466	108	50	13.2+2.16*N	6.40+0.356*N	0.0480	(N-2)*0.0480	0.071	(N-1)*0.071
C202	616	519	189	92	14.0+2.15*N	12.40+0.636*N	0.0950	(N-2)*0.0950	0.156	(N-1)*0.156

N: number of plates

Model Selection Chart

R744 vs. Water Gas Cooler

RT	kW	BTU/H	C040/C041/C042	C095/C096/C097	C200/C201/C202
1.0	3.52	12000	C040x24(4 Pass)		
1.5	5.27	18000	C040x32(4 Pass)		
2.0	7.03	24000	C040x40(4 Pass)	C095x24(4 Pass)	
3.0	10.55	36000		C095x24(4 Pass)	
4.0	14.06	48000		C095x32(4 Pass)	
5.0	17.58	60000		C095x40(4 Pass)	C200x24(3 Pass)
7.5	26.37	90000		C095x48(4 Pass)	C200x30(3 Pass)
10.0	35.16	120000		C095x64(4 Pass)	C200x36(3 Pass)
12.5	43.95	150000		C095x72(4 Pass)	C200x48(3 Pass)
15.0	52.74	180000		C095x88(4 Pass)	C200x54(3 Pass)
20.0	70.32	240000			C200x66(3 Pass)
25.0	87.90	300000			C200x84(3 Pass)
30.0	105.48	360000			C200x102(3 Pass)
35.0	123.06	420000			C200x114(3 Pass)
40.0	140.64	480000			C200x132(3 Pass)

* The above information is for reference only; the data will be different under various working conditions and specifications.

Online Service	 Customer Service	 Customer Service
----------------	------------------------------------------------------------------------------------------------------	--------------------------------------------------------------------------------------------------------

TOP

Vedlegg 5- Datablad olje

Shrieve Product Information Sheet



ZEROL RFL-EP Series

High performance novel polyalkylene glycol lubricants for CO₂ based air conditioning/refrigeration systems

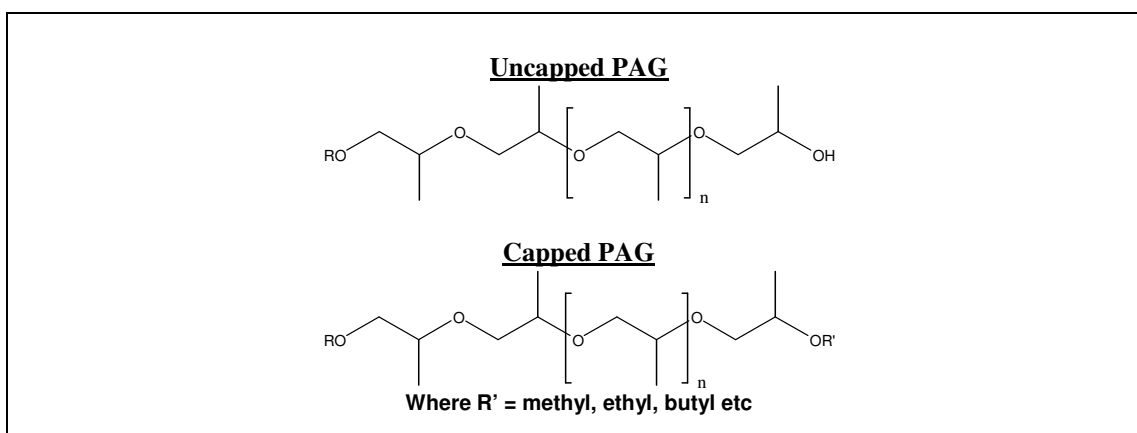
Capped PAG technology

Performance advantages are associated with the use of Shrieve ZEROL RFL-EP grades as synthetic lubricants for CO₂ refrigeration. A typical polyalkylene glycol generally consists of polymer chains with a terminating hydroxyl group at one end which is chemically active, whereas a 'capped' PAG has chemically inactive groups at both ends of the molecule. ZEROL RFL-EP lubricants, based on 'capped PAG' technology, provide efficient lubrication for compression type refrigeration units, improved lubricating properties for CO₂ systems are achieved as a result of the capping technology. High process efficiency typically results in ~95% capping for the RFL range.

Performance advantages characterising the ZEROL RFL-EP range include:

- ◆ Miscibility with CO₂ over a wide range of lubricant concentration and temperature
- ◆ Reduced hygroscopicity compared with water absorbing tendency of uncapped PAGs
- ◆ High chemical, thermal and hydrolytic stability
- ◆ Excellent lubricity.

Structural effect of capping on a typical α -alkyl- Ω -hydroxy-polyoxypropylene polymer

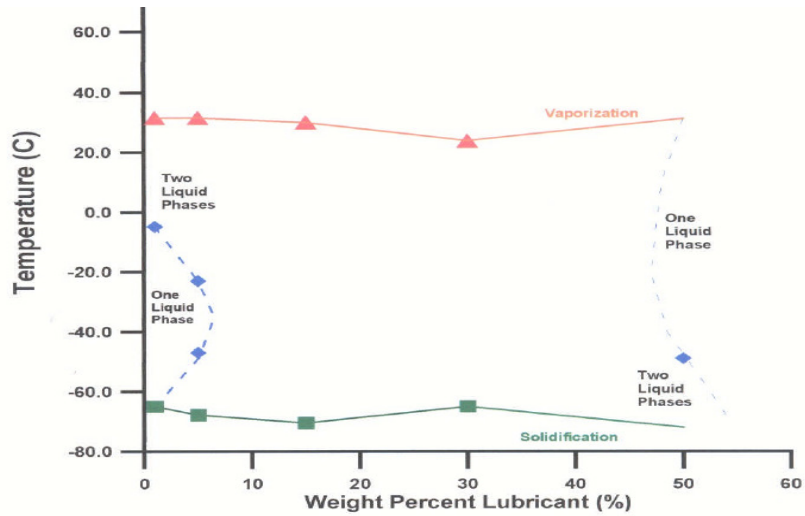


ZEROL RFL-EP range typical properties

		Method	Shrieve ZEROL		
			RFL 46-EP	RFL 68-EP	RFL 100-EP
Typical physical properties	Viscosity 40°C (cSt)	ASTM D445	46	68	100
	Viscosity 100°C (cSt)	ASTM D445	10.7	15.7	20.0
	Viscosity Index	-	213	213	216
	Density (gcm ⁻³ at 20 °C)	ASTM D1298	0.998	0.998	0.999
	Pour point (°C)	ASTM D97	-49	-46	-43
	Flash point COC (°C)	ASTM D92	>200	>200	>200
	Colour (Gardner)	ASTM D1544	<1	<1	<1
	Water Content (%mass)	ASTM E284	<0.05	<0.05	<0.05
	TAN (mgKOH/g)	ASTM D974	<0.10	<0.10	<0.10
	4-Ball wear scar -40kg/1hr (mm)	ASTM D4172	0.53	0.52	0.58
	Cu corrosion test	ASTM D130	1a	1a	1a
	Steam turbine corrosion test	ASTM D665(a)	Pass	Pass	Pass

Typical properties given do not constitute a supply specification

Miscibility of ZEROL RFL 46-EP with CO₂:



Miscibility data recorded for the ZEROL RFL-EP series with CO₂ indicates a very similar miscibility profile across the viscosity range ISO 46 – ISO 150.

For further information and regional availability of our complete ZEROL range of lubricants, including Health and Safety data, please contact us at any of the following international locations:



The Americas	Europe, Middle East & Africa	Asia Pacific
Shrieve Chemical Products Inc., 1755 Woodstead Court The Woodlands Texas 77380-1448 United States of America Tel: Toll free within US: (800) 367 4226 Tel: +1 281 367 4226 Fax: +1 281 292 0641 www.shrieve.com	Shrieve Products International Ltd Suite 21, 70 Churchill Square Kings Hill West Malling Kent, ME19 4YU United Kingdom Tel: +44 1732 520600 Fax: +44 1732 520601 www.shrieve.co.uk	Shrieve Chemical (Shanghai) Ltd Room 3301 Junling Plaza 500 North Chengdu Road Shanghai 200003 Peoples Republic of China Tel: +86 21 63598215/6/7 Fax: +86 21 63524607 www.shrieve.com

The information/data in this Information Sheet are believed to be accurate and are presented in good faith. However, Shrieve Products International Limited makes no representations or warranties with respect thereto as the conditions of use vary and are beyond our control. Shrieve Products International Limited shall not be liable for its content or any damages resulting from its use.

ZEROL® is a trade mark owned and used by the Shrieve Group of companies.

Issued by: Shrieve Products International Limited © 2009 Shrieve Products International Limited

Vedlegg 6- Oversikt over risikofylt aktivitet og risikoanalyse

NTNU		Risikovurdering	
			
HMS/IKS		utarbeidet av	Nummer
		HMS-avd.	HMSRV/2603
		godkjent av	side
		Rektor	1 av 2
		Dato	04.02.2011
		Erstatter	9.2.2010


Dato: 05.02.13

Enhet: EPT
 Linjeleder: Trygve Hagne Eikevik
 Deltakere ved risikovurderingen (m/ funksjon): Halvare Rostaal Berntsen
 - master student

ID nr	Aktivitet fra kartleggings-skjemaet	Mulig uønsket hendelse/ belastning	Vurdering av sannsynlighet	Vurdering av konsekvens:				Risiko-verdi	Kommentarer/status Forslag til tiltak
				Menneske (A-E)	Ytre miljø (A-E)	Øk/ materiell (A-E)	Om-dømme (A-E)		
1	Høllinger på CO ₂ -anlegg	Lekkasje av CO ₂	2	B				B2	Bruk av vernebriller
2	Høllinger på CO ₂ -anlegg	Betøring av varme flater	2	A				A2	Om nødvendig bruke hansker. Arbeide med anlegget i luke gaff.
3	Opphold i nærheten av NH ₃ -anlegg	Lekkasje av NH ₃	2	A				A2	Orienter seg om Tines sikkerhetsrutiner
4	Brann	Brann på Tine	2	B				B2	Følge treningsinstruksjer.

- Sannsynlighet**
1. Svært liten
 2. Liten
 3. Middels
 4. Stor
 5. Svært stor
- Konsekvens**
- A. Svært liten
 - B. Liten
 - C. Moderat
 - D. Alvorlig
 - E. Svært alvorlig

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

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

Enhet: EPT





Dato: 05.02.13

Deltakere ved kartleggingen (m/ funksjon): Trygve Magne Eikevik

Maren Rustad Berntsen

Kort beskrivelse av hovedaktivitet/hovedprosess:

Mastestoppene og CO₂-varmepumpe på Tine Heieriet Tunga

ID nr.	Aktivitet/prosess	Ansvarlig	Eksisterende dokumentasjon	Eksisterende sikringstiltak	Lov, forskrift o.l.	Kommentar
1	Måling av CO ₂ anlegg			Vernebriller		
2	"			Hansker		
3	Opphold i nærheten av NH ₃ -anlegg			Tines sikkerhetsfotting		
4	Brann			" "		