

Utvikling av CO₂ RSW-anlegg ombord på fiskebåt

Astrid Falch Gilberg

Master i produktutvikling og produksjon
Oppgaven levert: Juli 2011
Hovedveileder: Trygve Magne Eikevik, EPT



Norges teknisk-
naturvitenskapelige universitet

Institutt for energi- og prosesssteknikk

EPT-M-2011-09

MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Astrid Falch Gilberg

Våren 2011

Utvikling av CO₂ RSW-anlegg ombord på fiskebåt

Development of a CO₂ RSW system onboard a fishing vessel

Bakgrunn

Norge er en av verdens største nasjoner når det gjelder eksport av sjømat. Sjømat er, etter olje, den nest største eksportvaren i Norge. For å ivareta fangsten er kjøling en av de mest kritiske faktorer ombord på fiskebåt, samt at det bidrar betydelig til energiforbruket ombord. Miljøbelastningen, prisen eller sikkerheten for dagens kjølemedier gjør at man ønsker å se på alternative kjølemedier i kuldeanlegget ombord på fiskebåter. CO₂ er et miljøvennlig alternativ, den er ikke brennbar og heller ikke giftig. I tillegg, har CO₂ teknologi ett potensial for økt effektivitet (mulighet for energi gjenvinning) og redusert areal bruk.

NTNU har sammen med SINTEF utviklet en CO₂ basert teknologi som er testet i laboratorium. Det er også utviklet en transient modell av riggen i programmeringsspråket Modelica. Per i dag er modellen veldig grov og det er ønskelig å oppgradere den til å benytte geometri baserte modeller for komponenter slik at off-design forhold kan undersøkes. I tillegg er NTNU/SINTEF involvert i bygging av en pilot industri anlegg plassert på båt.

Mål

Målet med Masteroppgaven er å undersøke dynamisk drift av et RSW anlegg for å optimere kapasitet og redusere energibruk.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

Kandidaten skal i denne oppgaven arbeide med transient (dynamisk) modellering og simulering av et RSW (refrigerated sea water) anlegg.

1. Litteraturstudie for RSW anlegg
2. Oppgradere dagens Modelica modell med geometri basert modell for varmeveksler
3. Sammenlikne simuleringsresultater med stasjonære simuleringer utført i Csim.
4. Gjennomføre målinger på laboratorieanlegg for RSW og sammenligne disse data med resultater fra modellen
5. Foreslå en kontrollstrategi for minimal energibruk, gitt en maksimal nedkjølingstid
6. Sammenlikne simuleringer og test data mot standard ammoniakk anlegg
7. Utarbeide "Draft paper" innen RSW
8. Utarbeide forslag til videreføring

Opggaven er knyttet opp til pågående prosjekt CREATIV i NTNU og SINTEF.

” - ”

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/veileder. 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 prosessteknikk.

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

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

Til Instituttet innleveres to - 2 komplette kopier av besvarelsen. Ytterligere kopier til eventuelle medveiledere/oppgavegivere skal avtales med, og eventuelt leveres direkte til de respektive. Til instituttet innleveres også en komplett kopi (inkl. konsentrerte sammendrag), samt alle relevante dokumenter og data som er brukt i oppgaven på en CD-ROM.

NTNU, Institutt for energi- og prosessteknikk, 14. januar 2011



Prof. Olav Bolland
Instituttleder



Prof. Trygve M. Eikevik
Faglig ansvarlig/veileder

e-mail: trygve.m.eikevik@ntnu.no

Medveileder(e)

PhD Yves Ladam, SINTEF, yves.ladam@sintef.no

PhD Trond Andresen, trond.andresen@sintef.no

Avgrensning av masteroppgaven

”Gjennomføre målinger på laboratorieanlegg for RSW og sammenligne disse data med resultater fra modellen”, slik punkt 4 beskriver, var i denne oppgaven først og fremst ment for å få konkret erfaring med å kjøre et reelt anlegg. Målinger på laboratorieanlegg ble sett på som en liten del av hovedoppgaven. De forsøk som er gjort i laboratoriet, er noe begrenset, også fordi det tok lengre tid enn antatt å sette i stand riggen og utarbeide HMS-rapport. Det ble ikke laget en modell av testriggen i Dymola for å sammenligne resultatene da dette ble sett på som lite relevant. I stedet ble det gjort en kortfattet sammenligning av laboratorieeksperimentene mot ett av de tidligere simulerte systemene for å påpeke lignende trender med hensyn til en kontrollstrategi for minimal energibruk.

Deloppgave 6 ”Sammenlikne simuleringer og testdata mot standard ammoniakk anlegg ” ble i hovedoppgaven noe begrenset da det er lite data å oppdrive for anlegg som allerede drives ombord på båt. Det var ønskelig å finne data ved varierende driftsforhold for standard RSW-anlegg. PAM Refrigeration, Sweco og Teknotherm ble kontaktet for å forsøke å innhente data. Opplysningene var begrenset til kun kompressorarbeid og kuldeytelse ved designpunkt for noen RSW-anlegg. Sammenligningen med standard ammoniakkanlegg ble derfor mer generell. Det ble heller fokusert på teoretisk COP og sikkerhet ved bruk av CO₂ i forhold til ammoniakk. En viss sammenligning med eksisterende anlegg ble gjort ut i fra de få data som kunne oppdrives.

Det ble dermed i dette arbeidet lagt mer vekt på hovedmålet med masteroppgaven som var ”å undersøke dynamisk drift av et RSW anlegg for å optimere kapasitet og redusere energibruk.” I denne sammenheng ble en direktekoblet høytrykksopptimalisator for transkritisk drift av CO₂-anlegg utarbeidet i Dymola.

Forord

Denne masteroppgaven presenterer mine resultater fra vårsemesteret 2011 ved Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet, Institutt for energi- og prosessteknikk. Oppgaven er gitt i samarbeid med SINTEF Energi, og den er utformet på grunnlag av aktuelle problemstillinger ved design av et RSW-anlegg basert på CO₂ for fiskeriindustrien.

Jeg ønsker å takke mine veiledere, professor Trygve Magne Eikevik ved NTNU og forskerne Yves Ladam og Trond Andresen ved SINTEF Energi. Overingeniør Håvard Rekstad ved NTNU har vært meget hjelpsom i forbindelse med laboratorieforsk. I tillegg ønsker jeg å takke studentene Håvard Lein Braa, Mia Skrataas og Lars Anders Drange for god støtte gjennom arbeidet.

Trondheim, 01.07.2011

Astrid Falch Gilberg

Sammendrag

Norge er en av verdens ledende eksportører av sjømat, og fiskeriindustrien er den nest største næringen i Norge etter olje. Kjøling av råvarene ombord i fiskebåten er en betydelig energiforbruker, og denne prosessen er kritisk for kvaliteten på produktene. På grunn av miljøbelastningen, prisen og sikkerheten til dagens kjølemedier arbeider NTNU og SINTEF Energi med å utvikle RSW-anlegg (refrigerated sea water) basert på CO₂. Målet med denne masteroppgaven er å undersøke dynamisk drift av RSW-anlegg med CO₂ for å optimalisere kapasitet og redusere energibruk.

Bruk av CO₂ som kuldemedium, kuldekonservering av fisk og alternative metoder som er benyttet for nedkjøling av fangsten ombord på fiskebåter ble først gjennomgått. Informasjon om kvotestørrelser og minstepriser på fangst ble innhentet for å få et overblikk over verdiene anlegget skal ivareta. Energibruken til kjøling ombord i båt ble estimert til under 10 % av totalverdien av båtens driftsgrunnlag.

Videre ble det sammenlignet teoretisk COP for en kuldeprosess med CO₂ og en med ammoniakk. Denne sammenligningen viste at ammoniakksystem har en bedre effektfaktor, men forholdet kan utjevnes i en reell prosess. Noen hensyn som må tas med tanke på sikkerhet og komponenter diskuteres, og her ligger hovedfokuset på CO₂-anlegget. Mindre sikkerhetstiltak ved bruk av CO₂ er gunstig fremfor ammoniakk. Videre er det gjort en kortfattet sammenligning med eksisterende RSW-anlegg, og denne viste at CO₂-anlegget har noe dårligere COP enn gjennomsnittet for disse.

Ulike faktorer som spiller inn på den dynamiske driften for et RSW-anlegg, ble deretter kartlagt. De forhold som ble betraktet som mest relevante, var variasjon av sjøvannstemperaturen og temperatursenkingen av vannet i RSW-tanken underveis i nedkjølingen. Hvordan disse faktorene påvirker anleggets effektivitet ble også diskutert. Varmetilførselen til RSW-tankene ombord på båten Båragutt ble estimert til 6 % av dimensjonerende kuldeytelse ved størst temperaturredifferanse. At prosessen kan drives gunstig i subkritisk drift ble vurdert som mest avgjørende på grunn av generelt lav sjøvannstemperatur i Norge.

Fire ulike løsninger som er utviklet av SINTEF Energi for RSW-anlegget blir drøftet i denne rapporten. Systemene ble undersøkt i simuleringsverktøyet Csim, med for-kjøling av vannet i RSW-tanken i fokus. Simuleringer ble gjort for å optimalisere kjølekretsens COP i subkritisk drift. Energi- og tidsforbruk på for-kjøling ble studert, og simuleringene viste at alle systemløsningene klarer å kjøle vannet i tanken på de 12 timer som maksimalt er disponibelt for båten. Et system med tørr fordampner og gasskjøler ga kortest nedkjølingstid og best COP i subkritisk drift. I tillegg halveres prisen på varmevekslerne i forhold til alternativ løsning.

En kontrollstrategi for minimal energibruk ble videre foreslått for subkritisk drift. Da en nedkjøling ved lave sjøvannstemperaturer tar kortere tid enn tiden som er til rådighet for nedkjøling, kan COP for systemet forbedres ved å kjøre kompressoren ved et lavere turtall og kondenseringstrykk. I samarbeid med SINTEF og NTNU ble det skrevet en artikkel om dette temaet til den internasjonale kjølekonferansen "ICR2011" i Praha. Simuleringer viste 50 %

reduksjon i kompressorarbeid. Det ble gjort forsøk i laboratoriet for å undersøke om lignende resultater fra kontrollstrategien kunne oppnås i et reelt anlegg. Resultatene viste at kompressorarbeidet reduseres ved bruk av kontrollstrategien, men at reduksjonen i energiforbruk vil variere med anleggets spesifikasjoner. Denne driftsmåten gjør at sirkulasjonspumpene må drives lengre, og hvilke energibesparelser som kan oppnås, avhenger av pumpevirkningsgrad, trykktap og muligheten for regulering av kompressorturtall og kondenseringstrykk. Det er nødvendig med et komplekst reguleringssystem for å oppnå de største energibesparelser.

Det er tidligere utviklet en grov modell av et RSW-anlegg i simuleringverktøyet Dymola. Systemet i Dymola manglet en rørkjelvarmeveksler, og dette ble implementert i løpet av denne oppgaven. Det ble tatt utgangspunkt i et førsteutkast av en varmeveksler som ble utarbeidet av SINTEF. Ved videreutvikling av modellen ble resultatene sammenlignet med stasjonære simuleringer av det samme anlegget i Csim. Rørkjelvarmeveksleren i Csim er en mer verifisert modell, og den er allerede benyttet for simuleringer ved SINTEF. Modellen i Dymola ga til slutt kun 3 % avvik i nedkjølingstid fra Csim.

For å oppnå en kontrollstrategi for minimal energibruk i transkritisk drift er det gunstig med en direktekoblet høytrykksoptimalisator. En mulig løsning fra SINTEF ble testet ut ved dynamiske simuleringer for to ulike RSW-anlegg hvor det ene benyttet rørkjelvarmeveksleren som tidligere ble implementert i Dymola. Resultatene viste at for enkle system og stasjonær drift fungerer optimalisatoren godt. Ved transient drift og mer komplekse system ble derimot resultatene mer avvikende. Et nytt reguleringssystem basert på maksimalverdisøking ble i stedet foreslått for transkritisk høytrykksoptimering for kjøle- og varmeanlegg. En modell med utgangspunkt i denne kontrollstrategien ble utviklet i Dymola i løpet av denne hovedoppgaven. Simuleringer av RSW-anlegget viste at denne maksimalverdisøkeren finner høytrykket som gir best COP selv i dynamisk drift av komplekse system, og at den gir en mer stabil løsning enn optimalisatoren. Dersom reguleringssystemet videreutvikles, har det trolig også potensial til å regulere pumper for å oppnå minimal energibruk i subkritisk drift. Da RSW-anlegget i hovedsak drives subkritisk, vil maksimalverdisøkeren for høytrykksoptimalisering ha større potensial for energisparing ved bruk i andre CO₂-anlegg som oftere drives transkritisk. Dette kan for eksempel være varmepumper for varmtvannsberedning.

Summary

Norway is one of the largest exporters of seafood in the world. Seafood is also the second largest trade good in Norway after oil. For the fishing industry, cooling-, and freezing processes are essential to ensure the proper quality of their high value products. These refrigeration processes contribute to a significant fraction of the total energy consumption on board the vessels. Refrigerated Sea Water (RSW) systems are widely used to chill fish haul in a simple and effective way. The traditional refrigerants commonly used in RSW causes environmental impacts, have high costs, and may require safety precautions. Carbon Dioxide is an environmental friendly alternative, as it is non toxic and non flammable. In addition, the high density of CO₂ in gas-phase makes it possible to build smaller RSW systems. NTNU and SINTEF Energy Research have been working on developing RSW systems based on CO₂ since 2006. Different system solutions for RSW have been developed by SINTEF. The aim of this master thesis is to investigate the dynamic operation of RSW systems to optimize capacity and reduce energy consumption.

In order to gather sufficient information regarding the topic of RSW systems, a study was preformed. The use of CO₂ as a refrigerant, preservation of fish and alternative methods used for cooling of the haul on board fishing vessels were discussed in this report. A comparison between RSW using ammonia and CO₂ was done. This showed that ammonia has a better theoretical COP, but it might be compensated for in a real system. Safety and components were further discussed, with focus on CO₂ system. The fewer safety precautions needed when using CO₂ is beneficial compared to ammonia. A brief comparison between existing RSW systems and RSW with CO₂ was done with respect to energy consumption, showing that the COP of the CO₂ plant was below average.

The variations of the surroundings and the operation mode of the RSW plant are further discussed. Large variation in sea water temperature imposes the CO₂ plant to either operate in sub- or transcritical mode, depending on the temperature of the cooling water. High energy efficiency in subcritical operation was considered as most beneficial due to low sea water temperatures in Norway. The decreasing temperature of the water in the RSW-tank, and size of haul, will also influence the plant's efficiency.

Four different solutions, developed by SINTEF Energy for RSW plants, are discussed in this report. Furthermore, the systems were examined using the simulation tool Csim. Pre-cooling of the water was the main focus. Simulations were preformed to optimize the COP of the cooling circuits in subcritical operation. The different system solutions were compared with respect to pre-cooling time and energy efficiency. All the system solutions met the requirement of cooling the water in the RSW tank within 12 hours.

A control strategy to reduce energy consumption was proposed. An article was written in collaboration with SINTEF and NTNU concerning this topic. This will be presented at the IIR conference "ICR2011" in Prague 2011. Simulations showed approximately 50 % reduction in compressor work on expense of longer cooling time, compared to the baseline. Experiments were carried out to verify some main characteristics concerning the control strategy and to gain experience with operating a RSW-plant. The results showed that a reduction in

compressor work could be obtained by use of the control strategy, but that the reduction in energy consumption will be dependent of the system design. The potential of energy savings will strongly depend on pump efficiency, pressure loss, and the availability of control of compressor frequency and condensing pressure. The operation mode requires complex control logic to achieve the most beneficial energy savings.

Csim is a circuit simulator which includes detailed heat exchanger models using actual geometry as input. It provides only steady state simulations. By benefiting from Dymola, which is a simulation tool that allows transient simulations, studies of dynamical operation can more easily be performed. A rough model of a RSW plant was already modeled in Dymola by SINTEF. This model was improved with a geometrical based shell and tube heat exchanger during this thesis. The results from this model are compared to static simulations of the same plant in Csim, which is a more verified model. After the implementation the shell and tube heat exchangers only gave a 3 % deviation in cool down time compared to Csim.

Currently, empirical correlations can be used when determining the optimal high pressure in transcritical operation. The results might deviate from the actual high pressure for optimal COP. An online high pressure optimizer is therefore beneficial. A draft of a COP-optimizer given from SINTEF was tested and discussed, but it did not deliver the desired results. A new high pressure optimizer for CO₂ plants, based on extremum seeking, was then developed in Dymola during this thesis. The simulations showed that this extremum seeker can find the optimal high pressure during dynamic transcritical operation. Since RSW systems are most frequently operated in subcritical mode, this extremum seeker might give higher energy savings if implemented in a different CO₂ system, such as heat pump for domestic hot water.

Innholdsfortegnelse

Avgrensning av masteroppgaven

Forord

Sammendrag	I
Summary	III
Innholdsfortegnelse	V
Figurliste.....	VII
Tabell-liste.....	IX
Symbol-liste	X
1 Innledning	1
2 Introduksjon og bakgrunn	3
2.1 RSW.....	3
2.2 Kuldemedium	3
2.3 Nedkjøling av fisk	5
2.4 Ulike løsninger for nedkjøling av fisk.....	6
2.4.1 Is	6
2.4.2 RSW	6
2.4.3 Slurry.....	7
2.4.4 Superchilling	7
2.5 Økonomi	7
2.6 Sammenligning av CO ₂ - og ammoniakkanlegg	8
2.6.1 Teoretisk forskjell	8
2.6.2 Komponenter for systemene.....	9
2.6.3 Sikkerhet.....	9
2.7 Sammenligning med standard RSW-anlegg.....	11
3 Kartlegging av variasjon i drift.....	12
3.1 Dimensjonering av anlegget	12
3.2 Tanktemperatur.....	12
3.3 Fangststørrelse	14
3.4 Varmetilførsel.....	14
3.5 Sjøvannstemperatur	15
3.6 RSW-pumpe	16
3.7 Transkritisk og subkritisk drift	17
3.7.1 Teoretisk optimalt høytrykk ved transkritisk drift	17
4 Løsninger for RSW-anlegg.....	20
4.1 Fylt og tørr fordamper	21
4.2 Direkte og indirekte system	22
4.2.1 Direkte system.....	22
4.2.2 Indirekte system	22
4.3 Simuleringer av ulike systemløsninger.....	24
5 Kontrollstrategi for minimal energibruk i subkritisk drift.....	29
5.1 Kontrollstrategi fra simuleringer	29
5.2 Målinger på laboratorieanlegg.....	32
5.2.1 Forsøk med endring av kompressorturtall og likt kondenseringstrykk.....	35
5.2.2 Forøk med endring i kompressorturtall og kondenseringstrykk	37
5.3 Pumper og reguleringsmulighet.....	39
6 Geometribasert modell for varmeveksler	41
6.1 Csim og Dymola som simuleringverktøy	41
6.1.1 Csim	41
6.1.2 Dymola	41

6.2	Data for modellen og tilnæringsgrunnlag	41
6.2.1	Varmeoverføring	43
6.3	Strømningsforhold og varmeoverføringsareal	44
6.4	Kompressormodell.....	49
6.5	Ulike korrelasjoner for fordamping	51
6.6	Diskretisering.....	53
6.7	Ulike driftstilstander	54
7	Dynamisk høytrykksregulering i transkritisk drift	56
7.1	Optimalisator	56
7.1.1	Kontroll-logikk.....	56
7.1.2	Test på enkelt system (Modell 5)	57
7.1.3	Test på komplekst system (Modell 4)	57
7.2	Maksimalverdisøker	58
7.2.1	Kontroll-logikk.....	58
7.2.2	Test på enkelt system (Modell 5)	59
7.2.3	Test på komplekst system (Modell 4)	61
8	Konklusjon.....	67
9	Forslag til videre arbeid.....	69
10	Kilder.....	70
11	Bilag	72

Figurliste

Figur 1 Skjematisk oversikt over et RSW-anlegg	3
Figur 2 Bånd for bløgging av fisk og blødetank	5
Figur 3 Fiskens holdbarhet ved ulike temperaturer	6
Figur 4 Teoretisk COP for ammoniakk og CO ₂	8
Figur 5 Endring av sjøvannstemperaturen i tanken	12
Figur 6 Fordamperytelse ved ulik tanktemperatur for et anlegg i transkritisk drift	13
Figur 7 Varmetilførsel til RSW-tankene	15
Figur 8 Middel månedsverdi for overflatetemperatur i januar og mars	15
Figur 9 Middel månedsverdi for overflatetemperatur i september og desember	16
Figur 10 Prinsipiell framstilling av transkritisk og subkritisk drift i et log p/h diagram	17
Figur 11 Ulike empiriske korrelasjoner for optimal høytrykk	19
Figur 12 Endring i COP inkludert pumpearbeid med ulik mengde sirkulert glykol	23
Figur 13 Temperatur ut av gasskjøleren ved transkritisk drift	24
Figur 14 Energibruk for Modell 1, 2 og 3 ved ulike nedkjølingsforløp	25
Figur 15 Kostnader for Modell 1, 2 og 3 ved ulike nedkjølingsforløp	26
Figur 16 Tidsbruk for Modell 1, 2 og 3 ved ulike nedkjølingsforløp	26
Figur 17 COP for Modell 1, 2 og 3 ved ulike nedkjølingsforløp	26
Figur 18 COP for Modell 1 og 3	28
Figur 19 Kondenseringstrykk for optimal COP for Modell 1 og 3	28
Figur 20 Variasjon i kuldeytelse med tid og driftsforhold	30
Figur 21 Variasjon i COP med tid og driftsforhold	31
Figur 22 Kalibrering av massestrømsmåler	32
Figur 23 Illustrasjon av laboratorieanlegg	34
Figur 24 Variasjon i COP for laboratorieanlegg som følge av senking av tanktemperatur og kompressorturtall	35
Figur 25 Variasjon i COP for Modell 1 som følge av senking av tanktemperatur og kompressorturtall	35
Figur 26 Kompressorvirkningsgrader for laboratorieanlegg og Modell 1	36
Figur 27 COP som funksjon av kondenseringstrykk for laboratorieanlegg	37
Figur 28 COP som funksjon av kondenseringstrykk for Modell 1	37
Figur 29 Reduksjon i energiforbruk i forhold til DT3	39
Figur 30 Rørkjelvarmeveksler	42
Figur 31 Strømning gjennom rørkjelvarmeveksler med skillevegger	44
Figur 32 Strømningsprofil over rørklynge	45
Figur 33 Statifisert strøm	45
Figur 34 Annular strøm	45
Figur 35 CO ₂ -rør med innlegg	46
Figur 36 Sammensatt system Dymola	47
Figur 37 Avvik i kuldeytelse, varmeytelse og nedkjølingstid i Csim og Dymola	47
Figur 38 Endring i varmeovergangstall for CO ₂ som følge av tanktemperatur	48
Figur 39 Virkingsgrader for kompressor i Csim og Dymola	49
Figur 40 Plot av virkningsgrader for kompressor i Csim under nedkjøling av tanken	49

Figur 41 Massestrøm CO ₂ før og etter kompressor med virkningsgrad	50
Figur 42 Varmeovergangstall på CO ₂ -siden etter implementering av kompressormodell	51
Figur 43 Korrelasjoner for varmeoverføring.....	52
Figur 44 Varmeavgivelse ved ulikt antall elementer i gasskjøler	53
Figur 45 Varmeavgivelse som funksjon av tanktemperatur.....	54
Figur 46 Tid for nedkjøling.....	54
Figur 47 Reguleringsystem	58
Figur 48 Høytrykk for optimal COP ved 20 °C sjøvannstemperatur, Modell 5.	60
Figur 49 Stasjonær simulering av maksimalverdisøkeren og optimalisator med ulike pådrag	62
Figur 50 Høytrykk for optimal COP som ble funnet av maksimalverdisøker og optimalisator for Modell 5.....	63
Figur 51 COP ved bruk av maksimalverdisøker og optimalisator for Modell 5.....	64
Figur 52 Høytrykk for optimal COP som ble funnet av maksimalverdisøker og optimalisator for Modell 4.....	65
Figur 53 COP ved bruk av maksimalverdisøker og optimalisator for Modell 4.....	66

Tabell-liste

Tabell 1 Kostnad og avgift for ulike kjølemedier	4
Tabell 2 Data for eksisterende RSW-anlegg	11
Tabell 3 Kjølebehov ved makrellfiske.	13
Tabell 4 Ulike RSW-anlegg	20
Tabell 5 Beregning av pris på elektrisitet.....	25
Tabell 6 Beskrivelse av laboratorieanlegg	34
Tabell 7 Data oppgitt for gasskjøler i Csim	42
Tabell 8 Data oppgitt for fordamper i Csim	42
Tabell 9 Korrelasjoner for varmeoverføringskoeffisienter i Csim.....	43
Tabell 10 Korrelasjoner for varmeoverføringskoeffisienter i Dymola	43
Tabell 11 COP for Modell 4 i Csim og Dymola	55
Tabell 12 Maksimalverdisøkerens innstilling for Modell 4	61

Symbol-liste

Forklaring	Symbol	Enhet
Varmeavgivelse	Q	W
Kuldeytelse	Q_0	W
Spesifikk varmekapasitet	C_p	J/kgK
Diameter	D	m
Hydraulisk diameter	d_{hyd}	m
Konvektiv varmeovergangstall	h	W/m ² K
Temisk konduktivitet	k	W/mK
Trykk	p	Pa
Massestrøm	\dot{m}	kg/s
Spesifikk masse	v	m ³ /kg
Arbeid	W	W
Reynoldstall	Re	
Hastighet	V	m/s
Tetthet	ρ	kg/m ³
Dynamisk viskositet	μ	m ² /s
Effektfaktor (kulde)	COP	
Pradtl-tall	Pr	
Nusselt-tallet	Nu	
Froude-tall	Fr	
Virkningsgrad	η	
Leveringsgrad	λ	
Isentropisk virkningsgrad	η_{is}	
Volumetrisk virkningsgrad	η_{vol}	
Varmeoverføringsmotstand	R	m ² K/W
Refrigerated sea water	RSW	
Optimalt høytrykk for best COP	P_{opt}	bar
Fordampingstemperatur	t_0	° C
Kondenseringstrykk	p_c	bar
Fordampingstrykk	p_o	bar
Konstant i ligning for kompressorvirkningsgrad	K	
Konstant i ligning for kompressorvirkningsgrad	C	
Omgivelsestemperatur	T_{omg}	° C
Kondenseringstemperatur / utløpstemperatur gasskjøler	T_c	° C
Isentropisk arbeid	W_{is}	W
Reelt arbeid	W_{rel}	W
Rotasjoner per minutt	rpm	
Nedkjøling ved 75 bar fra 20° C sjøvannstemperatur	DT1	
Nedkjøling ved 75 bar fra 4° C sjøvannstemperatur	DT2	
Nedkjøling ved subkritisk drift fra 4° C sjøvannstemperatur	DT3	

Modell 1	400 kW, designet av SINTEF for båten Båragutt
Modell 2	400 kW, designet av SINTEF for båten Båragutt
Modell 3	400 kW, designet av SINTEF for båten Båragutt
Modell 4	270 kW, designet av SINTEF for båten Tjeldøy
Modell 5	Eksempelmodell, enkelt system med underdimensjonert gasskjøler

1 Innledning

Norge er en av verdens ledende eksportører av sjømat, og fiskeriindustrien er den nest største næringen i Norge etter olje. Fisk er et produkt som krever en sammenhengende kuldekjede for å opprettholde sin kvalitet, og derfor er kjøling ombord i båten viktig. På grunn av miljøbelastningen, prisen og sikkerheten til dagens kjølemedier, er det interessant å bygge anlegg for kjøling av fisk med bruk av CO₂ som kjølemedium. NTNU og SINTEF Energi har arbeidet med et CO₂-basert RSW-anlegg siden 2006. Prosjektet har foregått i samarbeid med blant annet Fiskeri- og Havbruksnæringens Forskningsfond og har som formål å spre kunnskap om CO₂-teknologi i norsk kuldebransje. Et RSW-anlegg med CO₂ som kuldemedium bygges per dags dato ombord på båt. Det er laget en prototype av et CO₂-anlegg i laboratoriene ved NTNU og SINTEF.

Målet med denne masteroppgaven var å undersøke dynamisk drift av RSW-anlegg for å optimalisere kapasitet og redusere energibruk. For-kjøling, som er kjøling av vannet i tanken før fisken er lastet ombord, er i fokus i denne oppgaven. Ulike løsninger for RSW-anlegg er utviklet av SINTEF. Det blir tatt utgangspunkt i fire av disse anleggene i denne oppgaven, og de er referert til som Modell 1, 2, 3 og 4. De tre første er 400 kW anlegg for ringnotbåten Båragutt, og det siste er et 270 kW anlegg for båten Tjeldøy. Det er benyttet to ulike simuleringsverktøy i denne oppgaven. Csim er et simuleringsprogram som gir stasjonære resultater og har god mulighet for optimalisering. Dymola gir transiente løsninger og letter endringer i systemoppsettet.

I denne oppgaven er det først foretatt en litteraturstudie. Dette kartlegger bruk av CO₂ som kjølemedium, kuldekonservering av fisk og alternative metoder som er benyttet for nedkjøling av fangsten ombord på fiskebåter. Data om kvotestørrelser og minstepriser på fangst er innhentet for å få et overblikk over ressursbruken til kjøling ombord på båt. Det blir så tatt utgangspunkt i teoretisk COP for et ammoniakk- og et CO₂-anlegg. Noen hensyn som må tas med tanke på komponenter og sikkerhet er diskutert, med hovedfokus på CO₂-anlegget. Det er også gjort en kortfattet sammenligning med eksisterende RSW-anlegg, for å finne ut hvordan energieffektiviteten til CO₂-anlegget er i forhold til disse. Videre i denne oppgaven blir ulike faktorer som påvirker den dynamiske driften for RSW-anlegget diskutert. Varmetilførselen fra omgivelsene inn i RSW-tanken ble også utregnet. Empiriske korrelasjoner funnet i litteraturen for å bestemme transkritisk høytrykk blir omtalt.

Det er tatt utgangspunkt i de tre første modellene av RSW-anlegg for å diskutere fordeler og ulemper med ulike typer varmevekslere og systemoppsett. Disse systemene er videre simulert i Csim, og resultatene er drøftet med tanke på energibruk, COP og nedkjølingstid. I hele denne oppgaven er COP beregnet på grunnlag av kompressorarbeid dersom annet ikke er spesifisert.

Deretter er det drøftet en kontrollstrategi for minimal energibruk ved lave sjøvannstemperaturer og subkritisk drift med utgangspunkt i Modell 1. Det ble gjort forsøk på en prototype av et RSW-anlegg i laboratoriene ved NTNU og SINTEF for å finne lignende trender for kontrollstrategi i et reelt anlegg som i simuleringene.

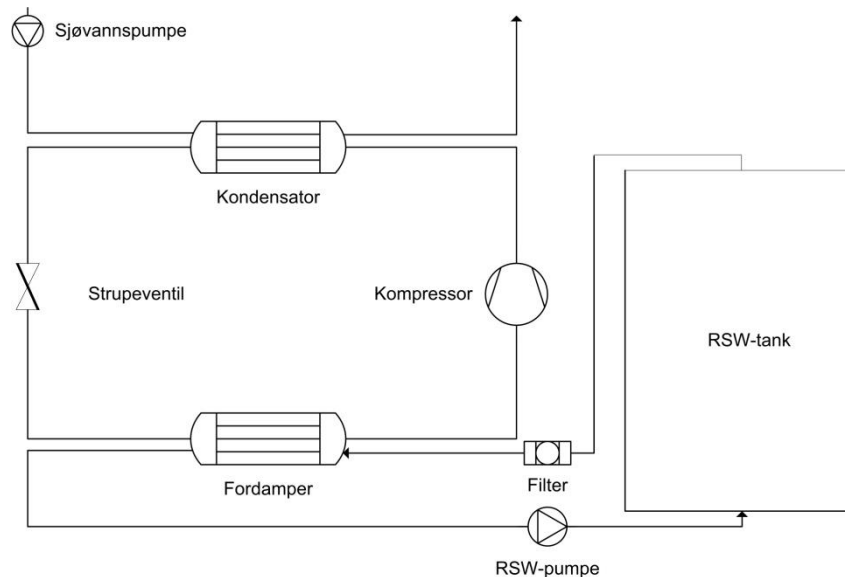
For lettere å kunne se på dynamisk drift av RSW-anlegg ble dagens RSW-modell i Dymola oppgradert med geometribasert rørkjelvarmeveksler. Det ble i dette arbeidet tatt utgangspunkt i Modell 4.

Ulike kontrollstrategier for å bestemme transkritisk høytrykk i en CO₂-krets blir deretter evaluert. En maksimalverdisøker som kan brukes til direktekoblet regulering av høytrykket i kjølekretser, slik at optimal COP ved dynamisk drift blir oppnådd, ble videre utviklet i Dymola. Et reguleringssystem basert på dette prinsippet kan trolig også benyttes for å oppnå kontrollstrategien for minimal energibruk ved lave sjøvannstemperaturer, dersom dette blir videreutviklet.

2 Introduksjon og bakgrunn

2.1 RSW

RSW-anlegg har blitt brukt i en årrekke for kjøling av fisk. Konseptet er basert på at et kuldeanlegg skal kjøle sjøvann i tanker fylt med fisk, se Figur 1. Et RSW-anlegg er en lukket krets med hovedkomponenter som fordampner, kondensator, strupeventil og kompressor. Store tanker ombord i båten pumpes fulle med sjøvann når båten legger ut fra kai. Kjølesyklusen starter, og vann fra tankene pumpes gjennom fordampneren og blir kjølt ned. Varmen fra tankene tas opp av det fordampende kuldemediet som så komprimeres opp til et høyere trykk. Kuldemediet varmeveksles deretter med en strøm av sjøvann i kondensatoren for å kvitte seg med overskuddsvarmen. Videre ekspanderes kjølemediet gjennom strupeventilen inn i fordampneren og er på nytt klar til å kjøle vannet i RSW-tankene. RSW-anlegget har til formål å kjøle fisken til så lav temperatur som mulig uten å få utfrysning av vannet, og dermed øke holdbarheten til produktet.



Figur 1 Sjematisk oversikt over et RSW-anlegg laget i Microsoft Visio

2.2 Kuldemedium

CO₂ og ammoniakk som kuldemedier ombord på fiskebåter ble benyttet i mange år [1], frem til de syntetiske kjølemediene som HKFK og KFK tok over markedet på 1950-tallet. Da disse har meget gunstige termodynamiske og praktiske egenskaper, ble CO₂ faset ut som kuldemedium. På slutten av 1900-tallet ble det økt fokus på faren ved global oppvarming. Gjennom Montreal- og Kyoto-protokollene ble det vedtatt restriksjoner mot bruk av disse kunstig fremstilte mediene, fordi de har stort globalt oppvarmingspotensial (GWP) og en ozonnedbrytende effekt [2]. Da dette skjedde, ble det behov for miljøvennlige kjølemedier, og CO₂ fikk på ny innpass i kjølekretser. Siden CO₂ sist var i bruk har det skjedd mye utvikling av komponentene på markedet. Det er nå mulig å produsere utstyr i høyere trykklasser. Dette gir mulighet til å operere i høyere temperaturområder, og CO₂-syklusen kan kjøres transkritisk (se delkapittel 3.7 Transkritisk og subkritisk drift).

Per dags dato er R22 det mest benyttede kjølemediet til RSW bruk. Strenge restriksjoner gjør at all import av mediet inn til Norge ble forbudt fra og med 1. januar 2010 [3]. Ved bruk av andre kunstige kjølemedier er prisen svært høy på grunn av ekstra avgifter. I Tabell 1 vises en oversikt over dette.

Tabell 1 Kostnad og avgift for ulike kjølemedier [3]

	Mediekost	Avgift (No**)	Totalt
■ R22	65	70	135
■ R507/R404A	220	625	845
■ R410A	350	329	679
■ R134a	145	248	380
■ R717 (NH ₃)	45	0	45
■ R744 (CO ₂)*	5	0	5

Bruk av de kunstige kjølemediene medfører en ekstrakostnad både ved førstegangsinvestering og i driftsutgifter da lekkasjeraten for anlegg ombord på fiskebåter er høy, og ligger gjennomsnittlig på 20 % [3]. Etterfylling av kjølemedier er en betydelig utgiftspost for anleggseieren på opp mot 100 000 kroner årlig for konvensjonelle anlegg. Dermed er det et behov for å utvikle teknologi som benytter de naturlige kjølemediene, og som kan gi kostnadsbesparelser og reduserte utslipp.

HFK gassene har som nevnt et stort GPW, over 1330-3300 ganger større enn for CO₂ [4]. Siden CO₂ er avgasser fra industrielle prosesser som uansett drives, vil GWP ved å fange CO₂ og benytte den i en kjølekrets bli omtrent lik null. Det kan også være gunstig å tenke på kjølekretsens totale CO₂-avtrykk. Dersom en prosess designes dårlig, og dermed må bruke mer energi til drift, hjelper det mindre at den har et miljøvennlig kjølemedium [5]. Dette gjelder spesielt ombord på transportmidler som benytter karbonbasert energi til å drive kjølekretsen. I tillegg gir alle materialer som benyttes i kjølekretsen også CO₂-utslipp ved tilvirkning og transport. En livssyklusanalyse (LCA) kan klargjøre dette.

CO₂-anlegg har nå blitt tatt i bruk til mange kjøle- og oppvarmingsformål. I Japan har varmtvannsberedning ved bruk av CO₂-varmepumpe hatt stor suksess. Der er det solgt opp mot to millioner EcoCute CO₂-varmtvanns-varmepumper. Kjøleutstyr med CO₂ i bunntinnet i kaskade med et annet kjølemedium benyttes i utstrakt grad i supermarkeder [5]. Det finnes derimot færre anlegg som kun benytter CO₂ for denne industrien [1]. Likevel er det over 200 supermarkeder som er rent CO₂-basert bare i Europa [6], og teknologien sprer seg. Systemer er også utviklet for bl.a. brusmaskiner, aircondition for biler og varmepumper til boliger, og tas stadig i bruk i større grad. I SINTEF-rapporten “CO₂- A refrigerant from the past with prospects of being one of the main refrigerants in the future” [6], er bruksområder for CO₂ mer detaljert beskrevet.

2.3 Nedkjøling av fisk

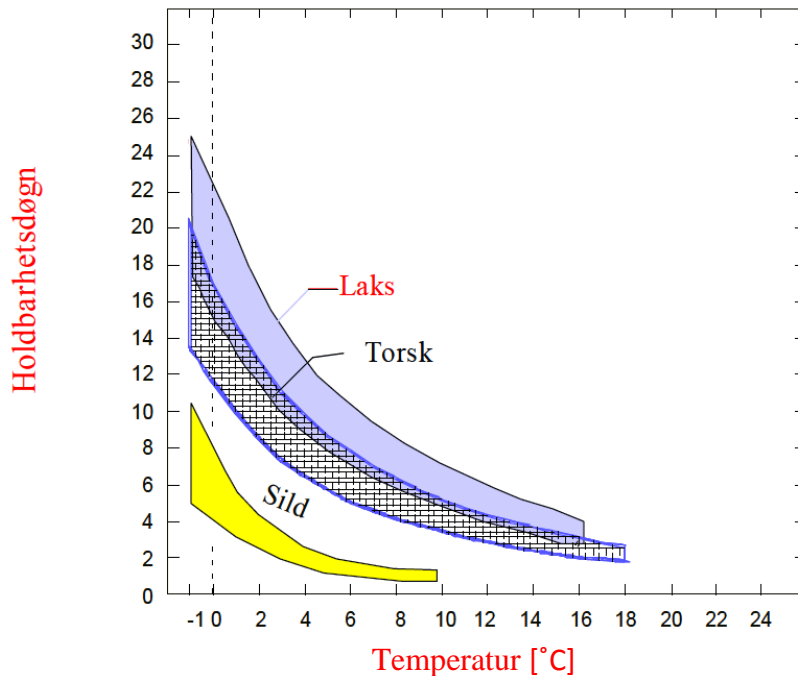
Å kjøle ned fisken hurtig etter at den er fanget er meget viktig for kvaliteten. Siden enzymene i fisken er aktive ved lave temperaturer, og mikroorganismene er av psykrofil karakter, vil fisken raskt bli ødelagt dersom temperaturen ikke holdes lav. I ”EU Council Directive 92/48/EEC” fra juni 1992 er det satt to krav til nedkjølingstiden på fisk etter fangst [7]:

- Fangsten skal være nedkjølt til 3 °C før 6 timer er gått siden lasting
- Fangsten skal være nedkjølt til 0 °C før 16 timer er gått siden lasting



Figur 2 Bånd for bløgging av fisk og blødetank [8]

Båragutt er en ringnotbåt som SINTEF har utviklet systemløsninger av RSW-anlegg til. Ved denne båten pumpes fisken direkte opp i RSW-tankene etter fangst. Den praksis som benyttes, kan variere fra båt til båt og avhenger av fiskeslag. I noen tilfeller behandles fisken i ulike steg ombord på båten før den havner i kjøletanken (Figur 2). Det vil da ta tid før fisken når ønsket kjølt temperatur, selv om selve nedkjølingen i RSW-tanken er effektiv. Dersom fiskearten skal bløgges og sløyes, legges den i utblødningstanken før den går til kjøling ombord i båten. Oppholdet i omgivelsestemperaturer forringer produktet. Det er gjort undersøkelser for å finne muligheter for nedkjøling tidligere i systemet, som i blødetank [8]. Noen typer fisk blir ødelagt allerede etter en time i romtemperatur som følge av sterke enzymer i buken. Fet fisk som makrell og sild sløyes ikke før nedkjøling. Det er da spesielt viktig med hurtig nedkjøling. Lav temperatur gir også en langsommere bakteriell vekst, og det senker de fysikalske reaksjonene i produktet som fører til forringelse [9]. Figur 3 viser holdbarheten til forskjellige typer fisk ved ulike oppbevaringstemperaturer.



Figur 3 Fiskens holdbarhet ved ulike temperaturer [10]

2.4 Ulike løsninger for nedkjøling av fisk

2.4.1 Is

Til nå, og spesielt på mer primitive båter, er ferdigprodusert is i kasser den mest brukte metoden for å kjøle ned fangsten. Ulempen med denne typen kjøling er at det krever mye areal å frakte den ferdige isen. Det finnes også båter med ismaskiner, hvor isen produseres ombord. Varmerovergang mellom is og fisk er dårligere enn mellom vann og fisk, da det kan være luftlommer mellom lagene som fungerer som ekstra isolasjon. Det er stor forskjell i nedkjølingstiden på fisken som er i direkte kontakt med isen, og på fisken som ligger med annen fisk rundt. Et forsøk viste en forskjell på opptil 80 timer på nedkjøling ned til 0 °C for fisk ved ulik plassering i et i kar [8]. Nedkjølingstiden har som nevnt stor betydning for produktets kvalitet. I tillegg kan det bli ytre skader på fisken når isen presses mot kjøttet. Det kreves også mye manuelt arbeid ved pakking av fisken. Dette er likevel en billig løsning og krever lite i investering.

2.4.2 RSW

Ved bruk av RSW kan mye av prosessen automatiseres, og store kvantum kan lett håndteres. I tillegg vil man kunne kjøle fisken til en lavere temperatur enn ved bruk av is, da frysepunktet for sjøvann med saltinnhold på 3,5 % er på rundt -1.5 °C. Dette er like over initialt frysepunkt for fisk som er på -2.2 °C. Temperaturnivået reduserer mikrobiell aktivitet og enzymaktivitet uten å få delvis utfrysning av fisken [9]. Dette kan øke holdbarheten for råvaren. Etter hvert som nedkjølingen er gjort, og vannet resirkuleres i tankene, kan man anta at vannet får dårligere kvalitet på grunn av fiskerester og lignende. Forsøk viser derimot at ved nedkjøling ved RSW vil bakterieantallet i fiskekjøttet holde seg tilnærmet stabilt [11]. Ved kjøling på is ble det i motsetning registrert en økning. Forskjellen antas å komme av den lave temperaturen og mindre tilgang til oksygen i RSW-tanken. Ved bruk av RSW vil all fisken kunne være i direkte kontakt med det kalde vannet. Varmeroverføringen fra fisken blir dermed mer effektiv,

og nedkjølingstiden kan reduseres. Dette krever riktig styring av pumpene, slik at fisken ikke hopes opp i bunnen av tanken. Undersøkelser viser at fisken tar opp salt og vann under kjølingen i RSW-anlegget. Hvilke konsekvenser dette har, avhenger av bruken av fisken i ettertid. Det er registrert en vektøkning på 4-8 % etter 4 dager som følge av opptak av vann ved et forsøk [11]. Fisken mister vannet igjen under prosessering. RSW-anlegg vil bli diskutert videre i denne oppgaven.

2.4.3 Slurry

Et annet alternativ for å kjøle ned fisk er bruk av slurry-systemer. I et slikt system vil is bli produsert av en kjølekrets, og en blanding av is og vann blir pumpet gjennom tankene. Dette fører til mindre skader på fisken og er mindre arbeidskrevende enn kjøling med vanlig is. Slurry-system er et mer komplisert system enn RSW-løsningen. Den har større investeringskostnader men gir en raskere nedkjøling [12]

2.4.4 Superchilling

Superchilling utnytter delvis utfrysing av fisken. Dette kan ha store fordeler da fisken får økt holdbarhet, og at 3-4 % mer av fisken kan brukes til filet ved denne tilstanden. Forsøk viser at superchilling ved $-2,2$ °C kan gi økt holdbarhet på opptil 11 dager [13]. Prosessen krever svært nøyaktig kontroll av temperatur for ikke å skape for store iskrystaller i kjøttet. Superchilling ombord i båter kan ifølge rapporten foregå ved at fisken bli lagt i små rom med is, hvor kald glykol eller luft er sirkulert mellom lagene [13]. Løsningene kan skape problem ved lossing av fisken og er arbeidskrevende. En alternativ løsning for å få til dette kan være å tilsette mer salt i vannet i et RSW-anlegg for å senke temperaturen mer. Området er lite utforsket.

2.5 Økonomi

For å klargjøre hvilke verdier kjøleanlegget skal ivareta er det tatt utgangspunkt i ringnotbåten Båragutt. I følge opplysninger fra Fiskeridirektoratets fartøysregister er kvoten for Båragutt på 2831 tonn sild og 280 tonn makrell per år [14]. Kvoten på sei er 268 tonn. I tillegg fisker de lodde, hvor kvoten ikke er oppgitt i registeret. Den kunne heller ikke verifiseres per telefon. Det er innhentet en gjennomsnittlig minstepris på sild og makrell fra Norges Sildesalgslag [15]. Den årlige verdien på kvoten ble utregnet til hhv. 7,1 millioner for sild og 1,7 millioner for makrell. Verdien på årskvoten av sei er rundt 1 million ved 4 kr/kg.

Ifølge en rapport fra COWI benytter en ringnotbåt i snitt 110 000 liter olje på kjøleanlegget per år [16], noe som tilsvarer ca 770 000 kr (antatt 7kr/l). Kostnadene for energi til kjøleanlegget utgjør altså under 10 % av den totale verdien av fangsten. Det kan antas at CO₂-anleggets miljøvennlighet er mer relevant for aktørene i prosjektet enn kostnadsbesparelser.

COWI har anslått at energibehovet til kjøleutstyr utgjør 9 % av det totale energiforbruket ombord på en normal båt [16]. Energibesparelser kan gjøre en forskjell her. Per dags dato benyttes et gammelt RSW-anlegg ombord på Båragutt. Dette anlegget er opprinnelig designet som et fryseanlegg, og det har en COP på rundt 1.2. Et nytt anlegg med CO₂ vil trolig få bedre COP enn dette.

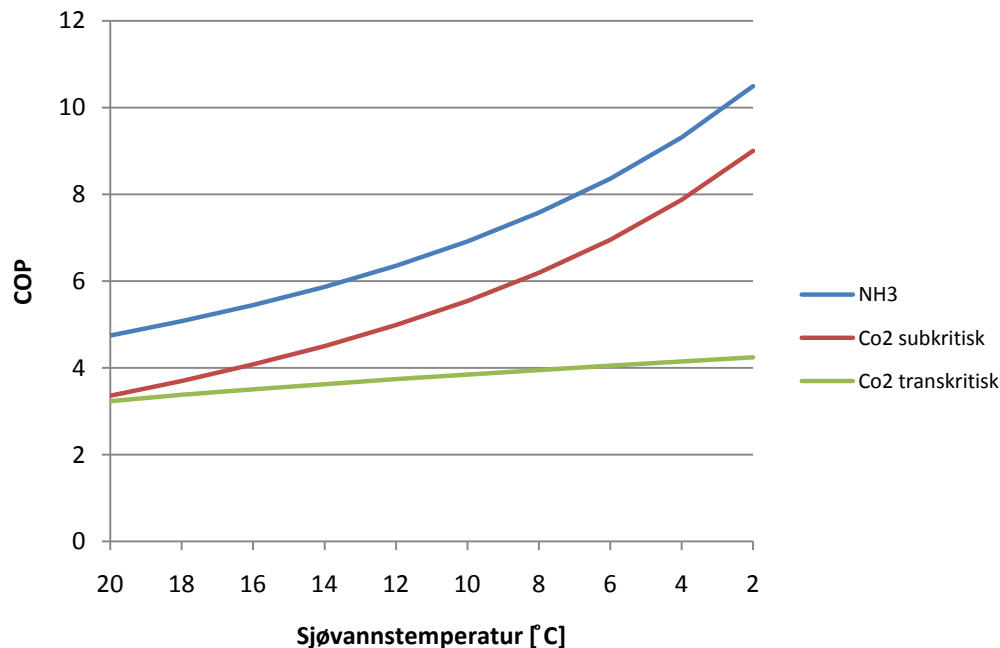
2.6 Sammenligning av CO₂- og ammoniakkanlegg

2.6.1 Teoretisk forskjell

Siden utfasingen av R22 startet har ammoniakk vært det mest benyttede arbeidsmediet i nye kjøleanlegg ombord på båter [4].

For å sammenligne et RSW-anlegg med ammoniakk og et med CO₂ er det i Figur 4 illustrert hvordan COP til de to anleggene endres ved ulike sjøvannstemperaturer. COP er definert som anleggets kuldeytelse over kompressorens arbeid.

$$COP = \frac{Q_0}{W} \quad (1)$$



Figur 4 Teoretisk COP for ammoniakk og CO₂. Plottet er laget vha. Refprop i Excel

I utregningene (bilag 1) ble den isentropiske virkningsgraden til kompressoren satt til 70 %. Det ble antatt 5 °C temperaturredifferanse i utløpet av kondensator/gasskjøler og fordampner. Prosessen leverer 400 kW ytelse ved alle sjøvannstemperaturer.

Ammoniakk har tydelig best COP teoretisk sett. Dette kommer av det store strupingstapet til CO₂ som følge av lavt kritisk punkt [17]. På grunn av noen egenskaper ved CO₂, vil forholdet i realiteten bli et annet. Egenskaper ved CO₂ er:

- Lavt kritisk trykk og temperatur, høyt trykk og små trykkforhold
- Lav viskositet
- Lite temperaturfall ved trykktap
- God varmeovergang ved boblekoking
- Liten overflatespenning
- Høy volumetrisk ytelse
- Dens lave kritiske temperatur gjør at prosessen noen ganger kjøres transkritisk
- Store strupetap

I den teoretiske prosessen ble det ikke tatt høyde for trykktap gjennom rør og varmevekslere. Temperaturtapet som følge av trykktap, er mye mindre for CO₂ enn ammoniakk (6-10 ganger)[17]. Dersom trykktapet er stort, blir kompresjonsforholdet høyere enn ved tapsfri drift. Lite temperaturtap er gunstig for CO₂ sin reelle COP, sammenlignet med ammoniakk. I tillegg er varmeovergangen ved boblekoking betydelig bedre for CO₂ grunnet dens lave overflatespenning. Ammoniakk har derimot bedre konvektiv varmeoverføring. Dermed avhenger utfallet av dette av hvilken type varmetransport som dominerer i varmeveksleren. Kompressorvirkningsgraden er høyere for CO₂ enn ammoniakk da trykkforholdet er mindre. Videre er det mulighet for å benytte mange stempelkompressorer i anlegget med CO₂ i stedet for skruekompressor, som vanligvis benyttes i ammoniakkanlegg. Stempelkompressorer har i realiteten en høyere isentropisk virkningsgrad enn skruekompressorer for et gitt slagvolum, og trykkforholdet kan enkelt reguleres. CO₂ har som nevnt store ekspansjonstap i forhold til ammoniakk, men disse kan minskes ved bruk av tostegs struping. Av grunner som er nevnt over, vil den teoretiske forskjellen mellom ammoniakk og CO₂ vil derfor kunne reduseres i praksis, og gunstige CO₂-anlegg kan bygges.

2.6.2 Komponenter for systemene

Grunnet det høye trykknivået til CO₂ har kjølemediet en høy volumetrisk kuldeytelse. Dette gir gunstige utslag med tanke på arealbruk, som er en begrenset ressurs ombord på båter. Dimensjoner på ventiler, rør og kompressorer blir små. CO₂-kompressoren trenger omtrent 30 % av ammoniakk-kompressorens slagvolum.

Det høye trykket som gir fordeler ved mange områder, gjør at standard utstyr for 25 bar ikke kan benyttes for CO₂-anlegget. Noen av komponentene spesialbestilles og anlegget får dermed høyere pris og lengre leveringstid enn vanlige anlegg med ammoniakk. For å redusere de allerede høye investeringskostnadene er det ønskelig å designe anlegget enkelt, med få komponenter. Dette vil også føre til lavere vedlikeholdsutgifter over tid. Noen standardkomponenter finnes, som kompressorer i høytrykksklasse og ventiler fra Danfoss. Andre må spesialbestilles, som fordampere og gasskjøler. Avtaler med produsenten om kort leveringstid på kritiske komponenter øker driftsikkerheten til anlegget. Etter hvert som mer teknologi blir tilgjengelig, vil forholdene bedres.

2.6.3 Sikkerhet

Ammoniakk utgjør en sikkerhetsrisiko da den er giftig og til dels brennbar. Ombord på båter kan den utgjøre en ekstra fare da den illeluktende gassen er svært panikkskapende ved lekkasjer. På den andre siden kan det sees på som en fordel at ammoniakk er selvalarmerende, da lekkasjen vil bli oppdaget på et meget tidlig tidspunkt, og tiltak kan bli iverksatt. Bruken av ammoniakk krever strenge sikkerhetsrutiner og separate maskinrom, noe som medfører høye investeringskostnader. Det er i tillegg uttrykt bekymring blant operatører av fiskebåter om at ammoniakk kan lekke inn i RSW-anlegget og ødelegge fangsten [4].

CO₂ er i tillegg til å være miljøvennlig klassifisert også definert som ikke giftig og ikke brennbar i kjølemediesammenheng. Likevel er det noen sikkerhetsrelaterte forholdsregler man bør ta ved et slikt anlegg.

Dersom den totale fyllingen av CO₂ i anlegget kan føre til en konsentrasjon i et rom som er høyere enn 3 volum %, kan dette føre til helsemessige skader hos mennesker. Da CO₂ ikke er selvalarmerende siden den er luktfri, er det nødvendig med en detektor for å varsle eventuelle lekkasjer.

Hvilke sikkerhetstiltak som må tas for anlegget ombord på Båragutt avhenger av konsentrasjonene som kan oppstå ved lekkasje på anlegget. For å finne ut om mengden CO₂ i anlegget kan skape et reelt problem for den aktuelle båten, ble konsentrasjonen ved full lekkasje regnet ut. I bilag 2 vises tegningene av Båragutt. Grovt regnet tar maskinrommet i Båragutt opp ca $\frac{1}{6}$ av hele båtens lengde i underetasjen, og volumet ble estimert til å være om lag 200 m³. Dersom den totale fyllingen i anlegget, som tilsvarer 130 kg for ett av anleggene som er designet av SINTEF lekker ut i maskinrommet, vil dette tilsvare 650 g per kubikkmeter romvolum. Praktisk grenseverdi for CO₂ er satt til 70 gram per m³ romvolum av det internasjonale kulde- og varmepumpenorm [1], og det vil dermed være behov for gassdetektorer. Hvert rom som opereres av mennesker og kan berøres av utslippet, må ha installert en alarm. Ifølge Norsk kulde- og varmepumpenorm skal detektoren monteres på bakkenivå, og utløses ved utslipp som fører til konsentrasjoner over 0,5 %.

Lekkasjeraten for normale RSW-anlegg er nokså høy, og reinjisering av kjølemedium vil bli nødvendig i løpet av driftstiden. Da høytrykket i et transkritisk anlegg reguleres med mengden kjølemedium på høytrykkssiden, er det viktigere at rett mengde tilføres CO₂-anlegget enn ved et rent subkritisk ammoniakksystem. Det er gjort tester på et airconditionanlegg med CO₂ som kuldemedium, som viser at for lite fylling har mer negativ effekt for COP enn overfylling [18].

Driftsforholdene til Båragutt gjør at RSW-anlegget har lengre perioder med stillstand. Da vil trykket i anlegget stige. Av den grunn er også lavtrykkssiden til anlegget dimensjonert for 80 bar trykk, og lavtryksreceiveren dimensjonert for å ta opp ekspansjonen i anlegget.

Diskusjonen over viser at noen sikkerhetstiltak må tas ved bruk av CO₂. Likevel vil tiltakene være færre enn ved bruk av ammoniakk, fordi ammoniakk krever strenge sikkerhetsrutiner og separate maskinrom.

2.7 Sammenligning med standard RSW-anlegg

Da lite data for allerede eksisterende RSW-anlegg er tilgjengelig, ble COWI [19] og Teknotherm [20] kontaktet. De kunne være behjelpelig med noen opplysninger, og disse er vist i Tabell 2. I tillegg ble det funnet opplysninger om et ammoniakkanlegg fra PAM Refrigeration som ble installert på båten Ruwekus i USA [21]. RSW-anlegget for Båragutt skal ha 400 kW ytelse og benytter seks Dorin stempelkompressorer med merkeeffekt på 18 kW hver.

Tabell 2 Data for eksisterende RSW-anlegg

Opplysninger fra:	PAM Refrigeration	Fartøy 1 (COWI)	Fartøy 2 (COWI)	CO ₂ -RSW (SINTEF)	Teknotherm
Kjølemedium	R717	R507	R22	R744	R717
Total kuldeytelse [kW]	480	1163	270	400	620
Kompressorarbeid [kW]	150	264	49	108	117
COP	3,2	4,4	5,6	3,7	5,3

Disse dataene er imidlertid lite detaljerte, da det for de fleste anleggene ikke var oppgitt ved hvilke temperaturer de ga denne ytelsen. Designpunkt for RSW-anlegg ligger normalt på 0 °C tanktemperatur og rundt 18 °C til 20 °C sjøvannstemperatur [20], [22]. Det ble derfor tatt utgangspunkt i at de data som er fremskaffet også har benyttet dette. Som Tabell 2 viser, har CO₂-anlegget en noe lavere COP enn det som er gjennomsnittlig for disse RSW-anleggene. Ammoniakkanlegget til PAM Refrigeration ser imidlertid ut til å være mindre energieffektivt.

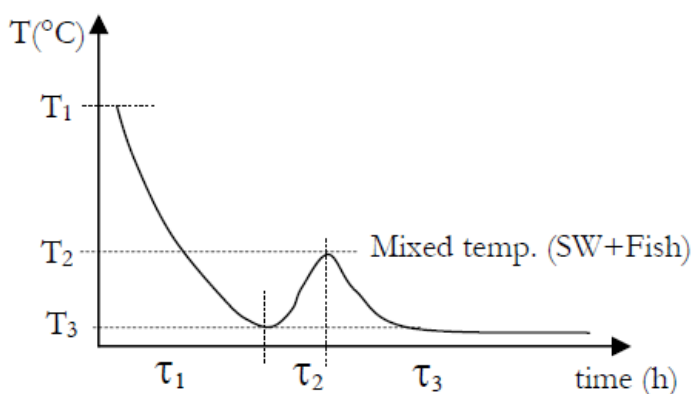
3 Kartlegging av variasjon i drift

3.1 Dimensjonering av anlegget

Som nevnt ble anlegget ombord i Båragutt dimensjonert for 400 kW ytelse for nedkjøling av sjøvann i tanken fra 0 °C til -1 °C. Dimensjoneringskravet er ved sjøvannstemperaturer på 20 °C. 400 kW er standard ytelse for mange fiskebåter og letter videresalg av anlegget dersom det skulle være ønskelig. Nedkjølingen skal foregå med en minimums fordampingstemperatur av CO₂ på -5 °C for å hindre utfrysning av sjøvannet i fordampere. Anlegget til Tjeldøy er dimensjonert for 270 kW kuldeytelse ved samme dimensjoneringsforhold, da tankene ombord i båten er mindre. Kuldeytelsen for RSW-anlegget vil bli påvirket av en rekke forhold som beskrevet nærmere i de påfølgende delkapittel.

3.2 Tanktemperatur

Figur 5 illustrerer typisk variasjon i tanktemperaturen for et RSW-anlegg. Når båten legger fra land, pumpes sjøvann (T_1) inn i tankene ombord på båten. Tankene fylles opp til de er rundt 75 % fulle. Deretter starter kjøleanlegget, og vannet i tankene kjøles ned til -1,5 °C. For sildefisket skal nedkjølingen normalt skje på rundt 12-36 timer, mens det i makrellfisket skal skje på 6-12 timer. Når båten har kommet ut til fiskefeltet, setter mannskapet nota, og fisken pumpes ombord når fangsten er stor nok. Når fisken entrer RSW-tanken, vil temperaturen stige til en blandingstemperatur (T_2) mellom det resterende kjølevannet og fisken, og nedkjølingen fortsetter til temperaturen igjen er -1,5 °C (T_3). Etter nedkjølingen trengs det nedkjøling for å fjerne varmelasten inn i tanken fra omgivelsene, se delkapittel 3.4 Varmetilførsel.



Figur 5 Endring av sjøvannstemperaturen i tanken [23]

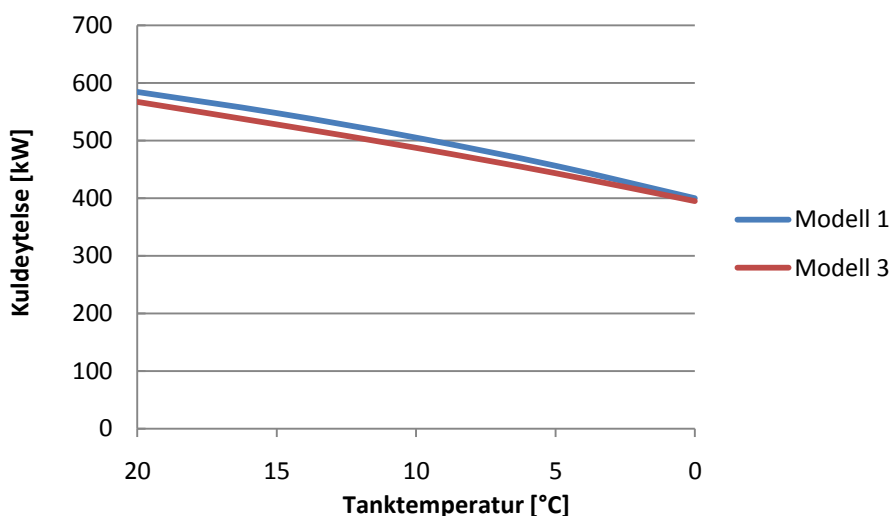
Ifølge opplysninger fra mannskapet er båten ute i tre til syv dager på hver fangst. Anlegget skal kunne kjøle 250 tonn makrell. I tillegg kan det hende at lasten må kjøles i rundt to døgn mens de ligger i kø for å losse fangsten etter ankomst til havn. Når de har levert fangsten, starter prosessen på nytt.

I Tabell 3 vises det kjølebehovet som trengs for Båragutt for å følge de ulike kravene som er nevnt tidligere. Blandingstemperaturen (T_2) er også beregnet for en fangst på 250 tonn makrell og ved sjøvannstemperatur på 20 °C.

Tabell 3 Kjølebehov ved makrellfiske. (Med utgangspunkt i [7] med noen endringer)

Makrellfiske		
Forkjøling	Volume av vann	225 m ³
	Maksimal nedkjølingstid	12 t
	Sjøtemperatur (T1)	20 °C
	Endelig temperatur i tank	-1,5 °C
	Kjølebehov	480 kW
Kjøling av fangst	Fisk vekt	250000 kg
	Temperatur etter lasting (T2)	8,7 °C
	Endelig volum av vann i tank	75 m ³
Direktiv 1	Maksimal nedkjølingstid	6 t
	Maksimal temperatur	3 °C
	Kjølebehov	317 kW
Direktiv 2	Maksimal nedkjølingstid	16 t
	Maksimal temperatur	0 °C
	Kjølebehov	181 kW

Tabell 3 viser at det trengs 480 kW ytelse dersom nedkjølingen skal skje innen 12 timer, men fordamperytelsen varierer med tanktemperaturen under nedkjøling av vannet. For å vise sammenhengen er det gjort simuleringer av ulike anlegg i Csim som vist under i Figur 6. Modell 1 og Modell 3 viser to ulike anlegg som drives transkritisk og er designet for Båragutt. Disse vil bli drøftet nærmere i delkapittel 4.3 Simuleringer av ulike systemløsninger.



Figur 6 Fordamperytelse ved ulik tanktemperatur for et anlegg i transkritisk drift.

På grunn av varmebalansen i fordamperen vil fordampingstemperaturen være høyere ved høye temperaturer i tanken. Tykkforholdet er da lavere og kompressorarbeidet blir mindre. Tettheten til den mettede gassen ut av fordamperen vil være høyere, og mer masse vil bli komprimert i kompressoren. Med massestrømmen øker også kuldeytelsen. I starten av kjølesyklusen vil anlegget altså kunne drives med bedre effekt og COP enn ved designpunktet (0 °C), og kuldeytelsen synker nesten lineært med senkingen av tanktemperaturen.

3.3 Fangststørrelse

Kuldeytelsen som trengs for å kjøle fisken, avhenger også av størrelsen på fangsten. Blandingstemperaturen (T_2 i Figur 5) vil være en mellomtemperatur mellom fangsten og det kjølte sjøvannet i tanken. Mindre fangst trenger mindre kuldeytelse.

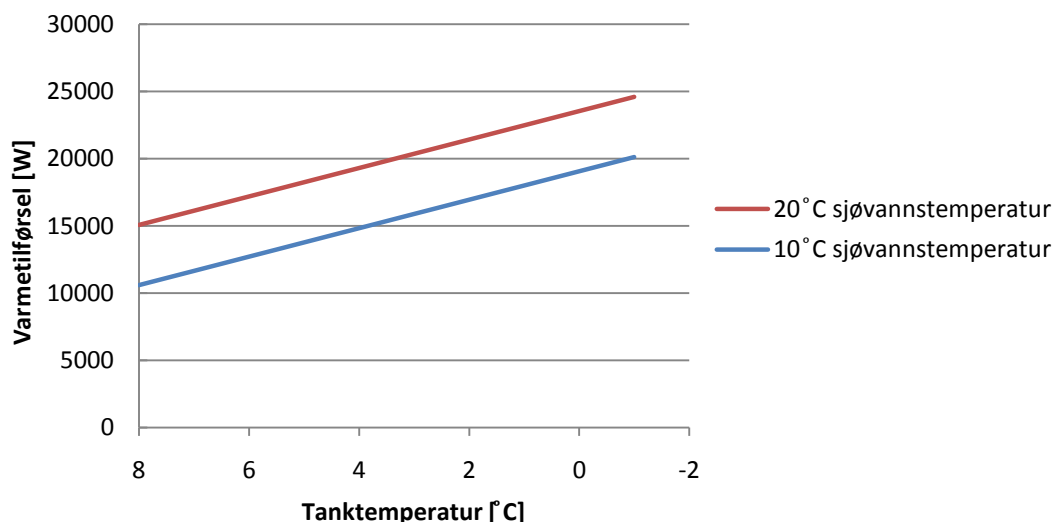
3.4 Varmetilførsel

I utregningene i Tabell 3 er det ikke tatt hensyn til den ekstra kjølekapasiteten som må til som følge av varmetilførsel til tankene fra omgivelsene.

Båragutt ble kontaktet for å innhente data om isolasjon og veggtykkelser for RSW-tankene for å regne ut varmetapet. Det ble oppgitt at isolasjonen er varierende, og dette gjør det vanskelig å anslå verdier for varmetapet. Maskintegningene av båten var også lite detaljerte (bilag 2) men dimensjoner er antatt ut i fra denne. Siden båten er fra 1970-tallet kan det antas at isolasjonen har mistet mye av sin resistans. For beregning av varmetapet ble det tatt utgangspunkt i data fra to rapporter fra Torry Research Station. Fra den ene rapporten ble det hentet veggtykkelse for en RSW-tank og typiske varmeoverføringskoeffisienter for vann for utsiden av båten og innsiden av tanken [24]. U-verdi for gulv, tak og vegg mot maskinrom ble hentet fra den andre rapporten for en delvis isolert tank [25]. RSW-tanken i rapporten var bygd inn i båtenes konstruksjon. Ombord på Båragutt er derimot tanken og skipsveggen skilt med en gang, og det ble regnet ut nye varmeoverføringskoeffisienter for denne varmeoverføringen. Siden kun fire av de seks tankene i Båragutt fylles opp med vann ved forkjøling av vannet, vil de tomme tankene på siden av den bakre tanken fungere som ekstra varmemotstand.

Varmetilførselen til RSW-tankene ble estimert til 25 kW, altså ca 6 % av kjølekapasiteten i designpunkt. Dette var ved 20 °C sjøvannstemperatur og -1,5 °C temperatur på vannet, se bilag 3 for utregning. I følge en rapport som er skrevet av Magnussen i 1972, er det også betydelige kuldebroer til stedet i RSW-tankene. Dette er det ikke tatt høyde for i utregningen. Varmeoverføringen ble anslått til å være omtrent 10 % av installert kuldeytelse i samme rapport [26].

Som vist i Figur 7 vil varmetilførselen inn i tanken også øke etter hvert som tanktemperaturen synker, og ved høyere sjøvannstemperaturer. På slutten av nedkjølingen vil altså varmetilførselen være størst, fordamperytelsen minst, og nedkjølingen vil dermed ikke være like effektiv som i starten.

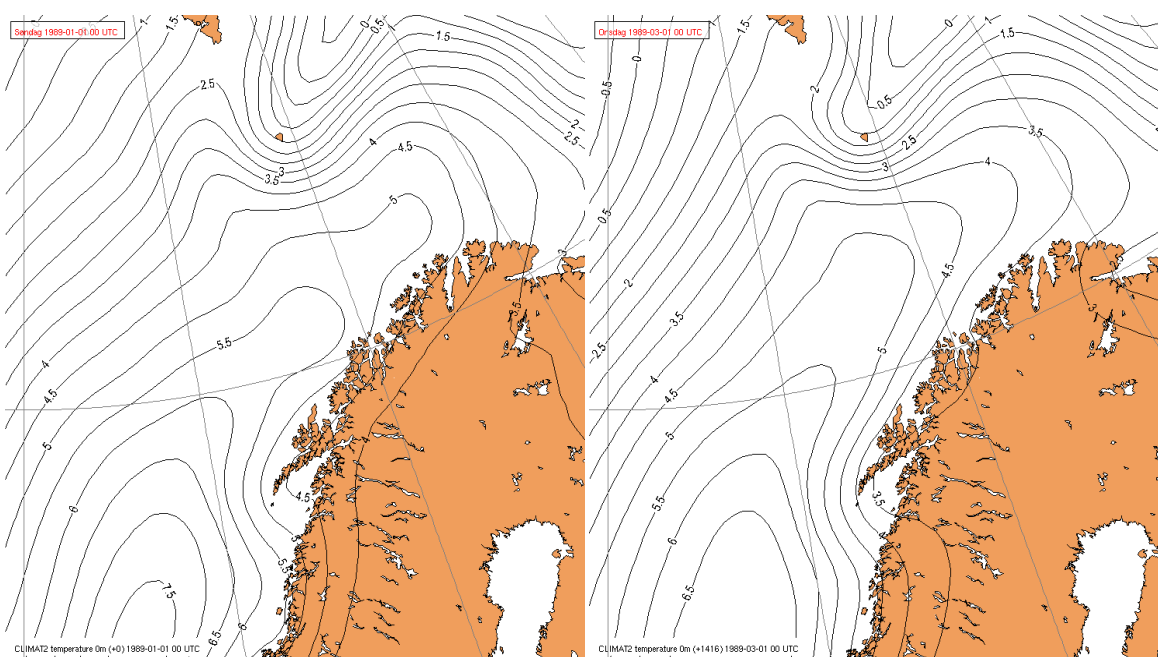


Figur 7 Varmetilførsel til RSW-tankene

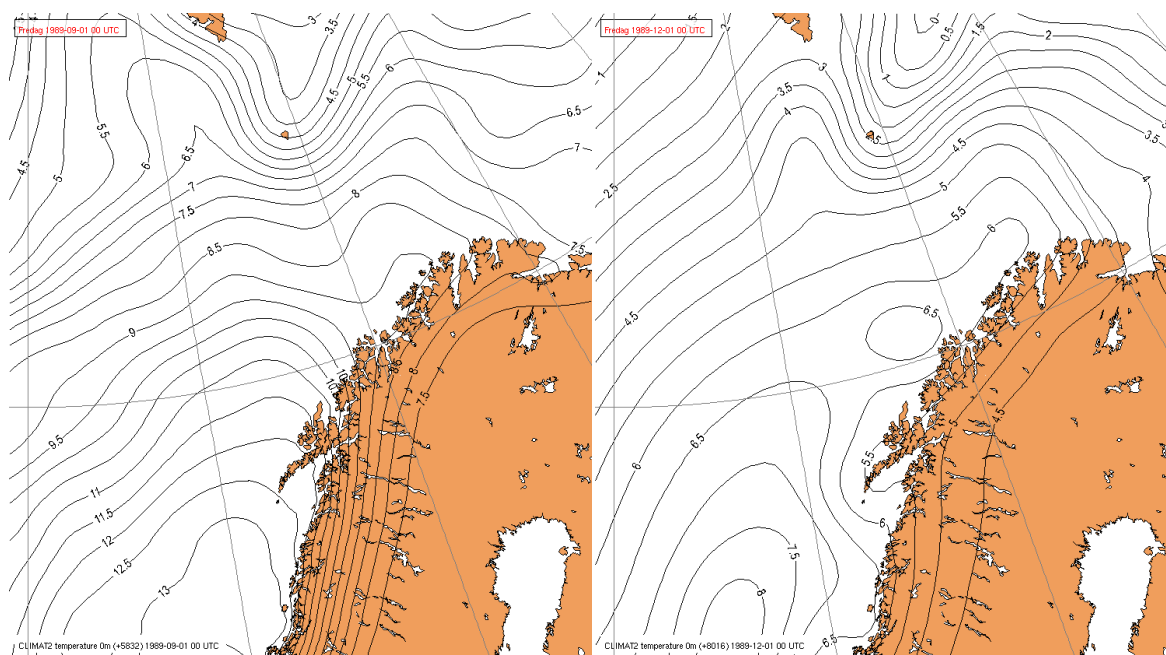
Som regel skiftes også 3-5 % av vannet i tankene ut per time etter lasting av fisken. Dette for å holde fisken frisk og hindre for mange start og stopp av kompressoren [20]. Dette utgjør også en betydelig varmetilførsel til tankene. Utsiftningen skjer først etter for-kjølingen, og vil derfor ikke bli grundigere gjennomgått i denne oppgaven.

3.5 Sjøvannstemperatur

Fisket ombord på en båt som Båragutt skjer i sesonger. Sild og lodde fiskes fra januar til og med mars, mens makrellfisket skjer fra midten av august til starten av desember. Dette fører til at temperaturen på vannstrømmen gjennom kondensator og starttemperaturen på vannet i tanken vil variere.



Figur 8 Middel månedsverdi for overflatetemperatur i januar og mars [27]



Figur 9 Middell månedsverdi for overflatetemperatur i september og desember [27]

Figurene over viser middel-månedsverdier for overflatetemperaturen nord i Norge, hvor Båragutt driver sitt fiske. Overflatetemperaturen under sildefisket ligger på rundt 4 °C som vist i Figur 8. Temperaturen i sjøen når makrellfisket foregår, ligger opp mot 14 °C, se Figur 9. Mesteparten av tiden vil CO₂-baserte RSW-anlegg altså drives subkritisk grunnet generelt lav temperatur på kjølevannet. Da overflatetemperaturen avhenger mye av lufttemperaturen og solinnstrålingen, kan ekstremtemperaturer også forekomme på over 20 °C. Dermed må anlegget kunne drives transkritisk (se delkapittel 3.7 Transkritisk og subkritisk drift). En annen grunn til å designe anlegget effektivt ved transkritisk drift er eksport av produktet til varmere strøk.

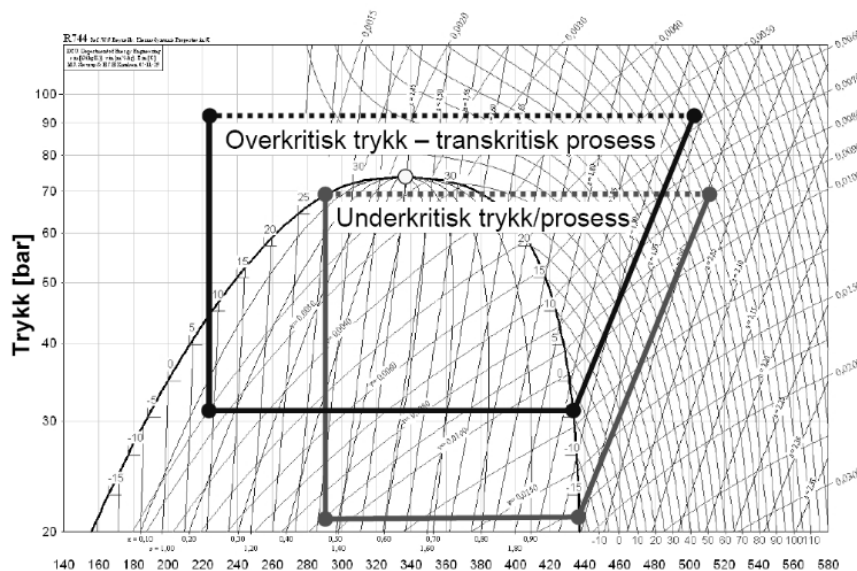
Ved makrellfiske er vannet varmere og det vil ta lengre tid å kjøle det ned. Samtidig er kortere tid til rådighet for for-kjølingen i denne perioden. Dette vil bli undersøkt nærmere under kapittel 4.3 Simuleringer av ulike systemløsninger.

3.6 RSW-pumpe

Vannet pumpes inn i bunnen av tankene og tappes av igjen på toppen for å bidra til å holde fisken flytende etter fisken er lastet ombord. Likevel er ikke den konstante strømmen av vann alltid nok for å holde oppdriften, og dermed justeres vannmengden også av operatøren for at fisken ikke skal synke til bunns. Anlegget vil ikke alltid kunne drives med maksimal COP, siden massestrømmen vann gjennom fordampner varierer. Med lavere massestrøm synker fordampingstemperaturen, og dermed også COP.

3.7 Transkritisk og subkritisk drift

På grunn av at CO₂ har et lavt kritisk punkt, 31,1 °C og 73,8 bar, må CO₂-syklusen kjøres transkritisk dersom sjøtemperaturen er høy. Altså vil høytrykkssiden av anlegget være enten subkritisk eller superkritisk, som det er vist eksempel på i Figur 10.



Figur 10 Prinsipiell framstilling av transkritisk og subkritisk drift i et log p/h diagram [1]

Anlegget bør kjøres subkritisk så lenge det er mulig, da dette gir minst trykkforhold for kompressoren, og dermed best COP. Når sjøvannstemperaturen nærmer seg 20 °C, skal trykket økes til over kritisk punkt for fremdeles å kunne gi en god kuldeytelse. Dersom ytelsen er for liten under en nedkjøling, kan trykket økes enda mer på bekostning av effektfaktoren. Dette er vist ved resultater fra simuleringer under kapittel 5.1 Kontrollstrategi fra simuleringer. Her drives anleggene både transkritisk og subkritisk, og man ser at nedkjølingstiden blir noe kortere, og COP reduseres i transkritisk drift.

3.7.1 Teoretisk optimalt høytrykk ved transkritisk drift

For å bestemme det optimale høytrykket for best COP i transkritisk drift er det utviklet empiriske korrelasjoner som kan finnes i litteraturen. Disse korrelasjonene er basert på eksperimentelle forsøk og simuleringer. Kauf [28] Liao m.fl. [29] Chen m.fl. [30] er noen av de som har sett på problemet med høytrykksoptimalisering tidligere, og utviklet korrelasjoner for dette. Kauf estimerer det optimale høytrykket til å være som vist i Formel (2). Han relaterer utløpstemperaturen av gasskjøler til omgivelsestemperaturen, men neglisjerer effekten av at denne også varierer med høytrykket, gasskjølerdesign og massestrømmen av det kjølede mediet gjennom kondensatoren. Liao har funnet korrelasjonen i Formel (4) og tar hensyn til kompressorens isentropiske virkningsgrad, som vist i Formel (5). Det gjøres en forenkling ved å se på utløpstemperaturen som en uavhengig variabel. Denne vil naturlig variere med de parametere som ble forklart over. Chen relaterer utløpstemperaturen til omgivelsestemperaturen som gitt i Formel (7), og ser på fordampingstemperaturen som en uavhengig variabel av det optimale høytrykket Formel (8), på lik linje med Kauf. Denne korrelasjonen benytter en annen modell for kompressoren enn korrelasjonene til Liao og Kauf, og forfatteren bemerker selv at dette kan være noe av grunnen til avviket mellom (2) og

(8), se Figur 11. En annen grunn som blir nevnt er ulik tilnærming av gasskjølerens utløpstemperatur, som vist i (3) og (7).

$$P_{opt} = 2,6T_c + 7,54 \quad (2)$$

$$T_c = 2,9 + T_{omg} \quad (3)$$

$$P_{opt} = \frac{2,7572 + 0,13 + 4t_o - 3,072K/C}{1 + 0,0538t_o + 0,1606K/C} t_c - \frac{8,7946 + 0,02605t_o - 105,48K/C}{1 + 0,05163t_o + 0,2212K/C} \quad (4)$$

$$\eta_{is} = C - K(p_c / p_o) \quad (5)$$

$$\eta_{is} = 1,003 - 0,121(p_c / p_e) \quad (6)$$

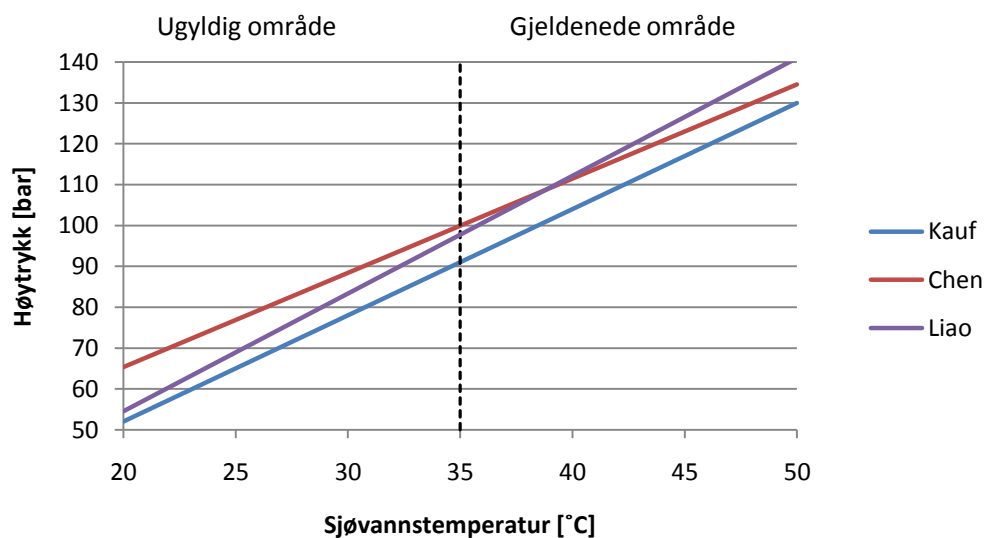
$$T_c = -0,0015269T_{omg}^2 - 0,028866T_{omg} + 7,71216 \quad (7)$$

$$P_{opt} = 2,304T_{omg} + 19,29 \quad (8)$$

$$\eta_{is} = 0,9343 - 0,04478(p_c / p_e) \quad (9)$$

Betraktningen viser at de teoretiske korrelasjonene ikke tar høyde for alle variasjoner i et anlegg. Ingen av korrelasjonene tar høyde for kompressorens volum [31], eller at det optimale høytrykket også er avhengig av gasskjøler- og fordamperdesign. Flere har tatt for seg disse korrelasjonene innenfor de gjeldene temperaturintervall og sammenlignet avviket de gir i optimalt høytrykk og COP. Cabello [32] fant at maksimalt avvik i COP var minst for Liao sin korrelasjon og at dette ga en reduksjon i COP på 0,6 %, mens Kaufs ligning ga størst avvik og en reduksjon på 12 %. Checchinato [31] gjorde lignende undersøkelser for en varmepumpe for varmtvannsberedning. Under forsøkene ble det funnet at korrelasjonene fra Liao derimot utgjorde det største avviket i COP. Avviket var på 30 %. Resultatene viser at korrelasjonene må brukes med forsiktighet dersom ikke for store energitap skal finne sted, og at de ulike korrelasjonene gir forskjellig avvik avhengig av systemet som undersøkes. Begge artikler etterspør en mer presis måte å regulere det transkritiske høytrykket på, da et lite avvik i trykket fører til en stor reduksjon av effektiviteten. Sistnevnte artikkel etterspør en direktekoplede reguleringsalgoritme for å bestemme det optimale høytrykket, og som også kan ta hensyn til de parametere som ellers blir utelukket i korrelasjonene nevnt over. Det vil bli foreslått en reguleringsstrategi for å finne det optimale høytrykket i delkapittel 7.2 Maksimalverdisøker.

Ingen av korrelasjonene nevnt over tar heller for seg omgivelsestemperaturer som er lavere enn 30 °C. Figur 11 viser hvordan korrelasjonene fra Liao, Kauf og Chen gir subkritisk trykk ved 20 °C sjøvannstemperatur. Korrelasjonene kan heller ikke regnes som gyldige ved så lave temperaturer, da de er utledet fra eksperiment mellom 30 °C til 50 °C omgivelsestemperatur. For korrelasjonen til Liao er det i utregningen antatt 3 °C temperaturdifferanse i utløp av gasskjøler og 5 °C fordampningstemperatur ved 0 °C tanktemperatur (bilag 4). Normalt gir så lav omgivelsestemperatur best COP i subkritisk drift, men i visse tilfeller må trykket økes til transkritisk, for å oppnå både en god kuldeytelse og COP (bilag 5). Dersom sjøvannspumpen innstilles feil eller gasskjøler er underdimensjonert vil dette kunne forekomme. En direktekoblet høytrykksopptimalisator vil være nødvendig for en mer energieffektiv drift av anlegg under avvikende driftsforhold som dette.



Figur 11 Ulike empiriske korrelasjoner for optimal høytrykk

4 Løsninger for RSW-anlegg

SINTEF Energi har utviklet forskjellige alternativer for RSW-anlegget på 400 kW for Båragutt. Disse er vist som Modell 1, 2 og 3 i Tabell 4. I tillegg er det oppgitt spesifikasjonene som for eksempel type varmeveksler, vannmengder gjennom gasskjøler og fordamper, fordampingstemperatur ved designpunkt. Et anlegg på 270 kW ytelse er også blitt utviklet for båten Tjeldøy. Systemet og spesifikasjonene for dette er oppgitt som Modell 4 i Tabell 4. Systemløsningene er nærmere beskrevet i neste avsnitt.

Tabell 4 Ulike RSW-anlegg

	Modell 1 (Båragutt)	Modell 2 (Båragutt)
Systemoppsett		
System	Direkte	Indirekte
Kuldeytelse (design)	400 kW	400 kW
Fordamper	Fylt (CO ₂ på utsiden)	Fylt (CO ₂ på utsiden)
Gasskjøler	Fylt (CO ₂ på utsiden)	Platevarmeveksler
Høytrykk	75 bar	75 bar
Kompressorturtall	1322 rpm	1322 rpm
Utløpstemperatur	20,36 °C	20,56 °C
T ₀	-5,12 °C	-4,95 °C
\dot{m} vann gasskjøler	1300 l/min	600 l/m (glykol)
\dot{m} vann fordamper	5600 l/min	5712 l/min

	Modell 3 (Båragutt)	Modell 4 (Tjeldøy)
Systemoppsett		
System	Direkte	Direkte
Kuldeytelse (design)	400 kW	270 kW
Fordamper	Tørr (CO ₂ på innsiden)	Tørr (CO ₂ på innsiden)
Gasskjøler	Tørr (CO ₂ på innsiden)	Tørr (CO ₂ på innsiden)
Høytrykk	75 bar	75 bar
Kompressorturtall	1322 rpm	1570 rpm
Utløpstemperatur	22,96 °C	21,78 °C
T ₀	-4,72 °C	-4,46 °C
\dot{m} vann gasskjøler	3508 l/min	3500 l/min
\dot{m} vann fordamper	5600 l/min	3647 l/min

4.1 Fylt og tørr fordamper

Ved valg av systemløsning og varmevekslere er det viktig at den kan tåle det operative trykket og temperaturen som prosessen krever. Sjøvann er korrosivt, og derfor er materialet i varmevekslerne også avgjørende for valget. Mulighet for rensing og vedlikehold er også viktig. Andre faktorer som spiller inn på valget er varmeoverføringsareal, størrelse og pris. Rørkjelvarmevekslere er den mest brukte typen varmeveksler i RSW-anlegg.

To ulike løsninger for rørkjelvarmevekslere er vurdert for systemene som er utviklet av SINTEF. Det som normalt benyttes i RSW-anlegg, er fylte fordampere hvor kuldemediet sirkulerer på utsiden av rørene (Modell 1 og 2). Fyllingen av CO₂ blir stor ved bruk av en slik fordamper, noe som kan utgjøre en fare for sikkerheten, som vist under 2.6.3 Sikkerhet. Maksimal vannhastighet gjennom rørene kan ikke overskride 5 m/s for titanrør da dette kan føre til turbulenskorrosjon [33]. Vannhastigheten er en avveining mellom korrosjon, varmeovergangsforhold og trykktap i varmeveksleren. En ulempe med denne type fordamper, er at den er sårbar for utfrysning. Ved bruk av saltvann anbefales 1,5 °C til 2 °C som laveste temperatur ut på grunn av faren for utfrysning. Utfrysning skjer lettere ved lave vannhastigheter og dersom veksleren har flere parallelle vannløp. Ved bruk av CO₂ krever løsningen i tillegg at hele varmeveksleren er høytrykksbestandig. Gasskjøleren må tåle transkritisk drift og fordampere må tåle stillstandstrykket, dersom ikke andre tiltak mot trykkredusering tas.

Derfor er en billigere løsning vurdert, hvor CO₂ føres på innsiden av rørene, tørr type. Problemet med høyt trykk begrenses da kun til rørene, og dermed blir produksjonskostnadene lave. Denne løsningen halverer prisen på varmevekslerløsningen. Både mantelen og rørene må da være sjøvannsbestandig. I tillegg er den mer robust mot utfrysning. Tørr fordamper er mindre utprøvd enn fylt fordamper for RSW-anlegg.

Vannet som sirkuleres i tankene, vil få et høyere innhold av bakterier og rester fra fisken. Når dette sirkulerer gjennom fordamperen, vil det bli dannet belegg som fører til dårligere varmeovergang. Dermed vil fordampingstemperaturen synke, og COP for systemet trolig bli redusert. Derfor er utformingen av fordamperen viktig. I tillegg kan bakteriene i vannet forårsake hygieniske problemer for produktet.

Ved bruk av fylt fordamper er det lett å rengjøre innsiden av rørene, hvor det vil bli smuss og beleggdannelse av det sirkulerte sjøvannet. Dette kan gjøres med for eksempel vendespyling, børster eller svamper. Ved bruk av en tørr fordamper er det fare for at mer materiale vil legge seg igjen i fordamperen, og mekanisk rengjøring er vanskelig. Dermed må det benyttes finere rensfilter i tørrfordampersystemet, som igjen fører til større trykktap. Begge fordamperne må også renses med rensesvæske, som for eksempel ozonert vann. Se bilag 6 for mer informasjon om ozonrensing.

4.2 Direkte og indirekte system

4.2.1 Direkte system

I et direkte system vil varmen som er tatt opp fra RSW-vannet bli avgitt direkte til sjøvannet via gasskjøleren, som vist i Figur 1.

4.2.2 Indirekte system

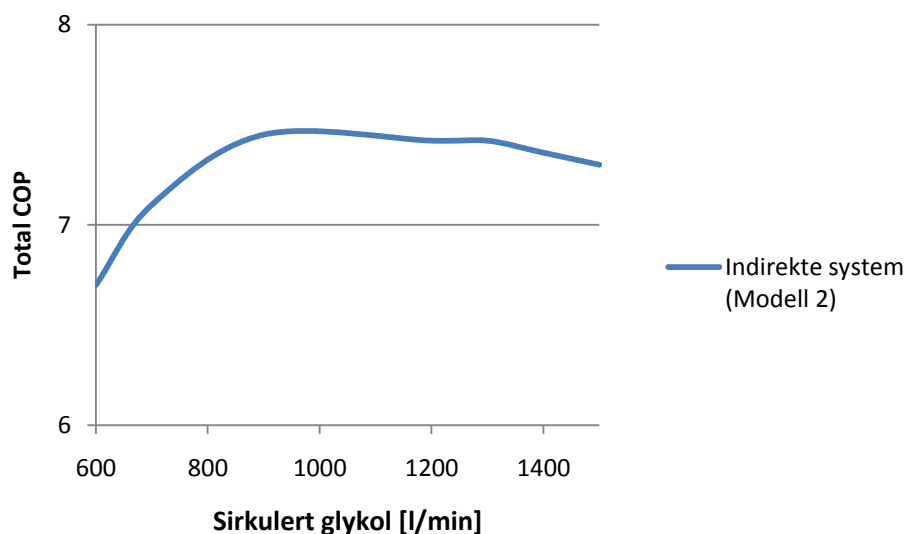
Et indirekte system, se Modell 2 i Tabell 4, er en alternativ løsning på RSW-anlegg. Systemet gjør at man kan skille problemet med høyt trykk og korrosjon ved saltvann i to ulike varmevekslere. Prisen vil da bli halvert for varmevekslerløsningen fordi man kan benytte standard platevarmevekslere. I det indirekte systemet vil en glykolblanding sirkulere i en sekundær krets mellom gasskjøleren og den kjølede sjøvannsstrømmen. Det ekstra pumpearbeidet som kreves for å sirkulere glykolen, vil være en ekstrakostnad. I tillegg vil systemet ta større plass enn de konkurrerende alternativene, da man trenger to varmevekslere i stedet for en og i tillegg ekstra rørføring og ekstra pumpe. Dette er ugunstig da arealet ombord på en båt er en begrenset ressurs.

Et indirekte system er gunstig dersom det er aktuelt å gjenbruke spillvarmen til oppvarmingsformål ombord i båten. Som følge av CO₂ sin store temperaturgliding i gasskjøleren ved transkritisk drift, kan glykolstrømmen varmes opp til en høyere temperatur. Når sjøvannstemperaturen er lav, og det ville vært mer gunstig å kjøre systemet subkritisk, vil man da få et energitap i systemet ved å kjøre det transkritisk. Likevel er behovet for varme størst da, og denne energien kan benyttes til oppvarmingsposter på båten.

Dersom restvarmen skal benyttes til varmegjenvinning, bør massestrømmen av glykol gjennom gasskjøleren være lav, slik at den oppnår høy nok temperatur til formålet. Dette kan

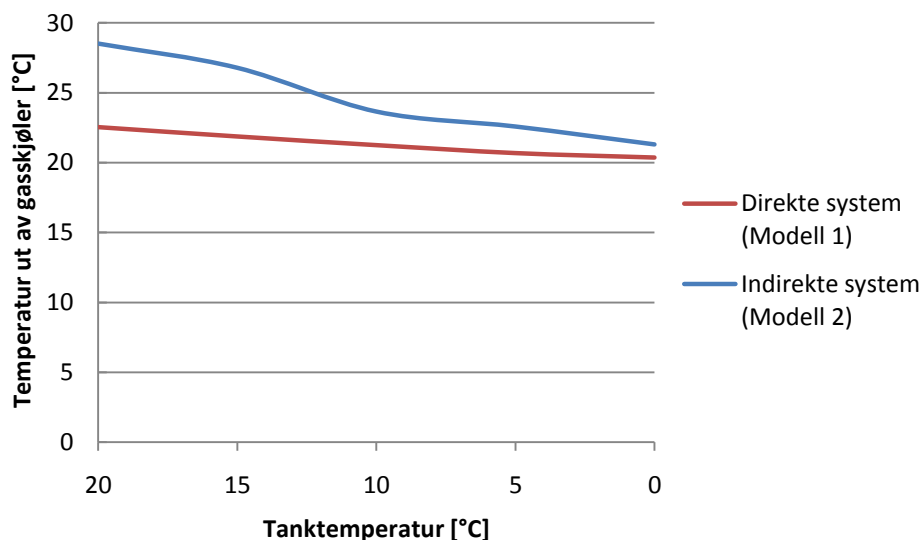
føre til at pinch-punktet havner inne i varmeveksleren, slik at CO₂ ikke blir kjølt tilstrekkelig ned. Dersom CO₂-temperaturen ut av gasskjøleren da ender opp i nærheten av kritisk punkt, vil prosessen miste mye av sin kuldeytelse. En trykkøkning kan skifte pinch-punktet til utløpet, og prosessen gjenvinner ytelse. En god kontrollstrategi vil være nødvendig for å optimalisere et slikt anlegg, se kapittel 7 Dynamisk høytrykksregulering i transkritisk drift for mulig kontrollstrategi av superkritisk høytrykk for optimalisering av COP.

Når det indirekte systemet ikke brukes til varmegjenvinning, men kjøles direkte til sjøvannet, vil optimalt transkritisk trykk være så lavt som mulig for å få lavest mulig kompressorarbeid på grunn av lav sjøvannstemperatur. Det er ikke lengre interessant å ha en høy temperatur ut på glykolen, og pinch-punktet i gasskjøleren vil ligge i utløpet. Mengde sirkulert glykol avhenger da av hvor mye temperaturen på glykolen kan senkes i sjøvannsvarmeveksleren. Blir sirkulasjonsraten for høy, vil den bli kjølt lite ned i sjøvannsvarmeveksleren, og dette fører igjen til høy utløpstemperatur på CO₂ i gasskjøleren. Er den for lav, vil den ikke klare å fjerne nok varme fra gasskjøleren. I tillegg vil en for høy mengde sirkulert glykol kunne redusere et systemets totale COP, da pumpearbeidet blir større. Dette er illustrert for et eksempel i Figur 12. Plottet er laget ved hjelp av simuleringer i Csim av Modell 2, se Tabell 4.



Figur 12 Endring i COP inkludert pumpearbeid med ulik mengde sirkulert glykol.

I starten av nedkjølingen, når temperaturen på vannet i tanken er høy, vil kuldeytelsen være størst, som vist under kapittel 3. Kartlegging av variasjon av drift. Dersom sirkulert mengde glykol holdes konstant lik det som er optimalt i designpunkt (0 °C tanktemperatur), vil ikke den lave massestrømmen klare å fjerne all varmen fra gasskjøleren i starten av nedkjølingen. Utløpstemperaturen blir dermed høyere enn ved et system som kjøles direkte mot sjøvannet. Derfor bør mengden sirkulert glykol varieres i løpet av nedkjølingsforløpet. Dette bør gjøres slik at pumpearbeidet blir minst, mens fordamperytelsen og COP størst. Et eksempel på dette er vist i Figur 13.



Figur 13 Temperatur ut av gasskjøleren ved transkritisk drift (75 bar).

4.3 Simuleringer av ulike systemløsninger

Det ble gjort simuleringer i Csim for å finne hvilke varmevekslere og systemløsninger som ga gunstigst COP, nedkjølingstid av vannet i RSW-tanken og energibruk. I denne sammenligningen er det tatt utgangspunkt i Modell 1, 2 og 3 som er beskrevet i kapittel 4 Løsninger for RSW-anlegg (Tabell 4), da disse er dimensjonert for lik kuldeytelse.

Simuleringene ble også gjort for å se hvordan variasjon i driftsforhold som vanntemperaturer og tanktemperaturen endrer systemets COP, noe som ble drøftet i kapittel 3 Kartlegging av variasjon i drift. Dette illustreres også nærmere i starten av kapittel 5 Kontrollstrategi for minimal energibruk hvor Modell 1 er videre drøftet.

Siden anlegget vil bli kjørt subkritisk i de største deler av året, er det viktig at gasskjøleren fungerer bra som kondensator.

Nedkjølingsforløpet for tre ulike driftstilstander (DT) ble sett på for hver av systemløsningene. Dette er:

DT 1: Transkritisk drift ved 75 bar og 20 °C sjøvannstemperatur.

DT2: Transkritisk drift ved 75 bar og 4 °C sjøvannstemperatur.

DT3: Subkritisk drift ved det kondenseringstrykket som gir best COP og 4 °C sjøvannstemperatur.

Ved 75 bar gir anleggene rundt 400 kW ved designpunkt som var 0 °C tanktemperatur og 20 °C sjøvannstemperatur.

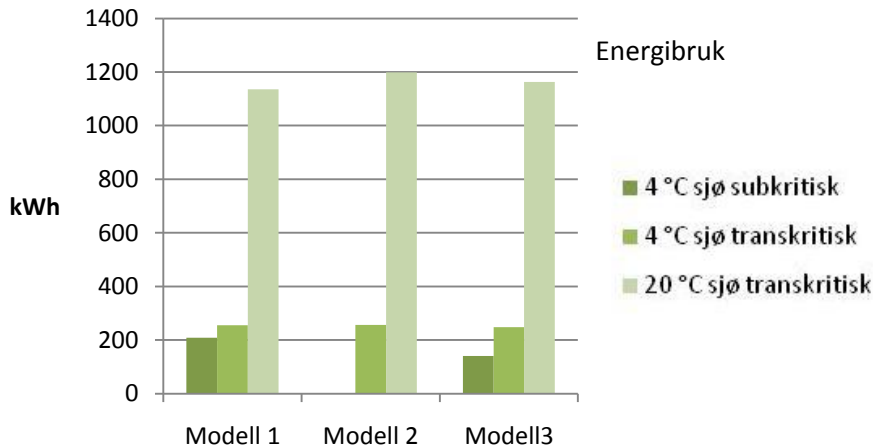
Siden Csim gir stasjonære løsninger, ble det gjort flere simuleringer for ett nedkjølingsforløp av vannet i RSW-tanken. Det er simulert fem ulike tanktemperaturer ved nedkjøling fra 20 °C til 0 °C og tre simuleringer ble gjort for nedkjøling fra 4 °C til 0 °C. Deretter ble kompressorarbeidet, pris og nedkjølingstid regnet ut, se bilag 7. En gjennomsnittlig COP ble

også regnet ut for hele nedkjølingsforløpet for hver modell og hvert driftsforhold. Ved beregning av energiforbruk og COP er kun kompressorarbeidet tatt med for Modell 1 og 3. For det indirekte systemet, Modell 2, er pumpearbeidet for å sirkulere glykolen også medberegnet. Det er da antatt 0,5 bar trykktap gjennom hver av varmevekslerne og en pumpevirkningsgrad på 0,5. Fordampingstemperaturen skal ikke være lavere enn -5 °C da det kan forekomme utfrysning. Dette forekom i subkritisk drift, og da ble kompressorturtallet senket. I subkritisk drift er simuleringer gjort for å oppnå det kondenseringstrykket som gir best COP for prosessen.

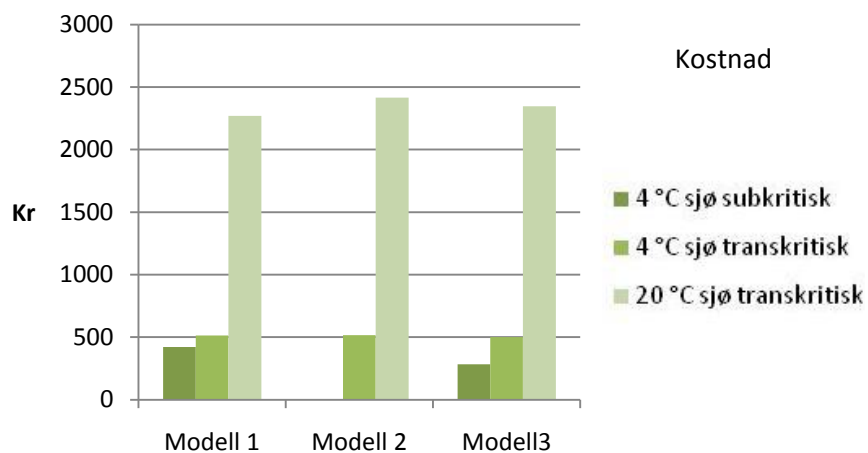
Energiprisene ble beregnet ut fra data fra Østlandske Varmesenter som vist i tabell 5. I utregningen ble det antatt at generatoren har en virkningsgrad på 0,4. Oljevirkningsgraden ble satt til 0,9.

Tabell 5 Beregning av pris på elektrisitet

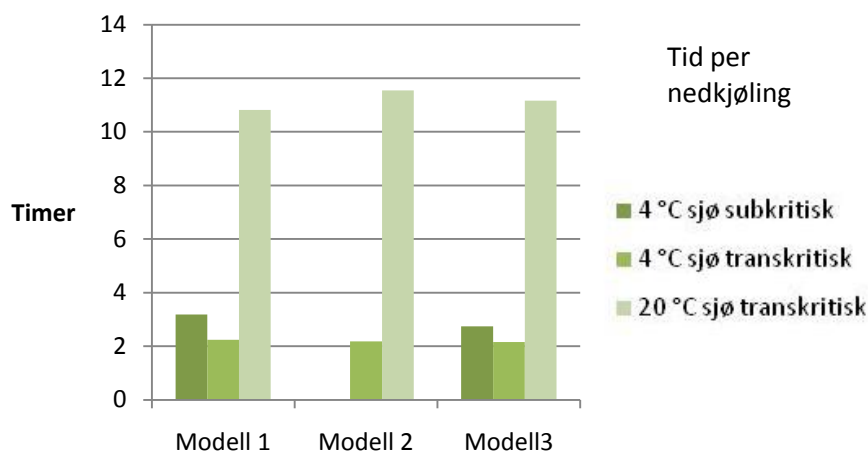
Brennverdi olje	11,9	kWh/kg
Oljevirkningsgrad	0,9	
Virkningsgrad generator	0,4	
Reelt utbytte	4,3	kWh/kg
Pris olje	730	øre/liter
Tetthet olje	0,845	kg/liter
Pris elektrisitet	2	kr/kWh



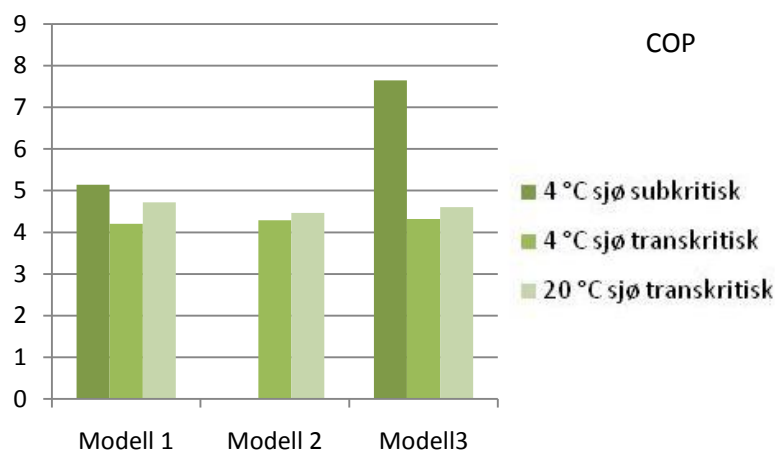
Figur 14 Energibruk for Modell 1, 2 og 3 ved ulike nedkjølingsforløp



Figur 15 Kostnader for Modell 1, 2 og 3 ved ulike nedkjølingsforløp



Figur 16 Tidsbruk for Modell 1, 2 og 3 ved ulike nedkjølingsforløp



Figur 17 COP for Modell 1, 2 og 3 ved ulike nedkjølingsforløp

Merk at turtallet til kompressoren ble senket ved 0 °C tanktemperatur i alle modellene for å hindre utfrysning i DT3. Kompressorhastigheten ble redusert til omtrent 1000 rpm for alle modellene.

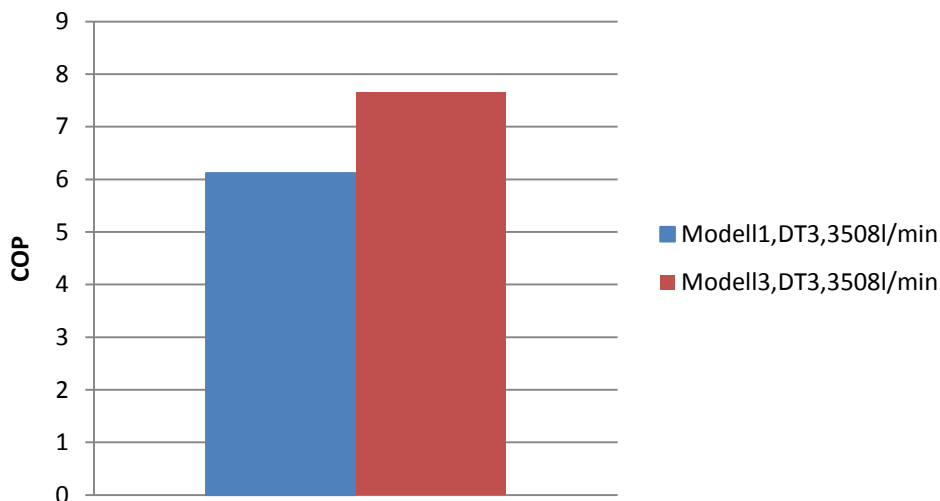
Det indirekte systemet er ikke simulert i subkritisk drift på grunn av problemer med konvergens i programmet. Med tanke på økt varmevekslingstap og ekstra pumpearbeid, kan man likevel anta at modellen kommer dårligere ut enn Modell 1. Siden prosjektet heller ikke er klart til å implementere systemer for varmegjenvinning ennå, og anlegget krever større plass, er det allerede et mindre interessant alternativ enn de andre løsningene.

Som nevnt var nedkjølingstiden ved makrellfisket på 6-12 timer. Figur 16 viser at alle systemløsningene vil klare å forkjøle vannet nok innen 12 timer selv når sjøvannstemperaturen er så høy som 20 °C. 6 timer blir ikke nådd ved DT1 ved det gitte forhold.

Figur 15, med energiprisen som er estimert i Tabell 5, viser at prisen på en nedkjøling av vannet i RSW-tanken er på under 2500 kr. I disse utregningene og i Figur 14 er det kun sett på kompressorarbeidet for for-kjøling av vannet, ikke det ekstra arbeidet som trengs for pumping av vann gjennom fordamper og gasskjøler. I tillegg må omtrent halve nedkjølingen skje på nytt når fisken er lastet ombord, og varmetilsiget må fjernes helt til båten igjen er i havn. Som regel skiftes også 3-5 % av vannet i tankene ut per time for å holde fisken frisk og hindre for mange start og stopp av kompressoren [20]. Dette utgjør også en varmetilførsel til tankene. Båten driftes i tillegg i store deler av året, mens her er nedkjølingen gjort kun en gang. Dette kan være årsakene til det store avviket mellom kostnadene estimert under delkapittel 2.5 Økonomi, og resultatene som er vist i Figur 18.

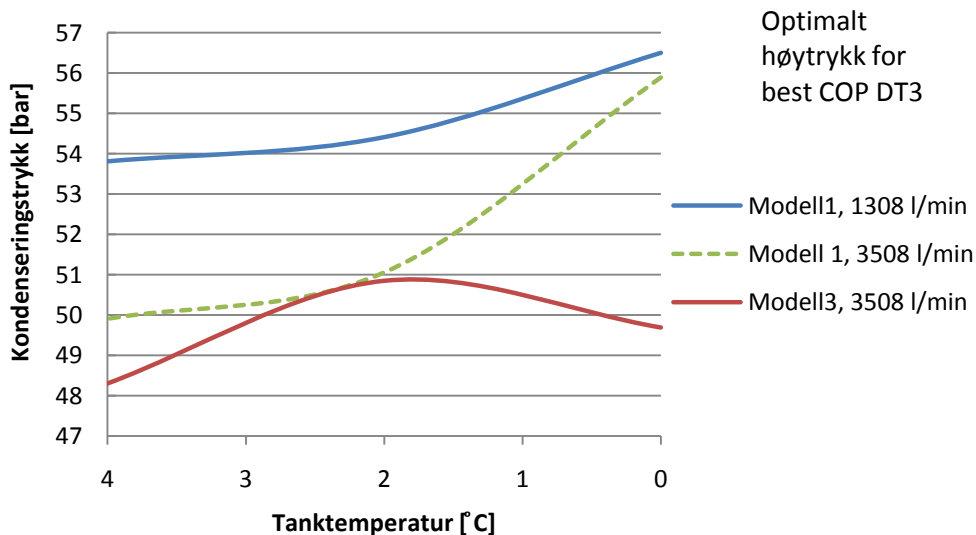
Figur 17 viser at anlegget med tørr fordamper, Modell 3, kommer gunstigst ut i subkritisk drift (DT3) når kondenseringstrykket er satt for å gi optimal COP. Siden det er ved lave sjøvannstemperaturer (Figur 8 og Figur 9) og subkritisk drift anlegget kommer til å bli benyttet mest, er dette viktig. Her har Modell 3 en COP for hele nedkjølingen på 7,6, mens Modell 1 kommer litt dårligere ut med en COP på litt over 5. Dette kommer av at Modell 3 trenger et lavere høytrykk for å oppnå best mulig COP enn Modell 1 grunnet bedre varmeoverføring ved dette driftsforholdet. De optimale høytrykkene for best COP vises i Figur 19 for Modell 1 og Modell 3.

Da mengden sirkulert vann gjennom gasskjøler i Modell 1 var lavere enn for Modell 3, ble det også gjort simuleringer for å finne ut om dette var årsaken til at Modell 3 hadde bedre COP. Med mer kjølede vann, vil kondenseringstemperaturen bli lavere og COP øke. Figur 18 viser resultater fra simuleringene av Modell 1 og Modell 3 i DT3 med lik mengde vann gjennom kondensator. Utregningene vises i bilag 8.



Figur 18 COP for Modell 1 og 3

Løsningen med CO₂ på innsiden, Modell 3, ga fremdeles et lavere energibruk, som tilsvarte 20 % mindre kompressorarbeid enn for Modell 1. Modell 3 hadde fremdeles høyere COP enn Modell 1, se Figur 18. Figur 19 viser hvilke kondenseringstrykk anleggene hadde for å oppnå optimal COP i simuleringene. Den viser også hvordan dette trykket ble lavere for Modell 1 ved å øke mengden kjølede vann gjennom kondensator. Modell 3 trengte fremdeles et lavere kondenseringstrykk for å få optimal COP i simuleringene, og kom derfor fremdeles bedre ut.



Figur 19 Kondenseringstrykk for optimal COP for Modell 1 og 3

Designet med CO₂ på innsiden av rør, Modell 3, er som nevnt gunstig fordi det er et billigere enn alternativet med fylt fordampere. På den andre siden er rengjøring vanskeligere og løsningen er mindre utprøvd i RSW-anlegg.

5 Kontrollstrategi for minimal energibruk i subkritisk drift

5.1 Kontrollstrategi fra simuleringer

For å finne en kontrollstrategi for redusert energibruk for en nedkjøling ble det tatt utgangspunkt i Modell 1, da denne konvergerer lettest i Csim. Siden en nedkjøling fra 4 °C vanntemperatur tar kortere tid enn det som normalt er tilgjengelig (6-12 timer sommer og 36 timer vinter), kan systemet drives på en mer effektiv måte. Figur 20 og Figur 21 illustrerer COP og kuldeytelse for Modell 1 ved de ulike driftstilstandene som ble forklart under kapittel 4.3 Simuleringer av ulike systemløsninger.

DT1 er transkritisk drift ved 75 bar og 20 °C sjøvannstemperatur. Etter hvert som tanktemperaturen synker, senkes også fordampingstemperaturen, som forklart under delkapittel 3.2 Tanktemperatur. Senket fordampingstrykk reduserer tettheten på gassen og dermed sirkulert mengde CO₂. Dette fører til at kuldeytelsen synker i løpet av nedkjølingen av vannet i RSW-tanken, se Figur 20. Trykkforholdet vil øke med den synkende fordampingstemperaturen, siden det superkritiske høytrykket er holdt konstant ved 75 bar. Som følge av dette senkes COP, se Figur 21. Det totale kompressorarbeidet for denne nedkjølingen er på 1135 kWh og gjennomsnittlig COP basert på kompressorarbeid er på 4,7. Nedkjølingen av tanken tar ca 11 timer (Figur 16), men tiden kan kortes ned på bekostning av COP ved å øke høytrykket. For energieffektiv måte å drive transkritisk nedkjøling, se delkapittel 7.2 Maksimalverdisøker.

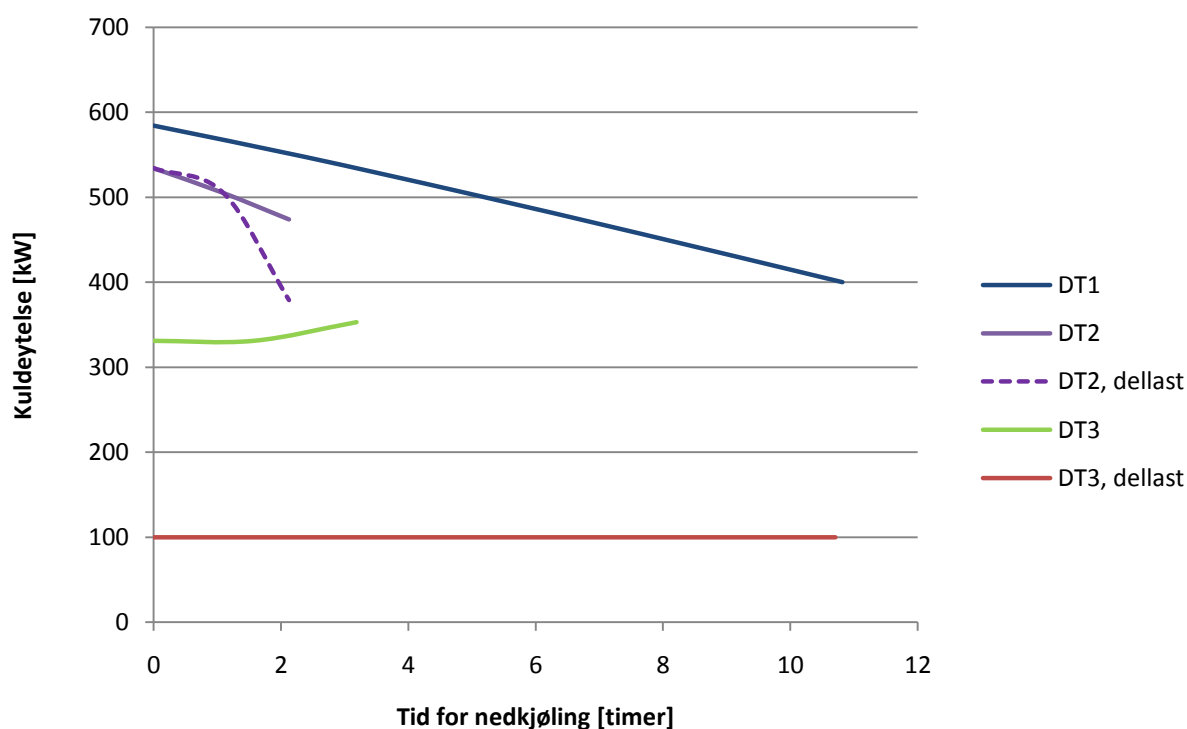
Figur 20 og Figur 21 viser at det ved lave sjøvannstemperaturer er tre ulike måter å kjøre anlegget på; DT2, DT3 og DT3 dellast. Den sistnevnte er forslag til kontrollstrategi for minimal energibruk.

DT2, som er transkritisk drift og nedkjøling ved 4 °C sjøvannstemperatur viser lignende fall i COP og kuldeytelse som tidligere beskrevet for DT1, siden anlegget driftes ved det samme høytrykket. Grunnet lavere starttemperatur i RSW-tanken er nedkjølingstiden kort. DT2, dellast, får i grafen et plutselig fall i kuldeytelse fordi kompressorturtallet må skrues ned for å hindre utfrysning ved slutten av nedkjølingen. Nedkjølingen tar 2,2 timer, og bruker 255 kWh kompressorarbeid (Figur 14). Gjennomsnittlig COP er 4,2.

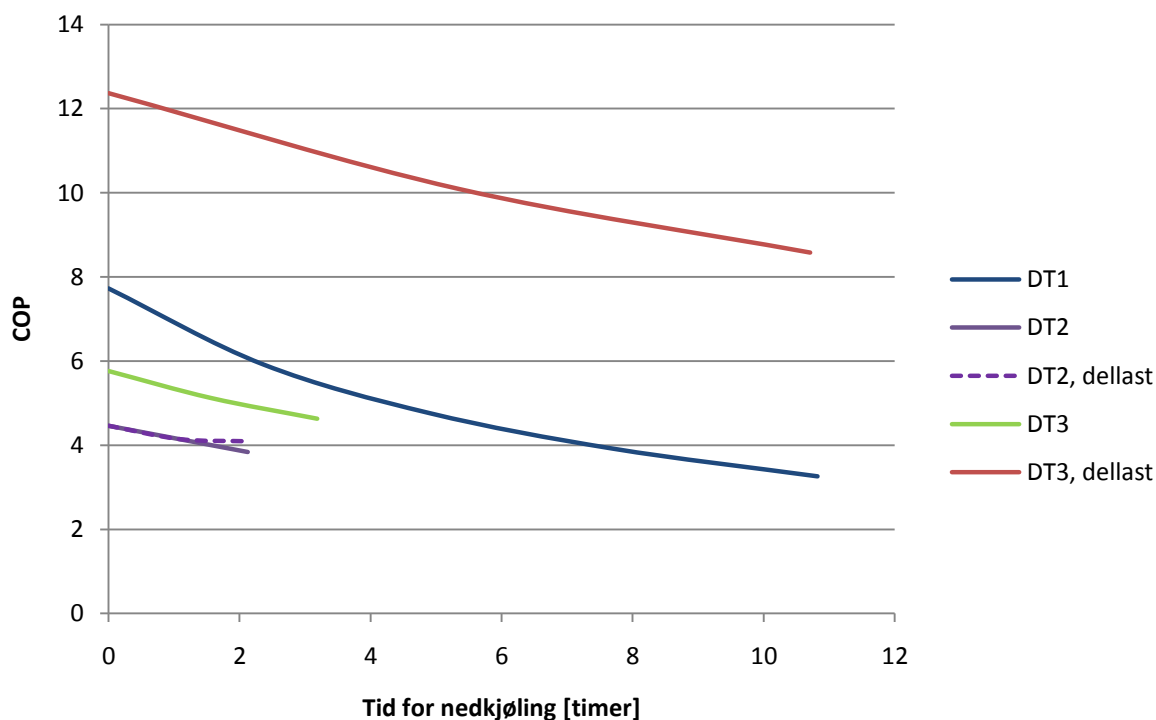
DT3 er subkritisk drift ved samme sjøvannstemperatur. Som nevnt ble simuleringer gjort for å oppnå det kondenseringstrykket som ga best COP for prosessen. DT3 får økt kuldeytelse etter hvert som tanktemperaturen synker. Dette er fordi kondenseringstrykket for optimal COP ga struping i tofaseområdet ved 4 °C tanktemperatur og 2 °C tanktemperatur. Dermed mistes noe av kuldeytelsen i starten av nedkjølingsprosessen. Normalt finnes optimal COP ved fullstendig kondensasjon av gassen i subkritisk drift. I disse simuleringene forekommer det at maksimal COP oppnås ved struping i tofaseområdet. Det burde vært lagt inn et kriterium i Csim som gir full kondensasjon samt litt underkjøling ved optimaliseringen [34]. Figur 20 og Figur 21 viser at transkritisk drift gir større kuldeytelse og lavere COP enn subkritisk drift. Nedkjølingen i subkritisk drift tok 3,2 timer, og gjennomsnittlig COP var på 5,1.

Resultatene fra simuleringer av den optimale kontrollstrategien vises også i figurene, og er referert til som "DT3, dellast". Ved vinterstid er opptil 36 timer tilgjengelig for nedkjøling av vannet før fisken lastes ombord. Det er imidlertid viktig å ha en viss ytelse på anlegget, slik at varmetilførselen til tankene blir fjernet. Siden tilgjengelig tid for nedkjøling er oppgitt som en omtrentlig verdi, og varmetilførselen som ble utregnet under delkapittel 3.4 Varmetilførsel er et grovt estimat, er det heller valgt å bruke nedkjølingstiden ved designpunkt (DT1) som kriterium for den energieffektive metoden. For å oppnå lik nedkjølingstid på 11 timer ved 4 °C kan man i teorien drive anlegget på 100 kW ytelse gjennom hele nedkjølingen, som vist i Figur 21. Simuleringer ble gjort i Csim for å finne det kompressorturtall og kondenseringstrykk som ga optimal COP for denne ytelsen. På lik linje med det som er forklart for DT3, er optimalt kondenseringstrykk funnet ved struping i tofaseområdet i noen tilfeller. Grunnen til at COP øker er at når kompressorens turtall reduseres, synker massestrømmen. Fordampingstemperaturen vil dermed øke, samtidig som optimalt kondenseringstrykk synker. Som følge av den lavere trykkdifferansen vil arbeidet som kreves for nedkjølingen bli betydelig redusert. Med mindre sirkulert mengde CO₂ vil også kuldeytelsen synke, og nedkjølingsforløpet vil ta lengre tid da kuldeytelsen synker med massestrømmen. Reduksjonen av kompressorarbeidet er større enn reduksjonen i kuldeytelsen og COP vil øke. Denne måten å drifte anlegget på vil gi omtrent 50 % energibesparelse i kompressorarbeid, se bilag 9. Gjennomsnittlig COP basert på kompressorarbeid for nedkjølingen vil følgelig dobles fra 5,1 ved normal drift (DT3) til 10,1 se Figur 21.

I samarbeid med SINTEF og veileder ved NTNU er det utarbeidet en artikkel til den internasjonale kjølekonferansen "ICR2011" i Praha angående dette temaet, se bilag 10.



Figur 20 Variasjon i kuldeytelse med tid og driftsforhold



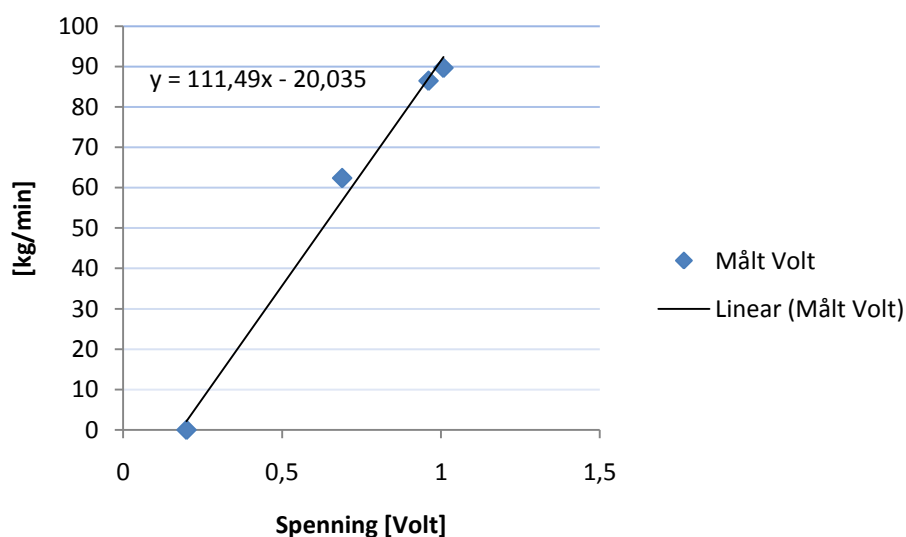
Figur 21 Variasjon i COP med tid og driftsforhold

Denne måten å drive anlegget på medfører i dette tilfellet 7,5 timer ekstra tid hvor sjøvannspumpen og kondensatorpumpen må sirkulere vann gjennom anlegget. Dette gjør at total COP ikke blir så gunstig som beskrevet over. Om energibesparelser vil bli oppnådd avhenger av trykktapet over varmevekslere, filter, rør og pumpevirkningsgraden. Den teoretiske betraktningen gitt over kan også begrenses av muligheten for turtallsregulering av kompressoren. I simuleringene over var kompressorturtallet redusert med 77 % i forhold til hastigheten ved designpunkt. Ved bruk av flere stempelkompressorer kan dellastreguleringen lettere oppnås [22]. Oljepumpen er som regel montert til akslingen på kompressormotoren, slik at for lavt turtall vil gi for lite oljeretur til smørning. En løsning på dette er å ha en oljepumpe med egen motor slik at oljereturen er sikret [34]. En kontrollstrategi også for pumper kan tenkes å gi besparelser.

5.2 Målinger på laboratorieanlegg

For å undersøke om den mer energioptimale måten å kjøre et anlegg på er realiserbar, skulle det gjøres forsøk på en testrigg i laboratoriet ved NTNU og SINTEF. Resultater fra simuleringer av Modell 1 ved like temperaturer er benyttet for å kunne sammenligne resultatene fra laboratoriet. Modellene er egentlig ikke sammenlignbare da de har forskjellig design, men det er ønskelig å vise til lignende eller avvikende trender mellom simuleringer og eksperimenter på det reelle anlegget. Dersom en lik modell bygges i Dymola som i laboratoriet kan man trolig fremstille mer like resultater,. Dette er ikke prioritert i denne oppgaven.

Sikkerheten ved anlegget ble vurdert og en HMS-rapport ble utarbeidet i samarbeid med HMS-koordinator ved laboratoriet, se bilag 11 for full rapport. I forbindelse med denne rapporten ble det blant annet laget en ny instrumenteringsliste og gjort en HAZOP-analyse. Det ble i dette arbeidet tatt utgangspunkt i en tidligere HMS-rapport [35]. Kalibrering av strømningsmåleren på vannsiden av gasskjøler ble gjort (bilag 12). Ved kalibreringen ble spenningen over måleren avlest, mens vannet som strømmet igjennom måleren ble fylt opp i et kar. En gjennomsnittlig massestrøm ble deretter beregnet ut fra dette. En sammenheng for massestrømmen som funksjon av spenningen ble funnet, som vist i Figur 22. Denne funksjonen ble brukt til beregning av massestrømmen vann gjennom kondensator.



Figur 22 Kalibrering av massestrømsmåler

Massestrømmen gjennom kondensator blir videre benyttet til å regne ut COP for systemet, se Formel (10) til (14). Entalpien regnes ut ved hjelp av målinger av trykktap over gasskjøler og fordamper, trykkøkningen over kompressor og temperaturmålere.

$$\dot{Q} = (T_{\text{vann_ut}} - T_{\text{vann_in}}) \dot{m}_{\text{vann}} C_{p_{\text{vann}}} \quad (10)$$

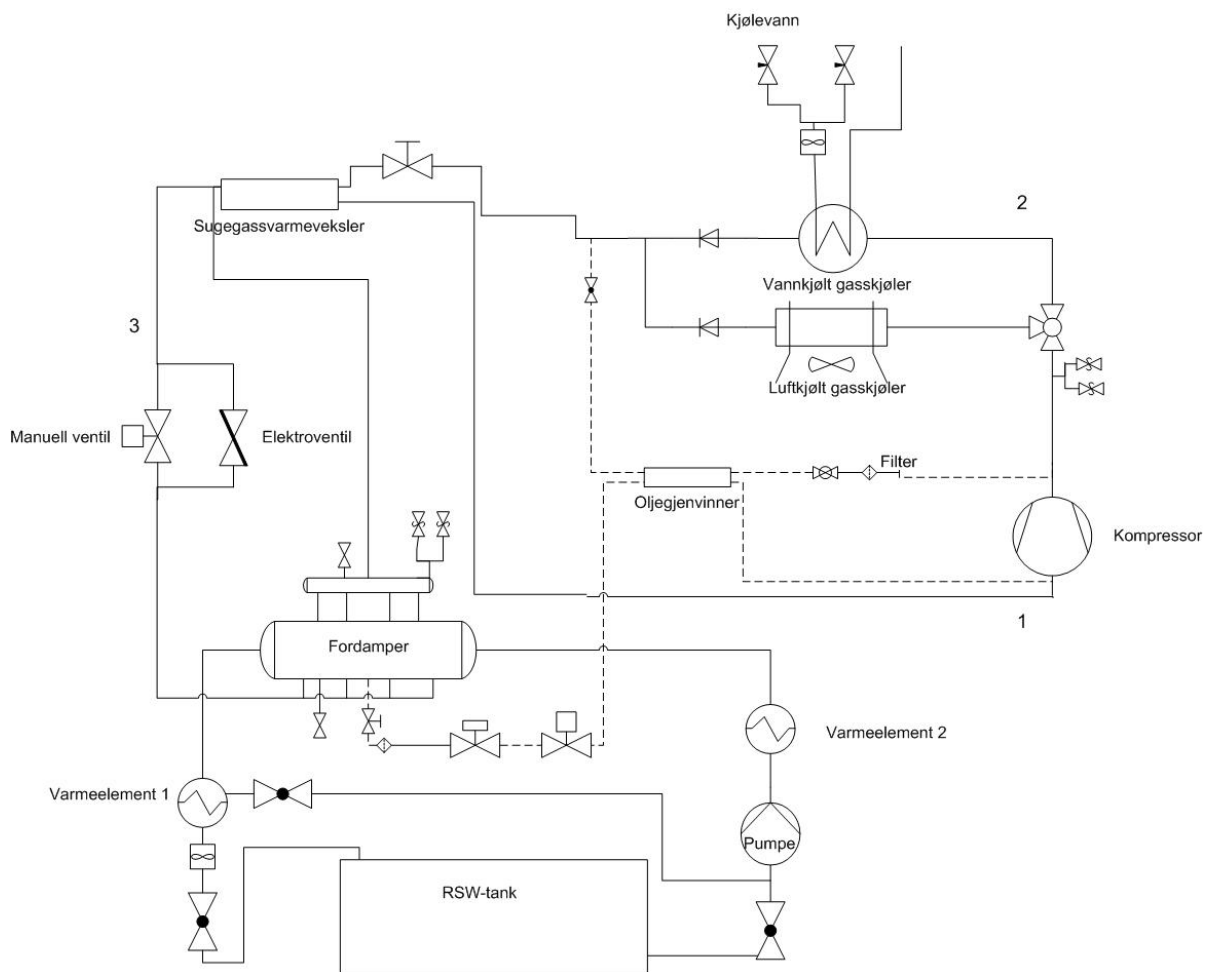
$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = \frac{\dot{Q}}{(h_3 - h_2)} \quad (11)$$

$$Q_0 = \dot{m}_{\text{CO}_2} (h_1 - h_3) \quad (12)$$

$$W = \dot{m}_{\text{CO}_2} (h_2 - h_1) \quad (13)$$

$$COP = \frac{Q_0}{W} = \frac{(h_1 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \quad (14)$$

Hvor h er entalpien til CO_2 , og merketegnene 1, 2 og 3 refererer til kjølemediets tilstand ved henholdsvis innløp kompressor, utløp kompressor, og før strupeventil, se notasjon i Figur 23. Figuren viser også oppsettet for laboratorieanlegget. I utarbeidet HMS-rapport vises all instrumentering av anlegget. Tabell 6 viser en oversikt over anleggets komponenter. Systemet er beskrevet mer detaljert i rapporten *"Development of a prototype RSW using CO_2 as refrigerant"* [4]. Massestrømmen av vann gjennom kondensatoren i labanlegget er satt til rundt 60 l/min. Dette for å få så liten kuldeytelse at varmeelementene på til sammen 27 kW kan holde en nokså stabil temperatur i tanken. Dette er også i samsvar med tidligere forsøk gjort på testriggen [4]. Da pumpen til RSW-tanken ikke kan reguleres, har denne en konstant massestrøm på 575 l/min. Det er derfor heller ikke mulig å gjøre eksperimenter med nedjustert vannmengde gjennom fordamper.

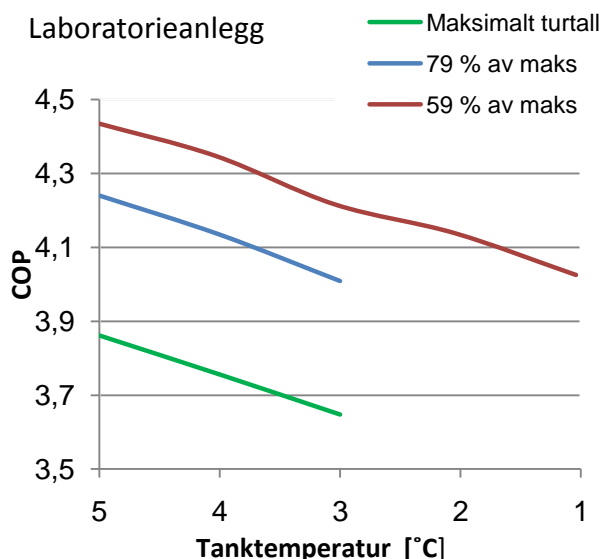


Figur 23 Illustrasjon av laboratorieanlegg. (Med utgangspunkt i [36] med noen endringer.)

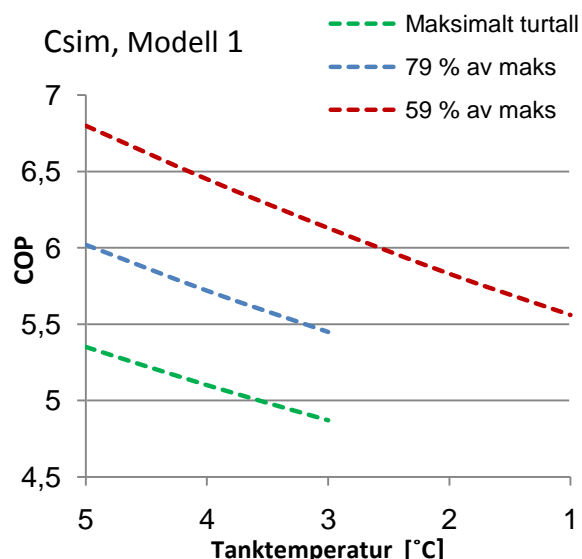
Tabell 6 Beskrivelse av laboratorieanlegg (med utgangspunkt i [36])

Komponent	Beskrivelse
Kompressor	Mycom. Semi-hermetisk kompressor med to sylindre. Volum: 12.5 m ³ /h ved 1450 RPM
Fordamper	Ett-pass rørkjelvarmeveksler med designkapasitet på 40 kW ved -5°C fordampingstemperatur. Ved 575 l/min ved +1/0°C inn/ut Lengde: 4meter Kjeldiameter: 148.3mm Indre rør: 19 titaniumrør, 17.2/19 mm di/dy, lengde 3 m Minste avstand 25.4mm, 30 grader
Gasskjøler	Rør-i-rør-varmeveksler med 4 pass (4x1m), 8 parallelle rør. Indre rør: 13.7/16 mm di/dy (vannside) Ytre rør: 20/23 mm di/dy (CO ₂ -side) Indre tube har ekstra varmeoverføringsareal på yterside på 3,6 ganger normalen
Sugegassvarmeveksler	Rør-i-rør-varmeveksler. Lengde: 2 meter Indre rør: 3 rør i rustfritt stål 8/6 mm di/dy Ytre rør: 21/25 mm di/dy

5.2.1 Forsøk med endring av kompressorturtall og likt kondenseringstrykk
 Figur 24 viser resultatene fra en nedkjøling gjort i laboratoriet, se bilag 13 for mer utfyllende data. Forsøk ble utført ved 60 bars trykk ved synkende tanktemperaturer. Dette ble gjort for 3 ulike kompressorturtall. Disse var maksimalt kompressorturtall, som tilsvarer rundt 1450 rpm, 79 % av maksimalt og 59 % av maksimalt. Som kjølevann ble nettvannet benyttet, og det lå på ca 5 °C. Nedkjølingen ved de to høyeste kompressorturtallene ble bare gjort ned til 3 °C.. Ved lavere temperatur enn dette ville fordampingstemperaturen blitt for lav.



Figur 24 Variasjon i COP for laboratorieanlegg som følge av senking av tanktemperatur og kompressorturtall



Figur 25 Variasjon i COP for Modell 1 som følge av senking av tanktemperatur og kompressorturtall

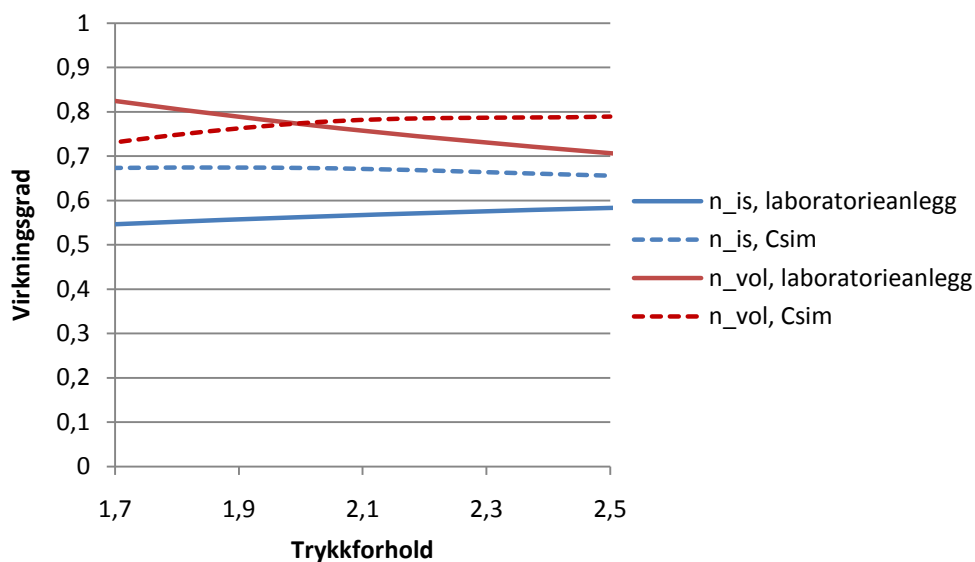
Figur 25 viser endringen i COP for Modell 1 for de samme tanktemperaturer, kondenseringstrykk og prosentvis reduksjon i kompressorturtall som i laboratorieforsøket. Simuleringer ble gjort i Csim, og

bilag 14 viser mer detaljerte resultater. Modell 1 er som vist i Tabell 4 et annet system enn det som er i laboratoriet. Sammenligning av disse er gjort for å finne lignende trender.

Generelt viser Figur 24 og Figur 25 at det er samsvar mellom simuleringene og resultater fra testtriggen. En kan se at lavere kompressorturtall gir en noe høyere COP, og at COP senkes med tanktemperaturen.

Testtriggen har generelt en dårligere COP enn Modell 1 ved dette driftsforholdet. Grunnen til dette er blant annet en lavere fordampingstemperatur og dermed høyere trykkforhold i det reelle anlegget. Kompressoren i laboratoriet har trolig også dårligere isentropisk virkningsgrad, se Figur 26. Virkningsgraden for kompressoren i laboratoriet benyttes ikke for å regne ut COP i denne oppgaven, da det er registrert at den gir ulikt kompressorarbeid i forhold til entalpimålingene [36]. Den er tatt med her for å gi et illustrativt eksempel.

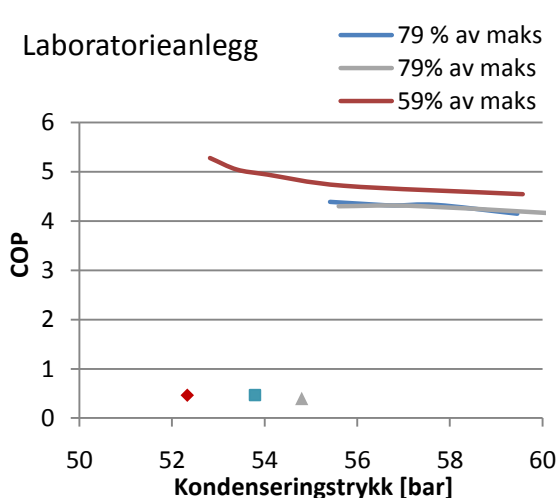
Endringen av COP som følge av senking av tanktemperaturen er mindre for laboratorieanlegget enn i Csim, se Figur 24 og Figur 25 og legg merke til akser. Kort kan det bemerkes at laboratoriemodellen har en sugegassvarmeveksler som påvirker kuldeytelsen og sirkulert mengde CO₂ og at den volumetriske og isentropiske kompressorvirkningsgraden som nevnt er ulik i de to anleggene (Figur 26). Den volumetriske virkningsgraden vil synke for de aktuelle trykkforhold som laboratorieanlegget drives under i disse forsøkene. Den isentropiske virkningsgraden vil øke. Dette er det motsatte av kompressoren i Csim. (For mer diskusjon rundt dette, se bilag 15.)



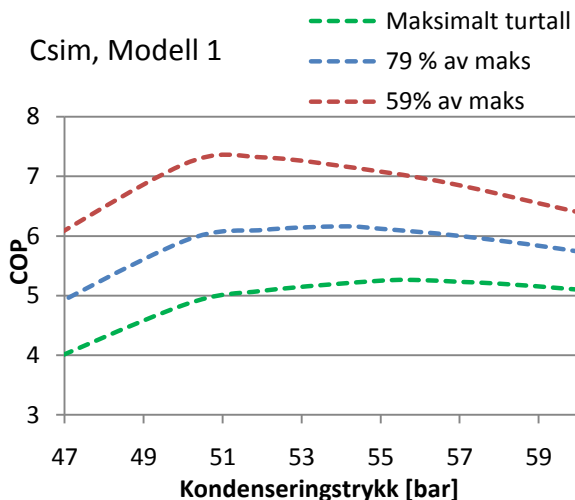
Figur 26 Kompressorvirkningsgrader for laboratorieanlegg og Modell 1

Sammenligning av Figur 24 og Figur 25 viser at simuleringene i Csim ga større endring i COP ved 60 bars kondenseringstrykk og reduksjon av kompressorturtallet enn anlegget i laboratoriet. En reduksjon i kompressorturtallet fra maksimalt til 59 % av maksimalt turtall ga i Csim en økning i COP på 27 %. Tilsvarende ga reduksjonen en økning i COP på omkring 15 % på det reelle anlegget.

5.2.2 Forøk med endring i kompressorturtall og kondenseringstrykk



Figur 27 COP som funksjon av kondenseringstrykk for laboratorieanlegg



Figur 28 COP som funksjon av kondenseringstrykk for Modell 1

Videre ble det gjort målinger i laboratoriet for å se hvordan det optimale kondenseringstrykket for best COP endres som følge av reduksjon i kompressorturtallet. Forsøkene ble gjort ved konstant tanktemperatur på 4 °C. Det ble gjort en serie med forsøk for 59 % av maksimalt kompressorturtall ved ulike kondenseringstrykk. For 79 % av maksimalt kompressorturtall ble det gjort to serier med forsøk ved ulike kondenseringstrykk for å verifisere målingene, se Figur 27 og bilag 16 for resultater fra målinger i lab. Fullt kompressorturtall ble ikke kjørt da det ga et for lavt sugetrykk ved høye kondenseringstrykk, og det ble ikke sett på som nødvendig.

De laveste kondenseringstrykk som anlegget ble kjørt med, ga en COP på rundt 0,5. Disse er markert med henholdsvis rødt og blått symbol i Figur 27 mens grått markerer kontrollpunktet. Temperaturmåleren ut av gasskjøleren er trolig noe feilkalibrert. Den viser en utløpstemperatur av kondensatoren som er høyere enn metningstemperaturen for det gitte høytrykket i disse punktene. Da vannstrømmen gjennom kondensatoren blir like mye varmet opp, er dette ikke et resultat av tap av kondensasjon, men av feilmåling. Siden massestrømmen CO₂ blir beregnet ut i fra varmebalansen i kondensator, gir denne varmeavgivelsen en høy massestrøm og dermed stort kompressorarbeid i utregningene. Kuldeytelsen reduseres også da denne beregnes av entalpien i utløpet av kondensator. Dermed blir COP feil og meget liten ved disse målingene. I disse punktene er det trolig ingen underkjøling i kondensator. Ved videre trykksenkning kan en anta at COP blir redusert som følge av kun delvis kondensasjon. Da man ikke vet hvor mye ukondensert gass det er ved struping ved hjelp av kun trykk og temperaturmåler, gir disse målingene ikke troverdige resultater.

De målinger som ga brukbare resultater tyder på at optimal COP for det lave kompressorturtallet finnes ved et lavere kondenseringstrykk enn det som er optimalt for det

høye turtallet. Av de data som ble registrert, var denne forskjellen på 2,6 bar. Målingene viste en økning i COP på rundt 20 % ved senking av kompressorturtallet og ved drift ved de optimale kondenseringstrykk. Da det oppstår målefeil, er det noe usikkerhet rundt dette.

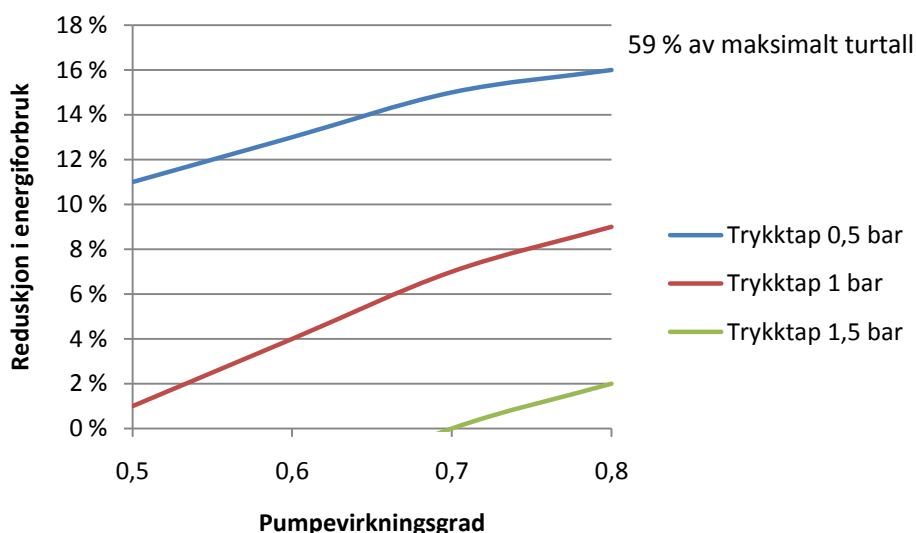
Til sammenligning viser Figur 28 at simuleringer av Modell 1 ga 2 bars lavere optimalt kondenseringstrykk for det laveste kompressorturtallet i forhold til det optimale høytrykket ved 79 % av maksimalt turtall. En økning i COP på rundt 19 % ble funnet i simuleringene ved lik reduksjonen av kompressorturtallet og drift ved de optimale kondenseringstrykk (bilag 17). Dette viser lignende trender mellom simuleringene og eksperimentene. Kurvene ble generert ved hjelp av simuleringer i Csim. Merk at her ble optimalt kondenseringstrykk ble funnet ved struping i tofaseområdet ved bruk av Csim, mens det normalt finnes ved full kondensasjon. Kurvene i Figur 28 får en skrå helning etter maksimum fordi Csim registrerer hvor i tofaseområdet strupingen foregår. COP synker da gradvis etter hvert som trykket synker og det blir mindre kondensasjon.

Generelt viser forsøkene i lab at et lavere kompressorturtall gir en forbedret COP. Resultatene fra laboratoriet sammen med simuleringene kan tyde på at optimalt kondenseringstrykk finnes ved et lavere trykk når kompressorturtallet senkes, og at COP bedres ytterligere dersom anlegget kan kjøres ved dette trykket.

For et anlegg som det i laboratoriet, vil det ikke være like mye å vinne på en slik kontrollstrategi som først antatt. Anlegget er designet slik at det gir en lav fordampingstemperatur (bilag 13). Ved lave sjøvannstemperaturer vil nedkjølingen ta kort tid, og anlegget vil ikke driftes lenge før kompressorturtallet uansett må senkes for å hindre utfrysning. Da kompressoren ikke kan reduseres mer enn til 59 % av maksimalt, ble det ikke forsøkt på optimaliseringen som er diskutert i delkapittel 5.1 Kontrollstrategi fra simuleringer.

5.3 Pumper og reguleringsmulighet

Dersom en reduksjon i kompressorturtallet til kun 59 % av maksimalt er mulig, vil energibesparelsene bli mindre enn først antatt. Det er tatt utgangspunkt i Modell 1 for å finne hvilken energibesparelse denne reduksjonen av kompressorturtallet kan gi for modellen. Simuleringer ved optimalt kondenseringstrykk og nedkjøling fra 4 °C sjøvannstemperatur for Modell 1 viste at COP basert på kompressorarbeid, økte med 30 % i forhold til DT3 (bilag 18). Denne måten å drifte anlegget på medfører 2 timer ekstra hvor pumpene må sirkulere vann gjennom anlegget. Dette gjør at total COP ikke blir så gunstig som beskrevet over. Om energibesparelser vil bli oppnådd, avhenger av trykktapet og pumpevirkningsgraden. Dette vil naturligvis være avhengig av design på komponentene. For CO₂-anlegget ble det først antatt et trykktap på 0,5 bar [22]. Teknotherm ble kontaktet og opplyste om at de dimensjonerer pumpene for 1,5- 2 bars trykktap [20]. Dette er for et ammoniakkanlegg, men kan trolig også gjelde for CO₂-anlegget. Figur 29 viser et eksempel på hvordan de besparelser man kan oppnå med denne kontrollstrategien, varierer med pumpevirkningsgrad og trykktap i systemet.



Figur 29 Reduksjon i energiforbruk i forhold til DT3

Pumpevirkningsgraden vil være avhengig av prisnivået og størrelsen på pumpen. Større og mer kostbare pumper kan ha en virkningsgrad så høy som 75-80 % [20]. En stor pumpe er nødvendig for dette anlegget (5600 l/min) og pumpevirkningsgraden øker gjerne med størrelsen. De ekstra investeringskostnader som påløper ved kjøp en dyrere pumpe med bedre virkningsgrad, må veies opp mot energibesparelsene dette kan gi. Det vil ikke bli gjort en kostnadsanalyse på dette i denne oppgaven. En kan se at dersom et CO₂-anlegget blir designet med trykktap på 1,5 bar, vil kontrollstrategien ikke gi besparelser, men ved et lavt trykktap og høy virkningsgrad på pumpen, kan en reduksjon i energiforbruket på 16 % bli oppnådd. Se bilag 19 for beregninger.

Kontrollstrategien åpner også for mulighet av regulering av fordamperpumpen. Dette vil være en måte å oppnå energioptimal drift dersom trykktapet over kretsen er stort. Da fisk ikke ennå

er lastet i tankene ved for-kjøling av vannet, er det ikke nødvendig å kjøre fordamperpumpen for fullt. Normalt ønskes ikke en fordampingstemperatur på under $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. I normal drift oppnås gjerne denne fordampingstemperaturen ved $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, men med redusert kompressorturtall øker fordampingstemperaturen. Senking av vannstrømmen gjennom fordamper vil igjen gi et lavere sugetrykk, men da kondenseringstrykket også blir redusert ved lavere kompressorturtall, vil dette fremdeles kunne gi et positivt utslag i COP. Som et eksempel ble det gjort simuleringer Modell 1, med redusert kompressorturtall for å gi 100 kW ytelse, som tidligere ble nevnt i 5.1 Kontrollstrategi fra simuleringer. Vannstrømmen gjennom fordamper kunne i dette tilfellet reduseres til en fjerdedel, og fremdeles unngå lavere enn $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ i fordampingstemperatur ved $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ tanktemperatur, se bilag 20. Simuleringene viste at dersom trykktapet i kretsen er 1 bar eller større, vil ikke denne kontrollstrategien være lønnsom dersom fordamperpumpen ikke reguleres, se bilag 21. Med utgangspunkt i det samme trykktapet og med regulering av pumpen, kan derimot 17 -23 % reduksjon i energiforbruket oppnås avhengig av pumpevirkningsgraden, se bilag 22. På grunn av fare for utfrysning er det ikke ønskelig med større senking av temperaturen på vannet enn $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ved slutten av nedkjølingen. Det er ikke ønskelig med en gjennom fordamper ved. Reduksjonen av vannstrømmen gjennom fordamper fører ikke til større temperatursenking i dette tilfellet da fordamperytelsen er lav.

Som vist over er besparelsene avhengig av mange parametere, som trykktap, pumpevirkningsgrad og kompressorvirkningsgrad. Stort pumpearbeid og dårlige reguleringsmuligheter for kompressor og pumper gjør at de ønskede besparelsene ikke nødvendigvis blir oppnådd. Kontinuerlig optimalisering av kompressorturtall, kondenseringstrykk og regulering av vannpumper ville vært nødvendig for å oppnå mest mulig energieffektiv drift. Dette vil påføre ekstra investeringskostnader. Det skal også bemerkes at simuleringene er gjort for lave sjøvannstemperaturer, og da vil kostnadene for nedkjølingen være minst. Derfor er besparelsene i kWh per nedkjøling ganske små. Det vil være vanskelig å utforme en generell kontrollstrategi ved hjelp av stasjonære simuleringer og forsøk på et laboratorieanlegg. Dette fordi det er mange parametere som skal variere for å oppnå best mulig COP. Den type høytrykksoptimalisator som presenteres i delkapittel 7.2 Maksimalverdisøker kan trolig også implementeres for RSW-pumper for å oppnå bedre energieffektivitet. Å utføre en så kompleks kontrollstrategi av generelle anlegg er imidlertid for tidkrevende for denne oppgaven.

6 Geometribasert modell for varmeveksler

6.1 Csim og Dymola som simuleringsverktøy

Csim og Dymola er to programmer som er prøvd ut for simulering av RSW-anlegget. Programmene har begge sine fordeler og begrensninger.

6.1.1 Csim

Csim er et simuleringsverktøy som er utviklet over ca 20 år av SINTEF og NTNU. Verktøyet gir stasjonære løsninger og løser hele systemet simultant.

Csim gir mulighet for optimalisering av et system med mange frihetsgrader som for eksempel turtall, trykk og volumstrømmer. Verktøyet benytter reelle geometrier og har en del vanlige typer varmevekslere innebygd. Å endre enkeltkomponenter i Csim er enkelt. En rapport lages etter hver simulering. Den gir grundig informasjon om systemet med grafiske illustrasjoner.

For å undersøke variasjon i drift for systemet deles simuleringen opp i flere intervaller og utregning gjøres manuelt. Dette er tidkrevende. Brukergrensesnittet i Csim er noe begrenset i forhold til Dymola. For å legge inn nye komponenter må man endre kildekode.

Grenser på variabler må delvis settes manuelt etter importering av verdier fra en simulering som allerede er kjørt. Det kan ofte være over 100 slike grenser som må kontrolleres og settes korrekt mellom hver simulering. Et slikt arbeid kan være meget tidkrevende, og det kan gi problemer med konvergens.

6.1.2 Dymola

Dymola er et grafisk grensesnitt for modelleringspråket Modelica. Dymola ble opprinnelig utviklet av Hilding Elmkvist ved det tekniske universitetet i Lund i Sverige i 1978. Modelica som felles base tillater alle å utvikle nye biblioteker.

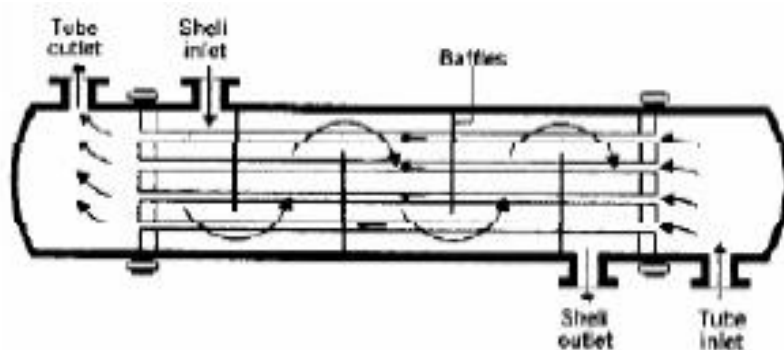
Programmet gir transiente løsninger. Det er mulig å legge inn ramper og dermed skape endring i systemet for å undersøke variasjon i drift. Kombinasjonen Dymola og StateViewer gir grafisk fremstilling av systemets endringer over tid. Dymola tillater sammenkobling og oppsett av komponenter, noe som muliggjør simulering av nye systemløsninger. At kildekoden er tilgjengelig i "Modelica Text" letter forståelsen av sammenhengene i programmet. Det oppfattes for en uerfaren bruker som meget gunstig i forhold til Csim.

6.2 Data for modellen og tilnæringsgrunnlag

Dagens RSW-modell i Dymola skulle oppgraderes med en geometribasert modell for varmeveksler. Det ble tatt utgangspunkt i Modell 4, se Tabell 4 som har rørkjelvarmevekslere med CO₂ på innsiden av rørene. Rørkjelvarmeveksleren i Csim er en nokså verifisert modell, og er benyttet i tidligere simuleringer gjort av SINTEF. Ved implementering av rørkjelvarmeveksleren i Dymola ble resultater derfor målt opp mot de stasjonære simuleringsresultatene av modellen i Csim. For å kunne sammenligne resultater fra de to programmene Csim og Dymola ble det først gjort simuleringer i Csim for Modell 4. Resultater og utregninger er vist i bilag 23 23. Det ble tatt utgangspunkt i et forslag til en

modell av en rørkjelvarmeveksler i Dymola som ble utviklet av SINTEF. Denne ble testet videre i denne oppgaven.

Rørkjelvarmevekslerne i systemet som skulle modelleres, har ett pass med ti skillevegger, med CO₂ på innsiden av rør og vann i mantelen. Figur 30 illustrerer en rørkjelvarmeveksler. Fra Csim ble det oppgitt data for gasskjøleren, se Tabell 7 og fordamperen, Tabell 8. Varmevekslerne benytter ulike korrelasjoner i de to programmene, disse er oppgitt i Tabell 9 og Tabell 10.



Figur 30 Rørkjelvarmeveksler

Tabell 7 Data oppgitt for gasskjøler i Csim

Heat transfer surface:	15.080 m ²
Sec. refr. side face area:	0.086 m ²
Refr side face area:	0.004 m ²
Inner tube diameter	14.0/ 16.0 mm
Coil diameter	0.350 m
Hydraulic diameter refr/sec	4.0/ 95.4 mm
Shell side porosity	0.104 m ² /m ²
Length	6.00 m
Water flow velocity	0.68 m/s
Number of tubes	50

Tabell 8 Data oppgitt for fordamper i Csim

Heat transfer surface:	30.159 m ²
Sec refr. side face area:	0.051 m ²
Refr side face area:	0.008 m ²
Inner tube diameter	14.0/ 16.0 mm
Coil/shell diameter	0.300 m
Hydraulic diameter refr/sec	4.0/ 33.9 mm
Shell side porosity	0.284 m ² /m ²
Length	6.00 m
Water flow velocity	1.18 m/s
Number of tubes	100

Coil diameter henviser til indre diameteren av mantelen. *Sec. Refr. Side face area* er tverrsnittsarealet til vannet på tvers av rørklyngen, *Water flow velocity* er hastigheten på vannet i den samme retningen. *Inner tube diameter* er henholdsvis indre og ytre diameter på et CO₂-rør. *Number of tubes* er antall rør med CO₂. *Heat transfer surface* er varmeoverføringsarealet mellom vann og CO₂ på yttersiden av CO₂-rørene. *Hydraulic diameter refr/sec* blir beskrevet nærmere i avsnittet under.

Tabell 9 Korrelasjoner for varmeoverføringskoeffisienter i Csim

Csim		
Gasskjøler	Enfase varmeoverføring	Gnielinski
	Tofase varmeoverføring	Moser, Webb
	Superkritisk varmeoverføring	Kacak
Fordamper	Enfase varmeoverføring	Gnielinski
	Tofase varmeoverføring	Steiner

Tabell 10 Korrelasjoner for varmeoverføringskoeffisienter i Dymola

Dymola		
Gasskjøler	Enfase varmeoverføring	Gnielinski, Dittus Boelter
	Tofase varmeoverføring	Shah, Chen
	Vannside	Konstant
Fordamper	Enfase varmeoverføring	Gnielinski, Dittus Boelter
	Tofase varmeoverføring	Shah, Chen

6.2.1 Varmeoverføring

For å få tilnærmet lik varmeoverføring for varmeveksleren i Dymola som for rørkjelvarmeveksleren i Csim er tverrsnittsarealet, hydraulisk diameter og varmeoverføringsareal for modellen avgjørende.

Ytelsen til varmeveksleren er bestemt av dens totale U-verdi, totalt varmeoverføringsareal, A og temperaturdifferansen gjennom varmeveksleren. Dette er likt temperaturdifferansen over den totale resistansen R_{tot} mot varmeoverføringen:

$$\dot{Q} = UA\Delta T = \frac{\Delta T}{R_{tot}} \quad (15)$$

Den totale resistansen er summen av resistansen på CO₂-siden, motstanden i veggen og resistansen mot varmeoverføring på vannsiden.

$$R_{tot} = \frac{1}{h_i A_i} + R_{wall} + \frac{1}{h_y A_y} \quad (16)$$

Hvor h_i er varmeoverføringskoeffisienten på CO₂-siden, A_i er indre varmeoverføringsareal av CO₂-røret. R_{wall} er resistansen i veggen som skiller fluidene, avhengig av tykkelsen og materialets konduktivitet. h_y er varmeoverføringskoeffisienten på vannsiden og A_y er varmeoverføringsarealet på vannsiden.

Varmeoverføringskoeffisienten kan finnes fra Nusselt-tallet som er en funksjon av Reynolds-tallet (Re) og Prandtl-tallet (Pr). Generelt kan man si at sammenhengen er som under:

$$Nu = CRe^n Pr^m = \frac{hd_{hyd}}{k} \quad (17)$$

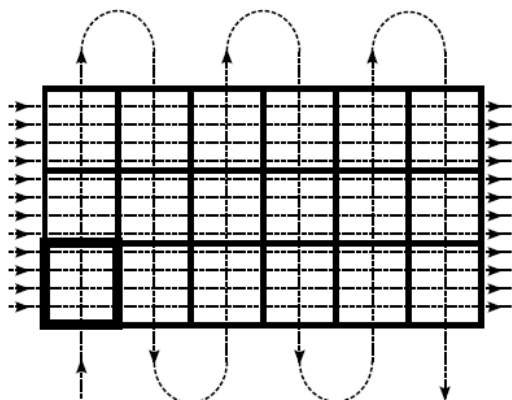
Hvor C, n og m er faktorer avhengig av strømningsforhold og type korrelasjon. Hvor Re er

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} \quad (18)$$

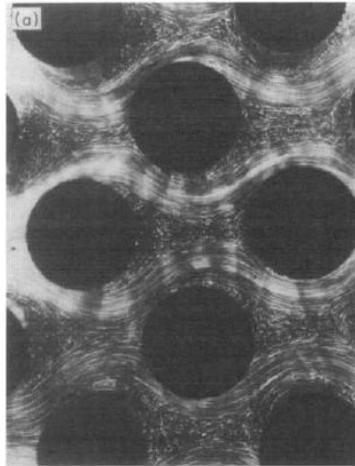
Hvor μ er fluidets dynamiske viskositet og ρ er tettheten. Reynolds-tallet avhenger av farten på mediet og karakteristisk lengde D. Prandtl-tallet avhenger av fluidets egenskaper og temperatur og vil derfor bli tilnærmet konstant for modellen som i rørkjelvarmeveksleren. For nærmere gjennomgang av varmeoverføring og korrelasjonene i Tabell 9 og Tabell 10 henvises det til litteraturen [37] og [38].

6.3 Strømningsforhold og varmeoverføringsareal

I modellen i Dymola ble alle spesifikasjoner fra Csim Tabell 7 og Tabell 8 satt inn i modellen for varmevekslerne. Simuleringer ble gjort av gasskjøler og fordamper som individuelle system. Resultatene fra Dymola ble deretter målt opp mot data fra simuleringen i Csim. Da de første simuleringene viste store avvik, ble varmetransportlikningene bak modellen studert. Skilleveggene i varmevekslerne gjør at vannstrømmen kan tilnærmes som normal på rørene, se Figur 31. Strømmen over de første rørene påvirker strømningsforholdet lengre nede, og man får separering av grensesjikt i bakevjen av røret, se Figur 32. Korrelasjonen fra Csim for varmekoeffisienten for strømning over rør var blitt lagt inn i Dymola samtidig som modellen ble utviklet. I modellen som var blitt utviklet, var antall skillevegger i mantelen benyttet som korreksjonsfaktor for Nusselt-tallet. Utregningen av varmeoverføringskoeffisienten på vannsiden med strømning over rør skal benytte antall rader med rør mot strømningsretningen som korreksjonsfaktor [38]. Denne feilen med modellen ble rettet opp i Dymola (bilag 24).



Figur 31 Strømning gjennom rørkjelvarmeveksler med skillevegger



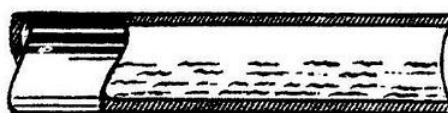
Figur 32 Strømningsprofil over rørklynge [39]

Den karakteristiske lengden til en strøm over en rørklynge er utvendig diameter av rørene [39]. For å få likt Reynolds-tall, Nusselt-tall og dermed tilnærmet lik varmeoverføring er ytre diameter for vannrørene i Dymola satt lik denne.

$$Re_D = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} \quad (19)$$

Reynolds-tallet er relatert til maksimal fart til fluidet mellom rørene i stedet for gjennomsnittlig hastighet som er tilfellet for strømning inni rør.

Leverandøren av rørkjelvarmeveksleren ønsket å benytte sitt standardsortiment. Dersom normale dimensjoner benyttes som for andre kuldemedier, vil CO₂ på grunn av sin høye tetthet ikke fylle rørene. I fordampere oppnår strømningsforhold tilnærmet lik Figur 33 [40], der bare bunnen av røret er vått. Dette reduserer varmeoverføringen. Det er bedre at hele røret blir vætet for å få bedre varmeoverføring som illustrert i Figur 34.

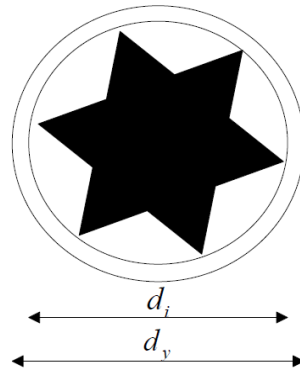


Figur 33 Statifisert strøm[40]



Figur 34 Annular strøm[40]

For å få et mer gunstig strømningsregime i rørene, både i fordampere og gasskjøler, er det lagt inn ekstra materiale på innsiden av rørene for å redusere strømningsarealet i den originale rørkjelvarmeveksleren, som illustrert i Figur 35. Av den grunn er indre diameter 14 mm, og hydraulisk diameter 4 mm fra dataene i Tabell 7. Denne løsningen gir høyere hastighet og dermed bedre varmeoverføring på innsiden av CO₂-røret. Samtidig gir den likt varmeoverføringsareal.



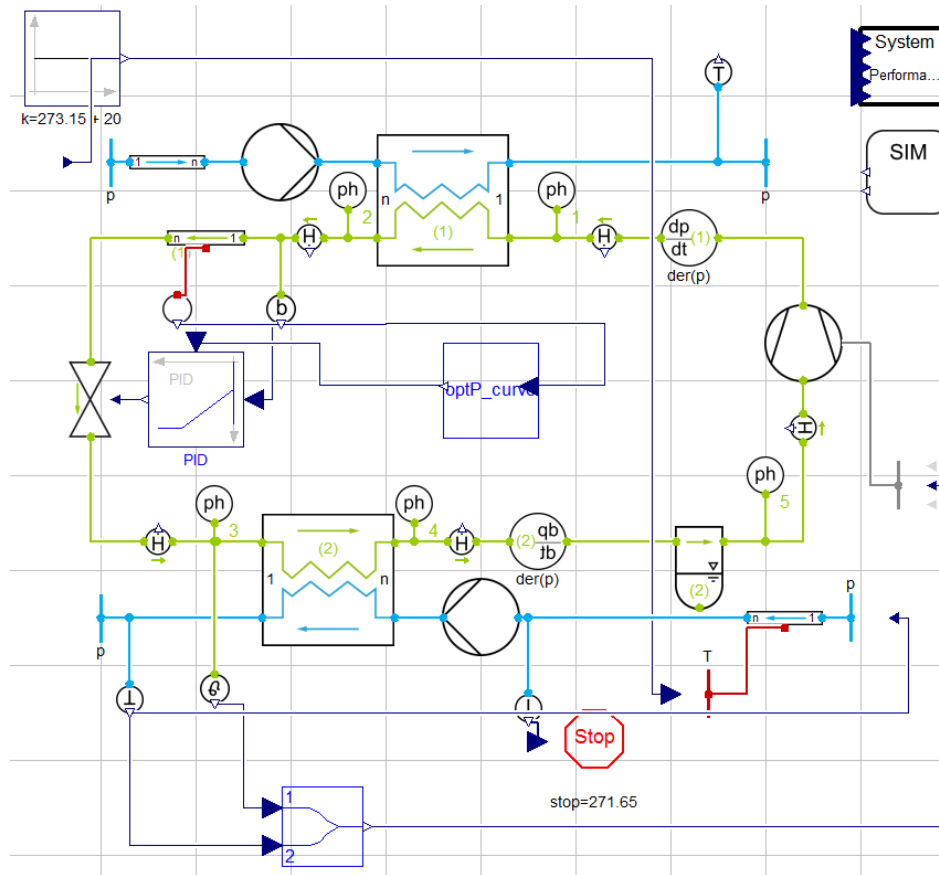
Figur 35 CO₂-rør med innlegg. Figur laget i Microsoft Visio

For å få tilnærmet lik varmeoverføring på CO₂-siden i modellen som i rørkjelvarmeveksleren i Csim, må hastigheten gjennom rørene være lik. Derfor ble rørene i modellen i Dymola spesifisert med både en indre diameter og en hydraulisk diameter da SINTEF laget den. Da fordamperen fremdeles ga altfor lav varmeoverføringskoeffisient på CO₂-siden etter simuleringene, ble det antatt at ligningen for varmeoverføring ved tofase strømning i rør fremdeles benyttet indre diameter på rørene i utregning for fluidets hastighet, ikke hydraulisk diameter. Dette ble dermed endret i korrelasjonene for varmeoverføringen i programmet.

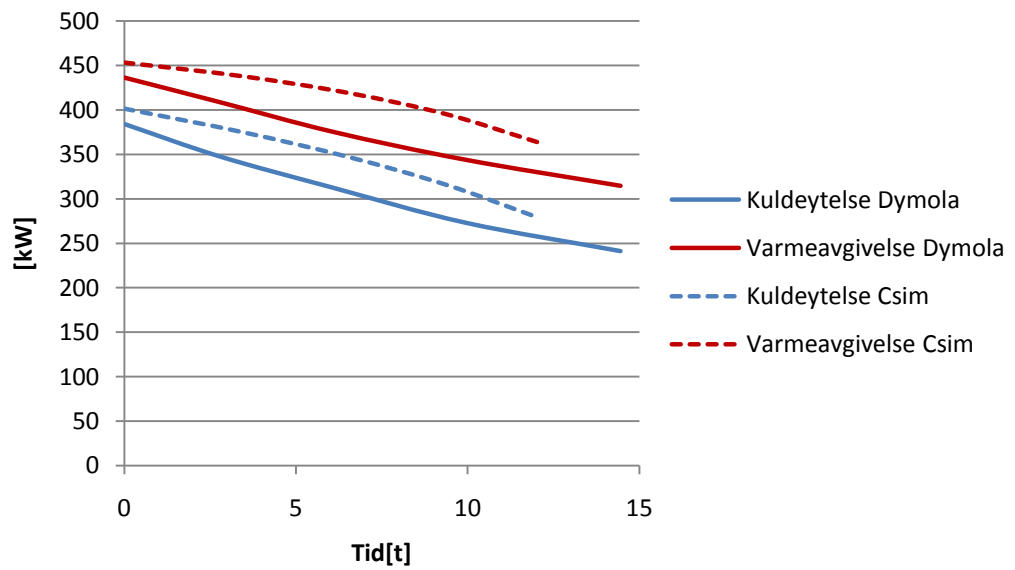
Etter en ny simulering ga gasskjøleren og fordamperen fremdeles feil varmeoverføring. Dermed ble det antatt at enten resistansen på titan som var blitt lagt inn i TIL var for høy eller at varmeoverføringsarealet var for lite. Rørkjelvarmevekslerne er laget av titan for å hindre korrosjon i kontakt med saltvann. Materialet var ikke implementert i TIL før modellen ble utviklet. For å få rett varmeoverføring var egenskapene til titan lagt inn i biblioteket og benyttet i varmeveksleren. Etter en sjekk av veggtemperaturer, ble det klart at resistansen i veggene ikke var unormalt stor. Utregningen for varmeoverføringsarealet var dermed feilen i modellen og det ble rettet opp.

De nye modellene for gasskjøleren og fordamperen ble simulert på nytt hver for seg. Modellen for fordamperen hadde et avvik på 3 % i kuldeytelse, og gasskjøleren ga et avvik på 2 %. Varmeoverføringskoeffisienten for CO₂ i fordamperen ble ulik. Dette kommer sannsynligvis av ulike korrelasjoner for utregningen av tofase fluid i de to programmene. I Csim benyttes Steiner [41], mens det i Dymola benyttes Shah- og Chen-korrelasjonene [37]. Dette vil bli diskutert nærmere i delkapittel 6.5 Ulike korrelasjoner for fordamping. For enfase benytter begge verktøyene lik korrelasjon og avviket er på under 4 % på vannsiden.

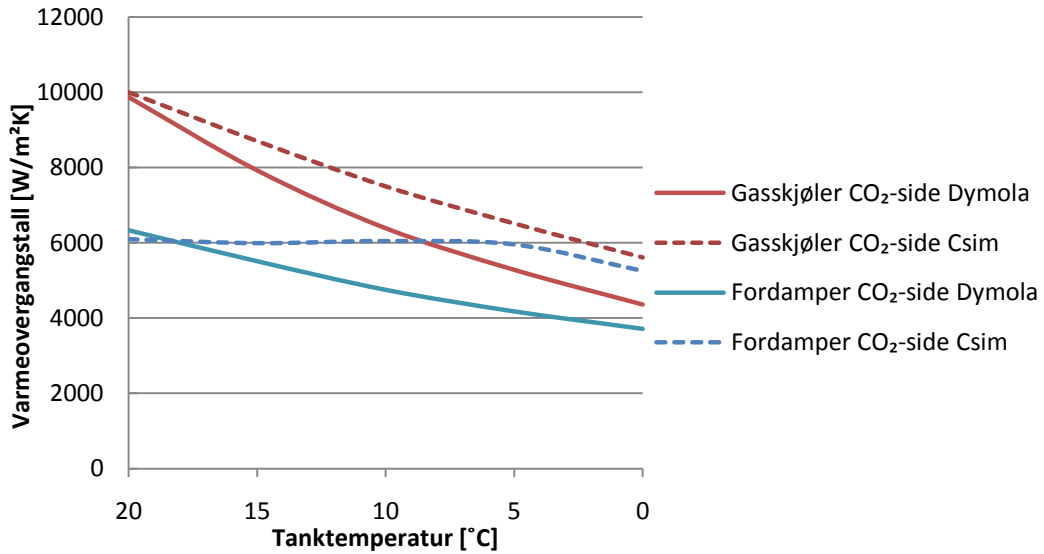
Gasskjøleren og fordamperen satt sammen til et helt system, se Figur 36, og simuleringer ble gjort for en transient nedkjøling fra 20 °C. Massestrømmer, temperaturer og initialverdier ble lagt inn for systemet. Simuleringen ble delt opp i to, hvor en stasjonær løsning ble funnet ved 20 °C tanktemperatur. Systemet svinger mye ved initialisering, og det kan ellers være vanskelig å lese ut korrekte verdier i starten. Videre ble hele nedkjølingen ned til 0 °C tanktemperatur simulert. Ved simulering av det transiente systemet viste det seg at nedkjølingstiden har et avvik på rundt 20 % fra modellen i Csim. Modellen i Dymola ga en nedkjølingstid på nesten 15 timer, se Figur 37.



Figur 36 Sammensatt system Dymola



Figur 37 Avvik i kuldeytelse, varmeytelse og nedkjølingstid i Csim og Dymola



Figur 38 Endring i varmeovergangstall for CO₂ som følge av tanktemperatur

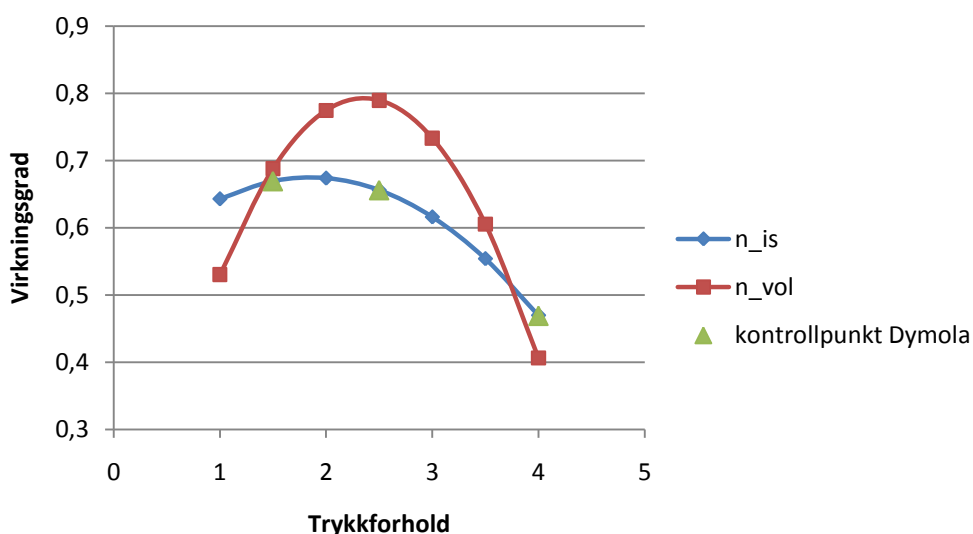
Figur 38 illustrerer hvordan avviket mellom varmeoverføringen på CO₂-siden blir større ettehvertt som tanktemperaturen synker. Da Dymola ikke har lagt inn isentropisk virkningsgrad for kompressoren som en polynom slik som Csim vil avviket i massestrømmen CO₂ øke etter hvert som forholdene endrer seg. Da hastigheten på kuldemediet har betydning for varmeovergangen, resulterer dette i et økende avvik.

6.4 Kompresormodell

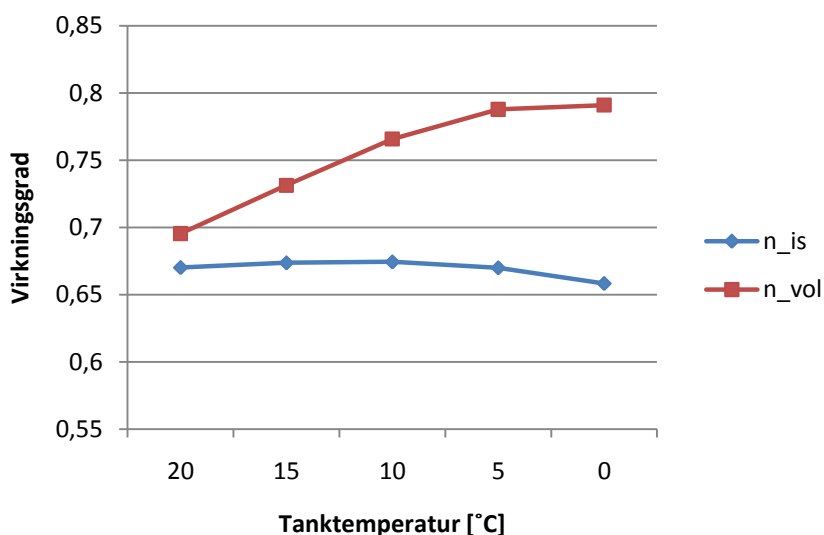
En modell av kompressoren i Csim ble dermed laget i Dymola. I Csim er den isentropiske virkningsgraden gitt ved et polynom gitt av Formel (20), se bilag 25.

$$n_{is} = A + B \cdot \frac{p_c}{p_0} + C \cdot \frac{p_c}{p_0}^2 \quad (20)$$

Hvor $A=0,5233507$, $B=0,163479$ og $C=-0,0442775$. Den volumetriske virkningsgraden var gitt ved samme polynom, men hvor $A=0,0003813$, $B=0,6725351$, og $C=-0,1427691$. Se bilag 26 for kompresormodellen i Dymola.



Figur 39 Virkningsgrader for kompressor i Csim og Dymola.



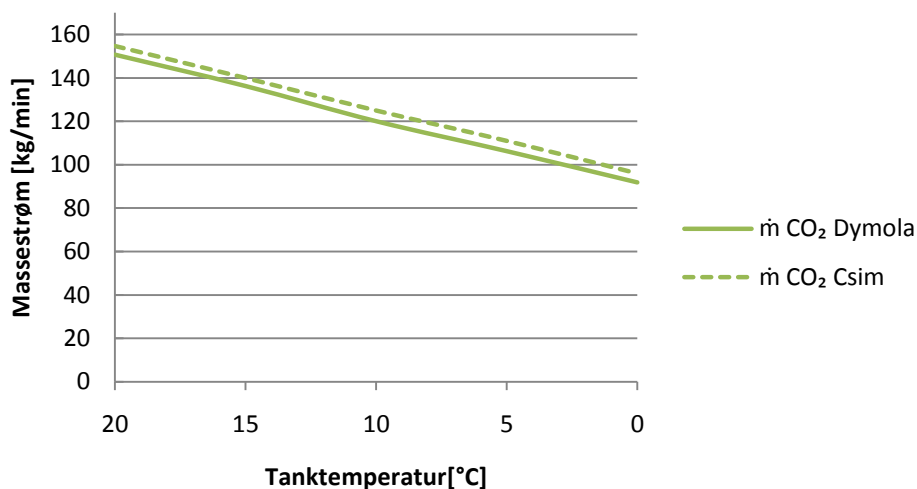
Figur 40 Plot av virkningsgrader for kompressor i Csim under nedkjøling av tanken.

Etter hvert som tanken kjøles ned, vil trykkforholdet øke. Dermed vil også den volumetriske virkningsgraden for denne kompressoren øke for de trykkforhold som er aktuelle for

nedkjølingen ved 75 bars høytrykk. Dette er vist i Figur 40. Den volumetriske virkningsgraden til kompressoren i Csim er trolig noe feil, da den normalt blir dårligere ved økte trykkforhold [33]. Denne modellen er likevel implementert i Dymola for å verifisere rørkjelvarmevekslerne. Ved å benytte denne modellen vil sirkulasjonsraten av CO₂ bli mer lik den i Csim. Dermed vil hastigheten gjennom varmevekslerne og varmeoverføringen kunne forbedres.

Modellen ble testet som egen komponent mot verdiene i Csim ved ulike trykkforhold for å kontrollere at den oppnådde rett resultat. Samme modell med isentropisk virkningsgrad på 1 ble simulert ved like forhold og volumetrisk virkningsgrad for å sjekke at den isentropiske virkningsgraden blir benyttet rett i utregningen av arbeidet i modellen. Ved trykkforhold på for eksempel 2,5 ga den ideelle kompressoren 1436 W og den reelle 2190 W, noe som stemmer med plottet av virkningsgraden i Csim. Tre kontrollpunkt ble gjort for å teste modellen, som vist med grønt i Figur 39.

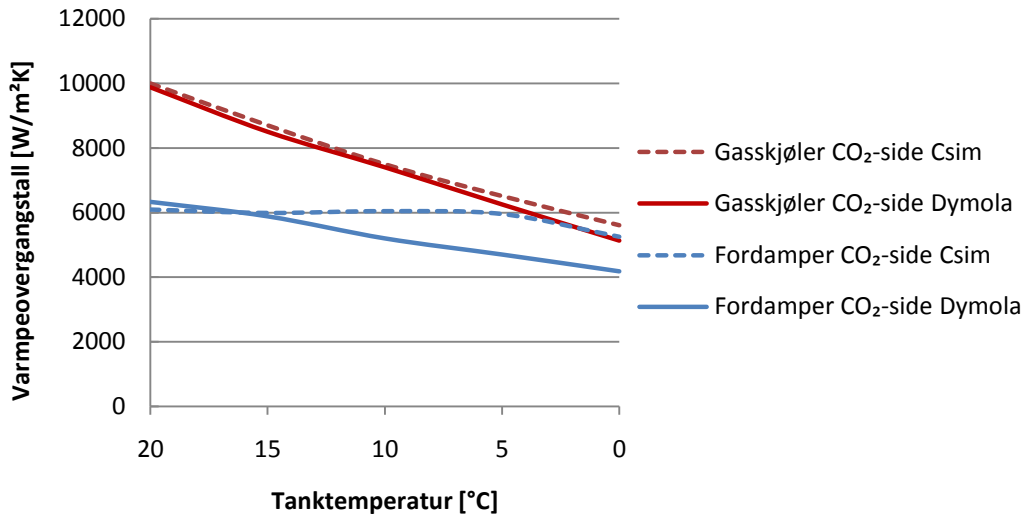
$$\eta_{is} = \frac{W_{is}}{W_{reel}} = \frac{1436}{2190} = 0,65 \quad (21)$$



Figur 41 Massestrøm CO₂ før og etter kompressor med virkningsgrad

Som Figur 41 illustrerer, ble massestrømmen mer lik etter implementering av kompressoren. Det viste seg å fremdeles være en forskjell i massestrømmen, og denne er 3 % ved designpunkt. Dette kan komme av noe ulik tetthet på CO₂ på sugegassen. Da fordampingstrykket er nesten likt ved designpunkt for de to programmene, er dette ikke årsaken. I Csim er det satt et krav om at gassandelen ut av fordamper skal være 98 %, mens man i Dymola får full fordamping. Dette kan bidra til at tettheten på CO₂-gassen blir litt lavere i Dymola, og dermed reduseres sirkulert mengde. Tiden på nedkjølingen ble ved denne løsningen 13,8 timer, noe som tilsvarer et avvik på 14 % i forhold til Csim.

6.5 Ulike korrelasjoner for fordamping



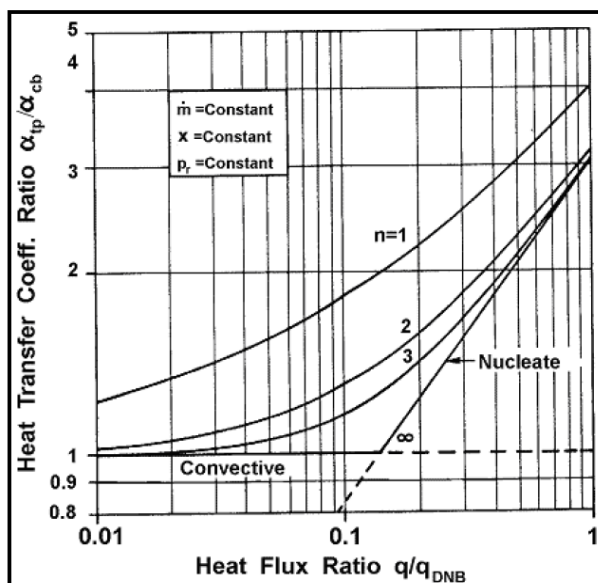
Figur 42 Varmeovergangstall på CO₂-siden etter implementering av kompressormodell

Varmeovergangen i fordamper på CO₂-siden er fremdeles ulik fra Csim, se Figur 42, og avviker med 25 % fra Csim ved de laveste tanktemperaturene.

I tillegg til ulik hastighet på CO₂ i Dymola og Csim, kan dette også være resultatet av at det i Dymola blir brukt korrelasjonene fra Shah- og Chen-korrelasjonene [37] for tofase fordamping, mens Csim benytter korrelasjon fra Steiner [41].

Felles for korrelasjonene er at de tar hensyn til bidrag fra både boblekoking og konveksjon ved utregning av varmeovergangstallet. Ved høy varmekraft dominerer boblekokingen, og dermed også varmeoverføringskoeffisienten α_{nb} , se Formel (22). Ved høye hastigheter vil veggtemperaturen ikke bli like høy, og dermed undertrykkes boblekokingen og bidraget fra konveksjonen α_{cb} er størst. Generelt benyttes modifikasjoner av Formel (22) for utregning av den totale varmeoverføringskoeffisienten. Chen benytter $n=1$, Shah benytter maksimalverdien av α_{cb} og α_{nb} altså $n=\infty$, og Steiner $n=3$ [37], se også Figur 43.

$$\alpha_{tb} = (\alpha_{cb}^n + \alpha_{nb}^n)^{\frac{1}{n}} \quad (22)$$



Figur 43 Korrelasjoner for varmeoverføring [41]

Figur 43 viser bidraget fra boblekoking og konvektiv varmeoverføring ved en konstant massefluks, væskeandel og trykk. Faktoren n angir hvilken overgang man får mellom de to fordampingsregimene. Chen fant i 1963 ut at det skulle benyttes en faktor for å undertrykke påvirkningen av boblekokingen etter hvert som varmekoeffisienten øker. I tillegg benyttes en faktor for å justere opp varmekoeffisienten som en fase turbulent strøm fra Dittus Boelter-korrelasjonen gir for å veie opp for den ekstra konveksjonen for tofase strømning. Steiner-korrelasjonen fra 1992 er en videreutvikling av denne korrelasjonen, og den tar hensyn til ekstreme verdier av varmekoeffisient, massestrøm og trykk. Den har modifisert Chens korreksjonsfaktor på flere områder. Korrelasjonen tar hensyn til typen varmeoverføring, avhengig av om varmekoeffisienten er større eller mindre enn den kritiske varmekoeffisienten for boblekoking ved ren væske. Den tar også hensyn til om fluidet er ren gass og korrigerer dermed også for lavere varmeoverføringskoeffisient ved utløpet av fordampere.

Ved $n=3$, som er Steiners korrelasjon, og ved Shah-korrelasjonen som benytter $n=\infty$, viser Figur 43 at dersom varmekoeffisienten er liten er det konvektive bidraget til varmeovergangstallet enerådende. Dersom varmekoeffisienten er stor, er varmeoverføringskoeffisienten lik boblekokingens bidrag. Ved Shah som benytter maksimalverdien av disse, kan man se en brå overgang fra konvektiv varmeoverføring til boblekoking, mens Steiner-korrelasjonen gir en mer gradvis overgang.

Korrelasjonene over gjelder for vertikale rør, hvor hele periferien vil være likt våtet. Ved strømning i horisontale rør vil en få delvis uttørking i toppen av røret ved strømningsregimer som ved bølge- og annularstrøm. For å ta hensyn til dette ved horisontale rør, bruker Shah en korreksjonsfaktor. Avhengig av om Froude-tallet (Fr) er mindre enn 0,04 eller ikke avgjøres det om strømmen er stratifisert og må korrigeres. Denne korreksjonen for horisontale rør reduserer varmeoverføringskoeffisienten for tofase koking (α_{nb}) ved lave massestrømhastigheter, men lar den forbli uberørt ved høye hastigheter. Ved bruk av Froude-tallet som tilnærming til å forutsi overgangen, kan det bli et stort avvik fra virkeligheten.

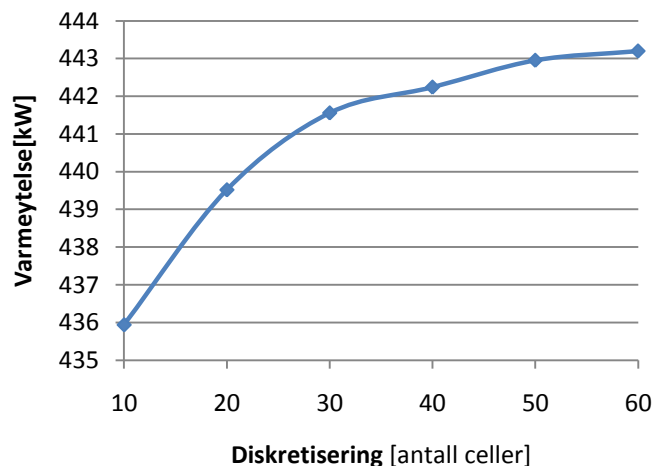
Steiner korrelasjonen er også generelt for vertikale rør, men modifiseres i Csim avhengig av rørets vinkel. I Dymola benyttes Froude-tallet som vektingsfaktor for å avgjøre om Shah- eller Chen-korrelasjonen skal benyttes for utregning av varmeoverføringskoeffisienten.

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gd_h}} \quad (23)$$

Fordi korrelasjonene er ulike for de to programmene er det naturlig at varmeoverføringskoeffisienten for fordamping av CO₂ er forskjellig, som Figur 42 viser. Det er svakheter ved alle typer korrelasjoner, og korrelasjonen i Dymola anses som like gjeldende som den i Csim. Av den grunn vil ikke Steiner-korrelasjonen bli implementert i Dymola for å oppnå mer like resultater.

6.6 Diskretisering

Antall elementer gasskjøleren deles opp i, kan ha noe betydning for det gjennomsnittlige varmeovergangstallet i gasskjøleren da egenskapene til CO₂-gassen endres mye under nedkjøling. I modellen for den enkle gasskjøleren ble det benyttet en diskretisering på 17 elementer, og som Figur 44 viser er tangenten til kurven bratt ved så liten oppdeling. Dette kan være grunnen til noe av avviket som kom frem i overgangen fra enkeltkomponenter til et sammensatt system.

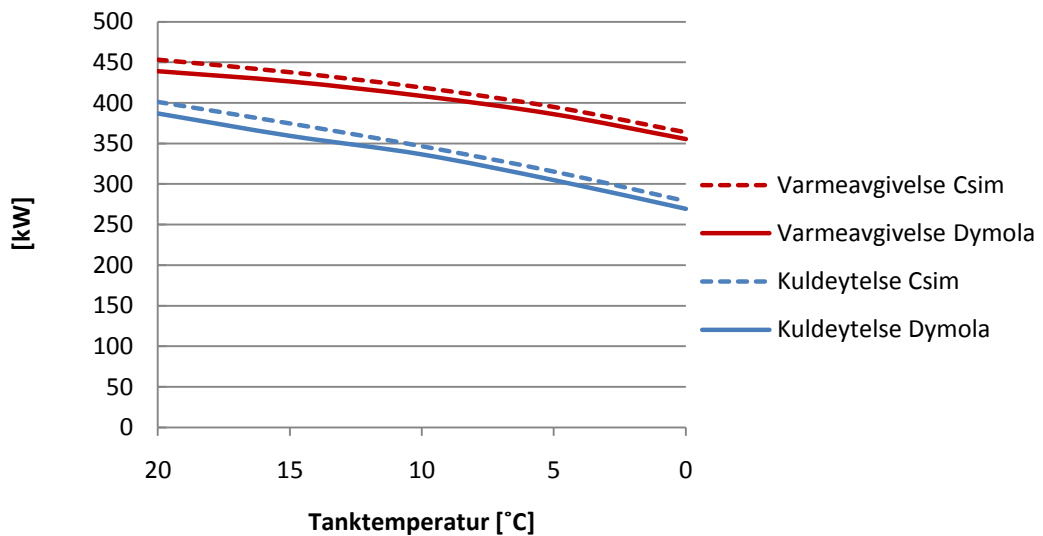


Figur 44 Varmeavgivelse ved ulikt antall elementer i gasskjøler

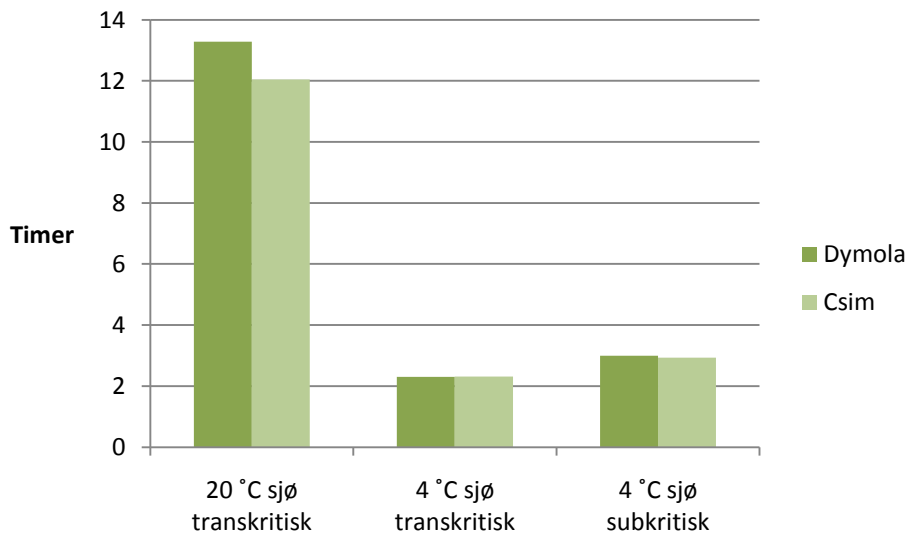
Ved økning fra 10 til 30 elementer blir endringen i varmeavgivelsen i gasskjøleren 1,3 % når den er simulert for seg. For fordampere er diskretiseringen mindre viktig og forskjellen mellom 10 celler og 30 celler utgjør 0,4 %. For mange celler gjør systemet tungt å simulere. Ved diskretisering på 25 i gasskjøler og 15 i fordampere ble nedkjølingstiden på 13,3 timer, altså totalt 10 % avvik i forhold til Csim.

6.7 Ulike driftstilstander

Til slutt ble varmetilførselen som hadde vært til stedet i tanken fjernet fra modellen. Avviket i nedkjølingstiden ble 3 % i forhold til Csim (bilag 27). Avviket i fordamperen som er beskrevet under delkapittel 6.5 Ulike korrelasjoner for fordamping var fremdeles tilstede, men var ikke dominerende for varmeoverføringen, da denne ikke fikk større avvik etter hvert som temperaturen synker, se Figur 45. Figur 46 viser resultater fra simuleringer i Dymola og Csim. Den viser hvor lang tid nedkjøling vil ta for Modell 4 i de ulike driftstilstandene.



Figur 45 Varmeavgivelse som funksjon av tanktemperatur



Figur 46 Tid for nedkjøling

Tabell 11 COP for Modell 4 i Csim og Dymola

COP		Csim	Dymola
DT1	20 °C sjø transkritisk	5,2	5,0
DT2	4 °C sjø transkritisk	4,3	4,0
DT3	4 °C sjø subkritisk	8,1	7,3

Tabell 11 viser gjennomsnittlig COP for de samme nedkjølingene. Ved lave tanktemperaturer er avviket i varmeovergangen og fordampingstrykket størst mellom Dymola og Csim. Dermed er kompressorarbeidet litt større, og COP blir generelt litt dårligere i Dymola. Det er ikke tatt hensyn til trykktap over fordamper og gasskjøler i modellen i Dymola. Dermed vil avviket i COP fra Csim i realiteten være litt større, da trykktap fører til økt kompressorarbeid. Korrelasjonene for trykktap er mer komplekse og vil ikke bli implementert likt i Dymola som i Csim. Ved subkritisk drift, DT3, ble systemet simulert med 49 bars høytrykk som var gjennomsnittshøytrykket fra simuleringene i Csim. Dette ga 2 % avvik i nedkjølingstid, og en lavere fordampingstemperatur (bilag 28). Total COP blir dermed mindre enn i Csim og det er større forskjell i COP her enn ved de andre driftstilstandene. Da Dymola ikke har en optimalisator slik som Csim kan ikke disse simuleringene gjøres likt. Avviket i COP kan også komme av sen initialisering av varmevekslerne ved simuleringen, og at starten av nedkjølingen ga noe ustabile resultater. Systemet med rørkjelvarmeveksleren antas å være en tilfredsstillende modell for videre arbeid [22] med 3 % avvik i nedkjølingstiden i DT1.

7 Dynamisk høytrykksregulering i transkritisk drift

Som nevnt tidligere skal et CO₂-basert RSW-anlegg øke trykket til transkritisk når sjøvannstemperaturen går over ca 20 °C for ikke å miste for mye av kuldeytelsen. For å oppnå en energioptimal drift vil det være gunstig å alltid kunne regulere høytrykket til det som gir optimal COP. Som nevnt i kapittel 3 Kartlegging av variasjon i drift, er det mange parametere som påvirker driftsforholdene ombord på båt, og disse gjør at det optimale høytrykket kan variere. Korrelasjonene i litteraturen som er diskutert under delkapittel 3.7.1 Teoretisk optimalt høytrykk, gir avvik da de gjør forenklinger og utelater variasjoner i systemoppsett og komponenter. Spesielt store avvik finnes ved lave sjøvannstemperaturer da korrelasjonene ikke er gyldige for dette temperaturintervallet. Direktekoblet optimalisering av høytrykket for CO₂-anlegg i drift er et meget aktuelt tema. Minetto [42] og Zhang m.fl. [43] har i løpet av 2011 publisert arbeid på nettopp dette området.

I påfølgende kapittel er ulike metoder og utfordringer ved kontinuerlig høytrykksoptimalisering av RSW-anlegg diskutert. En høytrykksoptimalisator, som er et forslag fra SINTEF, ble testet ut. Videre ble et reguleringssystem som bygger på maksimalverdisøking [44] foreslått som et mer stabilt alternativ for kontinuerlig optimalisering av dynamiske kjøleanlegg i denne hovedoppgaven. En modell av reguleringssystemet ble utviklet i Dymola og testet ut for ulike RSW-modeller. Høytrykksoptimalisatoren som introduseres her, er generell og kan benyttes uavhengig av hvilke driftsforhold, komponenter og oppsett systemet som skal optimaliseres har.

7.1 Optimalisator

7.1.1 Kontroll-logikk

Høytrykksoptimalisatoren som er foreslått av SINTEF, benytter sampling av trykket ved gitte intervaller. Dymola regner ut kuldemediets egenskaper ved gitte driftsforhold. Sanntids COP estimeres for de relevante forholdene ut i fra entalpiendringen over kompressor og fordampner. Høytrykksoptimalisatoren skal kalkulere trykket som til en hver tid gir optimal COP. Optimalisatoren lagrer de tre siste verdier av trykk og COP og genererer deretter et polynom for den kommende COP-kurven. Dersom et polynom med negativ krumning ikke genereres, senkes trykket stegvis. Dersom krumningen av polynomet er negativt settes trykket til der hvor den deriverte er null, se Formel (24). Når maks COP oppnås, økes og senkes trykket litt stegvis for å sikre at man til stadighet er ved maksimal COP. En integrator justerer følgelig strupeventilens åpning slik at det trykket som gir optimal COP opprettholdes. Optimalisatoren bygger på det samme prinsippet som beskrevet av Zhang [43].

$$\frac{\partial COP}{\partial P} = 0 \quad (24)$$

7.1.2 Test på enkelt system (Modell 5)

Optimalisatoren ble først testet ut på en enkel modell ved stasjonære tilstander. Systemet består av en enkel gasskjøler, fordamper, kompressor og strupeventil, og er fra nå betegnet som Modell 5. Modellen har en konstant kompressorvirkningsgrad og konstant varmeovergangstall i fordamper og gasskjøler. For å få en stabil løsning på optimalisatoren ble det testet ulike verdier for pådrag og samplingstid for denne. Dersom pådraget i integratoren er for stort, vil høytrykket få store svingninger. Dersom det er for lite, vil det ikke klare å finne optimalt høytrykk fordi trykket reguleres for sakte. ”Ziegler-Nichols metode ” ble forsøkt benyttet for innstillingen. Det ble vanskelig å få systemet til å konvergere dersom man skal få en stående svingning på høytrykket fordi strupeventilen går i metning. Av den grunn ble i stedet det pådraget som ga mest stabil løsning valgt, se bilag 29. De optimale høytrykk for de stasjonære simuleringene er markert i Figur 50.

Ved nedkjøling av tanken er det en del utfordringer, da systemet ikke lengre er stasjonært. Etter hvert som tanktemperaturen, og dermed også fordampingstemperaturen synker, vil et annet høytrykk være optimalt for dette driftspunktet. Da kan polynomet som er blitt estimert av optimalisatoren, gi feil verdi. Optimalisatoren ble testet ut i transient simulering for en hel nedkjøling av Modell 5. Figur 50 viser resultatet. Figuren viser at dersom pådraget blir for stort (pådrag på $2e^{-12}$), vil systemet få uakseptable store svingninger i høytrykket. Et svakt pådrag gjør det ikke mulig for optimalisatoren å følge trendkurven ved transient nedkjøling. Trykket fortsetter heller å synke som følge av senkingen i COP ved nedkjølingen. Ved mer korrekt pådrag, som ble funnet til $1e^{-13}$ for det aktuelle systemet, kan man se at høytrykket ved slutten av nedkjølingen kan klare å treffe det optimale uten for store trykkendringer i systemet. Dette skjer imidlertid ikke før halve nedkjølingen av tanken har forløpt.

7.1.3 Test på komplekst system (Modell 4)

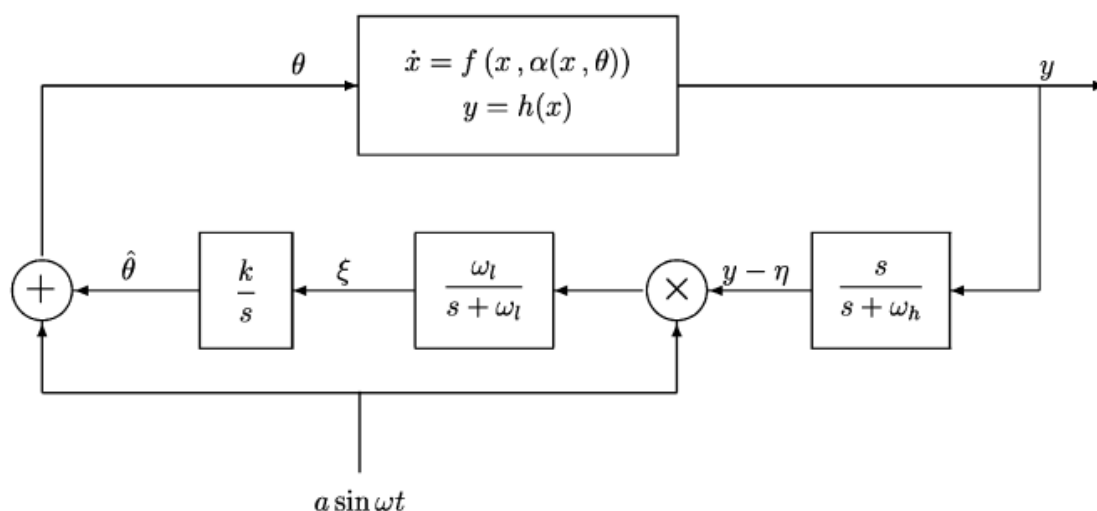
Optimalisatoren ble simulert for Modell 4 ved stasjonære og transiente nedkjølinger. I denne modellen benyttes gasskjøleren og fordamperen som ble implementert tidligere i oppgaven. Nedkjølingen skjer ved 30 °C sjøvannstemperatur og 20 °C tanktemperatur for å oppnå transkritisk drift. For resultater se Figur 52 og Figur 53 som viser henholdsvis høytrykk og COP for systemet. Siden høytrykket varierte mye er omtrentlige verdier valgt som resultat fra optimalisatoren i stasjonære tilstander. Systemet er mer komplekst enn Modell 5 da varmeovergangen i fordamper og gasskjøler blir bestemt av korrelasjoner som nevnt under delkapittel 6.2 Data for modellen og tilnæringsgrunnlag. Forholdene endres også med kompressorens volumetriske og isentropiske virkningsgrad. Dette gjør at forholdene er mindre stabile, og det gir forstyrrelser i COP-kurven som benyttes for å generere det kommende polynomet for optimalisering. Noen av sprangene i trykket kommer trolig av at COP først reduseres ved en trykkøkning i Dymola. Simuleringene ble gjort med det pådraget som var satt i integratoren da den ble utviklet ($2e^{-12}$). Da det tok lang tid å gjennomføre hver simulering for systemet, ble det ikke funnet et optimalt pådrag for denne modellen, slik som for Modell 5. Simuleringer ved ulike pådrag viser en større endring i hvilket høytrykk som ble funnet enn for Modell 5, se Figur 49.

Ved transient simulering og et høyt pådrag (2e-12) kan en se at trendlinjen til høytrykket treffer det optimale høytrykket greit, slik som for Modell 5. Systemet gir da ikke tilrådede svingninger i høytrykket. Da det antas at en mer stabil og treffsikker løsning enn for Modell 5 ikke enkelt kan finnes for dette systemet, som er mer komplekst, ble det ikke brukt mer tid på denne optimalisatoren. En PID-regulator kan likevel tenkes å gi bedre resultater.

7.2 Maksimalverdisøker

7.2.1 Kontroll-logikk

En mer stabil løsning for høytrykksoptimalisering var nødvendig. En kontrollstrategi basert på blokkdiagrammet i Figur 47 for ulineære dynamiske system kunne være en løsning.



Figur 47 Reguleringsystem [44]

Et reguleringsystem basert på dette prinsippet [44] ble i løpet av denne oppgaven utviklet i Dymola. Systemet er videre i oppgaven referert til som maksimalverdisøker. Det ble bygd opp ved hjelp av enkeltkomponenter fra "Modelica Standard Library 3.2", "System Performance" som er en komponent utviklet av SINTEF og en regulator. Modellen ble justert med to ekstra begrensninger for å passe drift av RSW-anlegg. Se bilag 30 for fullstendig modell av reguleringsystemet i Dymola. Innstilling av parametere ble gjort ved hjelp av grundig uttesting ved simuleringer. For RSW-anlegg vil reguleringsløyfen fungere slik: Til enhver tid kalkuleres COP for systemet som sendes inn som verdi på maksimalverdisøkeren. Trykket påkjennes med en kontinuerlig sinusfunksjon og svinger opp og ned som følge av dette. Dersom trykket i anlegget er for lavt til å være ved optimal COP, vil COP øke når trykket øker ved en svingning. Når trykket reduseres som følge av sinuskuven, vil COP også reduseres. COP-verdien vil følgelig også få svingninger som en sinuskurve. Høypassfilteret filtrerer vekk alle frekvenser som er lavere enn grenseverdien satt på denne. Grenseverdien må settes lavere enn frekvensen på sinuskurven. Filteret setter svingningene av COP rundt nullpunkt og gir altså ut positive eller negative verdier av denne. Etter høypassfilteret multipliseres COP med sinuskurven som varierer trykket. Dersom COP øker som følge av trykkøkning, vil de to sinusfunksjoner være i fase, og amplituden doubles. Dersom COP synker

ved senking av trykket, vil man få to negative bølger, noe som også gir et positivt utslag og dermed trykkøkning. Dersom COP synker ved økning av trykket, er funksjonene ute av fase og utjevner hverandre. Produktet av COP og sinusfunksjonen som påkjennes trykket, passerer så lavpassfilteret. Den estimerer et avvik av det innkommende signalet, som deretter blir pådraget i integratoren. Positivt avvik gir positivt pådrag ved for lavt trykk, og dermed trykkøkning. Dersom funksjonene er ute av fase, blir pådraget i integratoren lik null, og optimal COP er da oppnådd. Trykket vil da fortsette å svinge om denne verdien. Motsatt vil skje ved en initialiseringsverdi ved et høyere trykk for det optimale.

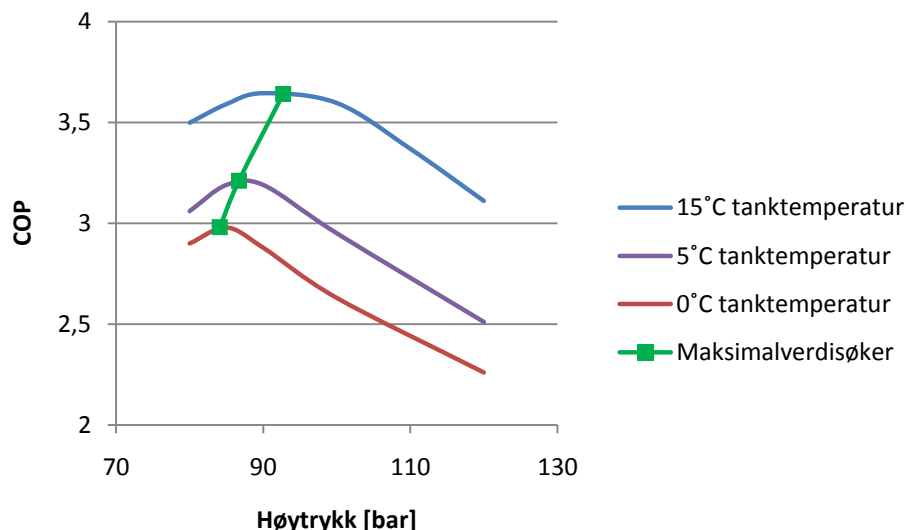
Amplituden på sinusfunksjonen som påkjennes trykket, er satt til 0,5 bar for å skape tydelige utslag i COP for systemet. Denne bør reduseres dersom systemet er ømfintlig for disse trykkvariasjonene. Dersom denne kontrollstrategien skal benyttes til dellastdriften som er beskrevet under kapittel 5 Kontrollstrategi for minimal energibruk, kreves et mer stabilt høytrykk med mindre svinginger.

De to begrensningene som ble lagt til, filtrerer vekk forstyrrelser i COP som ikke er generert fra sinuskurven. Dermed blir løsningen mer stabil. Den første begrensningen filtrerer bort feil i COP som for eksempel for høy startverdi. Ved initialisering av gasskjølere og fordampere kan COP svinge mye og også bli negativ. Begrensningen er satt til minimum COP på null og maksimalverdien må tilpasses hvert RSW-anlegg. Den andre begrensningen fjerner sprang i COP som ikke kommer som følge av sinusfunksjonen eller endring i vanntemperaturen. Maksimal- og minimalverdi for denne er satt omkring den endringen COP får ved en trykkøkning på 1 bar.

Lavpassfilteret filtrerer vekk alle frekvenser høyere enn grenseverdien, og denne må ha en lavere frekvens enn sinusfunksjonen. Dersom lavpassfilteret har et lavt frekvenskutt, vil endringen i avviket bli mindre. Da bør pådraget være høyere for å nå optimalt høytrykk innen en gitt tid. For høyt pådrag gir svingninger i systemet ved innregulering. Ved lav frekvenskutt oppnår man derimot et mer stabilt system, da det blir mindre utsatt for plutselige sprang i verdier og forstyrrelser. Dette vil være en gunstig løsning for komplekse modeller. Se bilag 31 for hvilke parametre som til slutt ble valgt for maksimalverdisøkeren for Modell 5.

7.2.2 Test på enkelt system (Modell 5)

For å teste om maksimalverdisøkeren gir riktige resultater ble det først gjort simuleringer av Modell 5 ved ulike konstante høytrykk og tanktemperaturer. Figur 48 viser hvordan COP varierer med trykk og tanktemperatur for modellen. Deretter ble maksimalverdisøkeren simulert ved de samme tanktemperaturer for å se om den klarte å finne de samme høytrykkene som de optimale. Resultatene fra de stasjonære simuleringene med maksimalverdisøkeren er også vist i Figur 48. Man kan se at den finner det høytrykket som gir best COP. De stasjonære løsningene fra maksimalverdisøkeren blir videre betraktet som fasit for de transiente løsningene. For dette enkle systemet fant også optimalisatoren og maksimalverdisøkeren omtrent samme høytrykk, se bilag 32. For Modell 5, som er en svært enkel modell, var det ved stasjonære simuleringer ønskelig med rask respons på systemet for å finne optimum fort. En høy verdi på lavpassfilteret ble da benyttet, slik at en hver endring i trykket ga en markant forskjell i COP og avviket inn på integratoren (bilag 31).



Figur 48 Høytrykk for optimal COP ved 20 °C sjøvannstemperatur, Modell 5.

Videre ble et transient nedkjølingsforløp simulert for modell 5. Figur 50 viser at høytrykket maksimalverdisøkeren finner treffer de stasjonære løsningene godt. Figur 51 viser hvordan systemet nå driftes ved optimal COP.

Da resultatet i Figur 50 kan komme av en initialiseringsverdi gitt omtrent lik det optimale høytrykket, ble det testet ut en startverdi på et lavere trykk og en på et høyere trykk, se bilag 33. I disse simuleringene er det benyttet en modell hvor sinusfunksjonen som påkjennes COP er faseforskjøvet. For modellen i Dymola gir initialisering på et lavere trykk enn det optimale først et negativt utslag i COP. Kalkuleringen av COP i starten av en nedkjøling er forsinket med 27 sekunder. En faseforskyvning på 27 sekunder er derfor benyttet for å unngå negative utslag inn på integratoren i starten. Denne forsinkelsen bedres derimot etter hvert som simuleringen skjer. Når trykket overstiger det for optimal COP, vil dermed COP og trykksvingningene fremdeles være i fase, og pådraget i integratoren fortsette å øke en stund til. Av den grunn blir optimalt høytrykk litt høyere enn antatt i disse simuleringene. Dersom den samme sinusfunksjonen skal benyttes, er det viktig med en lav verdi på lavpassfilteret slik at avviket ikke får brå endringer. Da vil en liten faseforskyvning av COP og trykkkurven ha mindre å si for utslaget. Et utjevnet avvik gir derimot en tregere respons.

I virkelige kulde- og varmelegger vil det være en reell situasjon med treghet i systemet. Ved en endring i posisjonen på strupeventilen tar det litt tid før det nye høytrykket oppnås og stabiliseres. En mulig løsning på dette kan være å benytte to sinusfunksjoner som beskrevet over, hvor den som påkjennes COP har en tidsforsinkelse.

7.2.3 Test på komplekst system (Modell 4)

Videre ble maksimalverdisøkeren benyttet for Modell 4, hvor korrelasjoner for varmeoverføring, varmevekslernes geometri, samt isentropisk og volumetrisk virkningsgrad for kompressor påvirker optimalt høytrykk. Filtre, begrensninger og integratorer ble justert for maksimalverdisøkeren for å gi stabile resultater. Tabell 12 viser maksimalverdifierens endelige verdier. Disse er benyttet både ved stasjonære og transiente simuleringer.

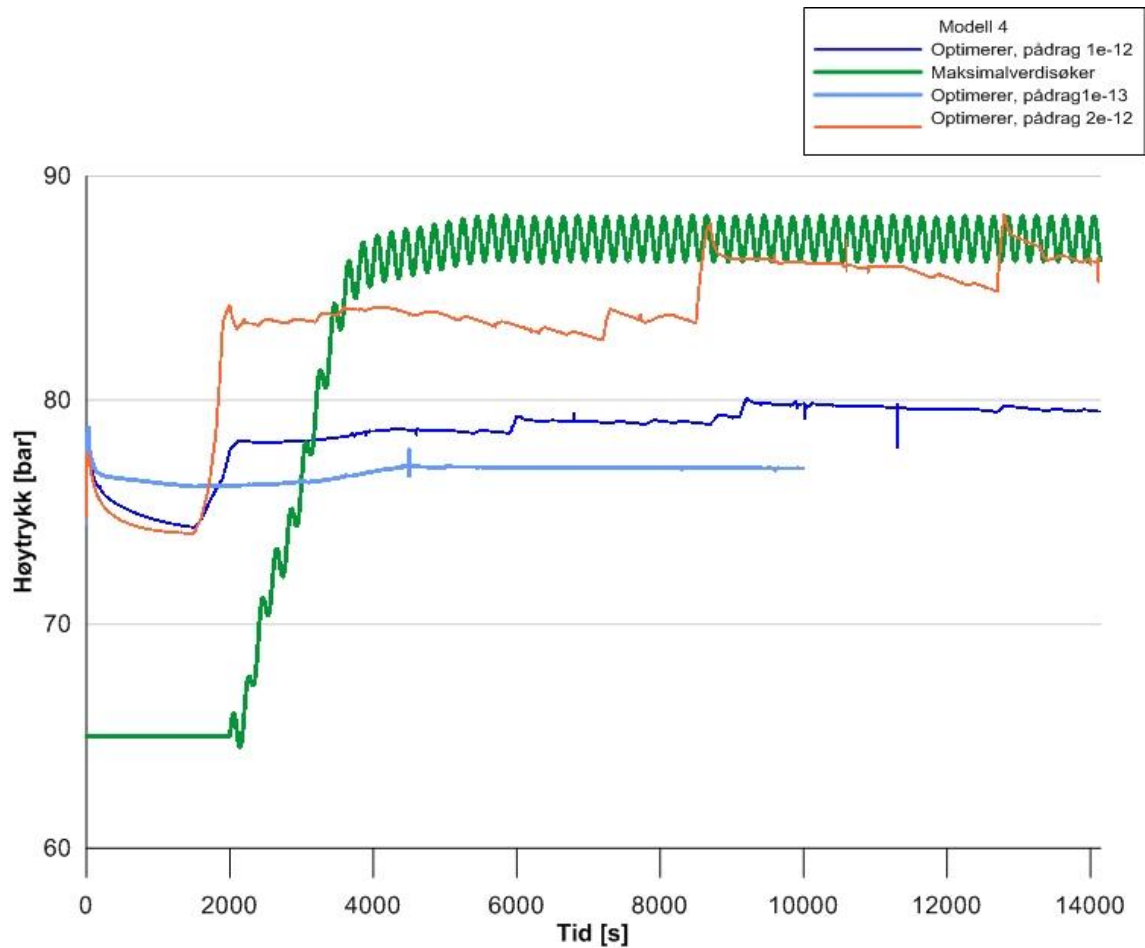
Tabell 12 Maksimalverdisøkerens innstilling for Modell 4

Maksimalverdisøker Modell 4		
Komponent	Regulering	Settverdi
Integrator I	Pådrag	0,01
Integrator II	Pådrag	0,2
Lavpassfilter	Orden	2
	Frekvenskutt	0,001
	Pådrag	1
Høypassfilter	Orden	2
	Frekvenskutt	0,0005
	Pådrag	1
Sinuspådrag	Frekvens	0,005
	Amplitude	100000
Begrensning I (COP)	Maks	9
	Min	0
Begrensning II	Maks	0,5
	Min	-0,5

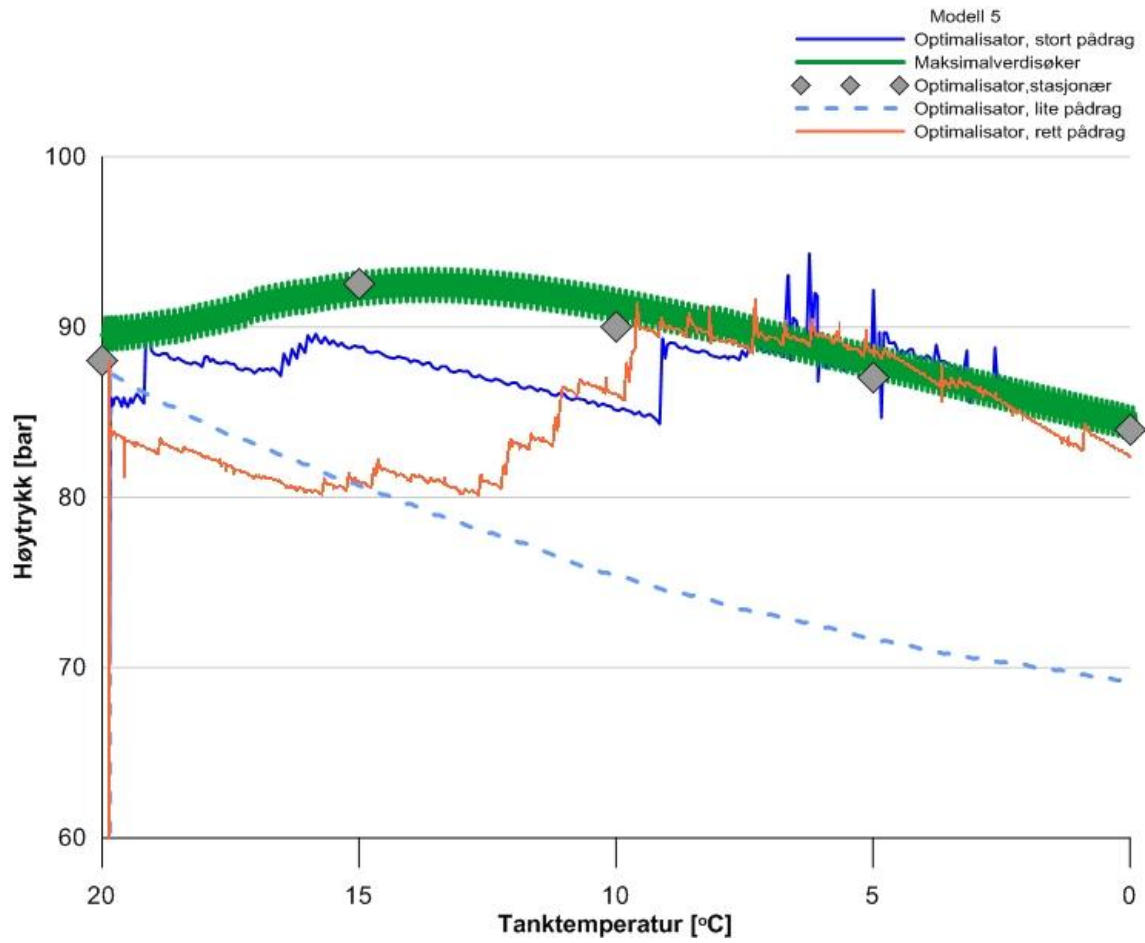
Stasjonære simuleringer ble gjort for systemet. Resultatene viste at maksimalsøkeren fant andre optimale høytrykk enn optimalisatoren, se Figur 52. Figur 49 viser grunnen til dette. En kan se at selv ved et lite pådrag, vil det oppstå plutselige sprang i høytrykket (blå linje) ved bruk av optimalisatoren i et så komplekst system som Modell 4. Ved bruk av maksimalverdisøkeren blir derimot de forstyrrelser i COP som gjør det vanskelig for optimalisatoren å finne rett verdi, delvis filtrert vekk ved hjelp av lavpassfilteret og begrensningene som er satt. Som nevnt tidligere, ble gjennomsnittlig verdi fra optimalisatoren benyttet i Figur 52 .

Figur 49 viser også hvordan maksimalverdisøkeren fant det optimale høytrykket for Modell 4. Maksimalverdisøkeren ble her initialisert etter 2000 sekunder ved et så lavt trykk som 65 bar, verdier fra Tabell 12 er benyttet. Faseforskyvning er ikke benyttet. Det optimale høytrykket ble funnet etter 3000 sekunder i denne stasjonære simuleringen. Dette er raskt for det komplekse systemet i forhold til optimalisatoren, men å bruke nesten en time på innstillingen ved et reelt anlegg vil påføre lang driftstid uten optimal COP. Dersom kontrollstrategien skal benyttes i reelle anlegg bør dette utbedres. Figur 49 viser også at for de gitte innstillinger gir maksimalverdisøkeren en mer stabil løsning, men større svingninger enn optimalisatoren, da amplituden på sinusfunksjonen er 0,5 bar. Det ble konkludert med at maksimalverdisøkeren kan være en mer gunstig løsning for stasjonær høytrykksoptimalisering for komplekse system.

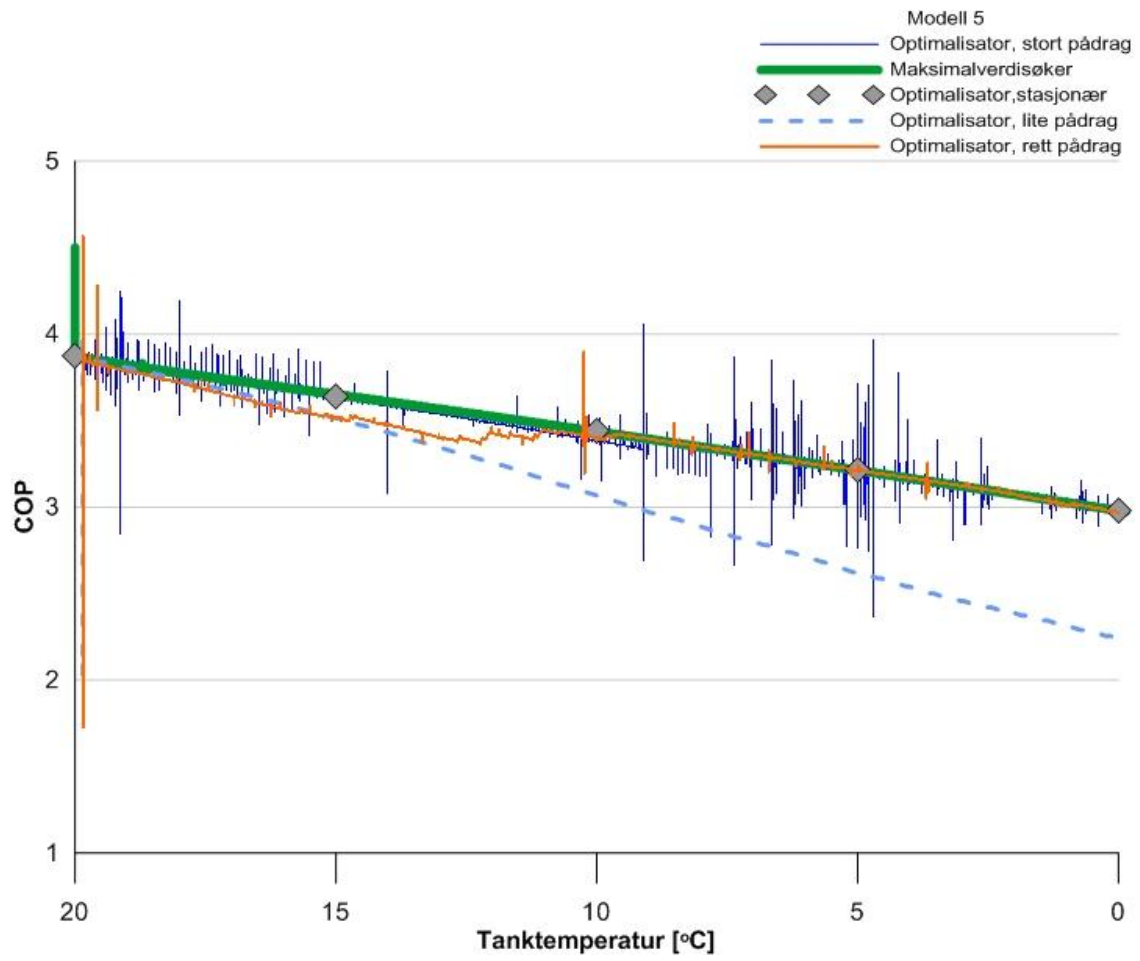
Videre ble maksimalverdisøkeren simulert i en transient nedkjøling for Modell 4. Som Figur 52 og Figur 53 viser treffer maksimalverdisøkeren de stasjonære resultatene godt selv ved dynamisk drift av komplekst system.



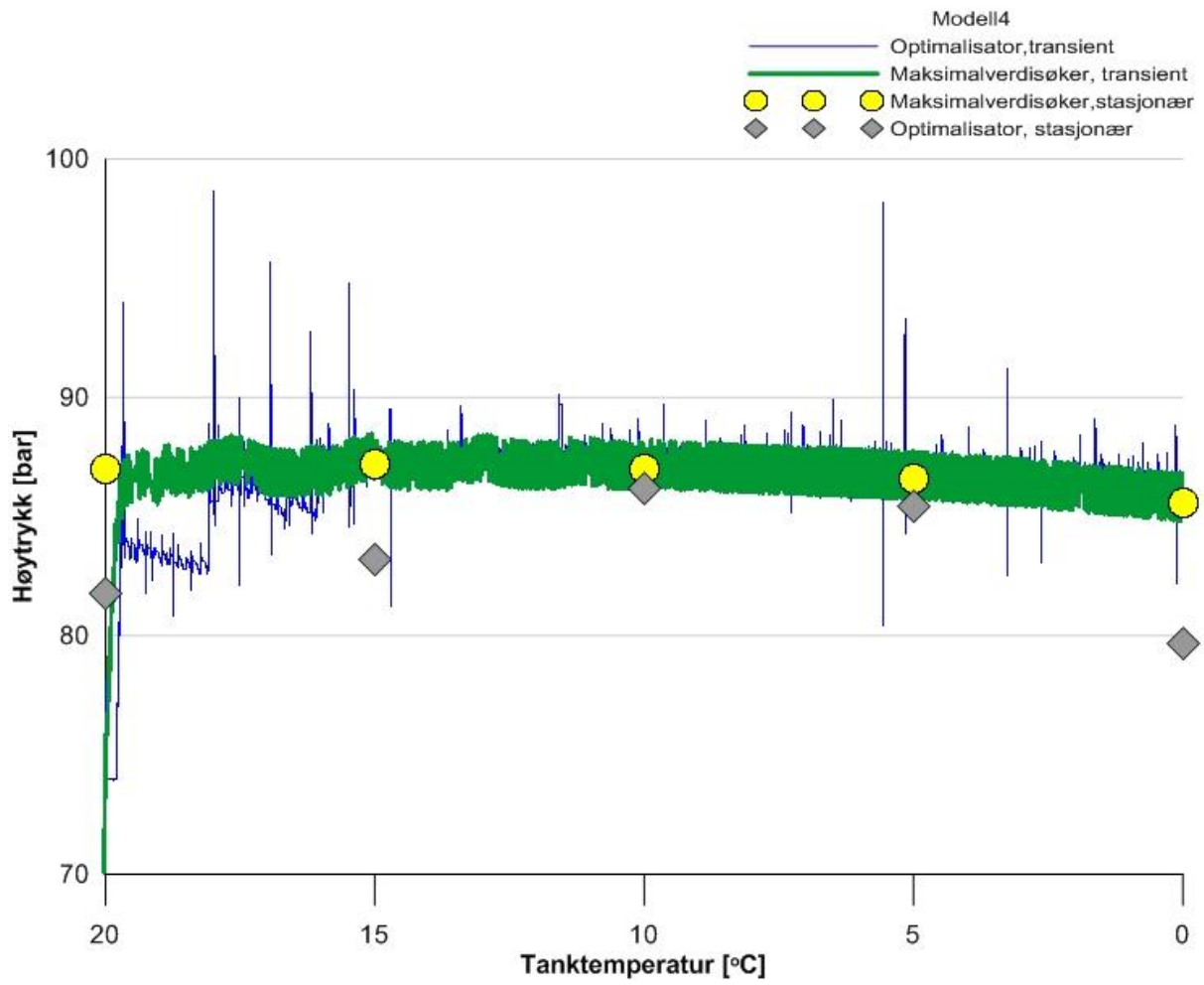
Figur 49 Stasjonær simulering av maksimalverdisøkeren og optimalisator med ulike pådrag



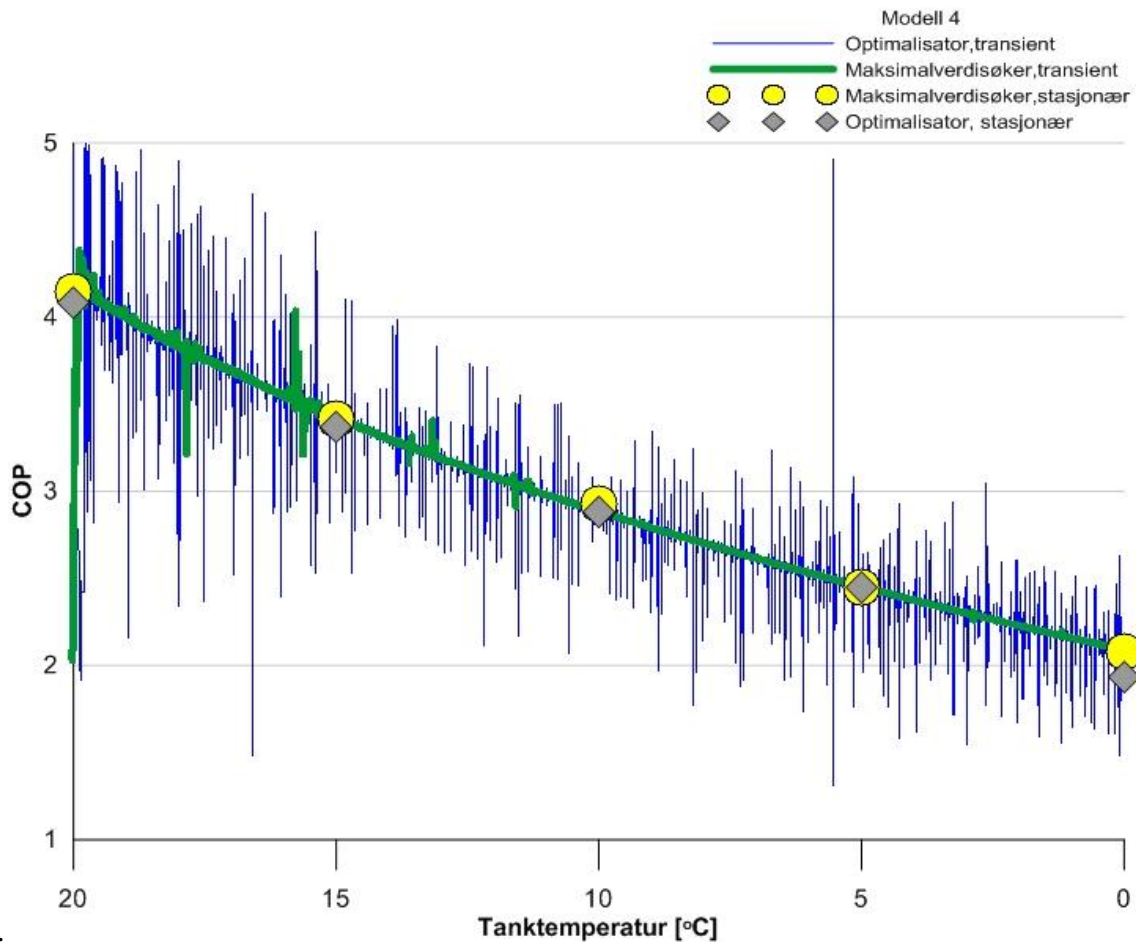
Figur 50 Høytrykk for optimal COP som ble funnet av maksimalverdisøker og optimalisator for Modell 5



Figur 51 COP ved bruk av maksimalverdisøker og optimalisator for Modell 5



Figur 52 Høytrykk for optimal COP som ble funnet av maksimalverdisøker og optimalisator for Modell 4



Figur 53 COP ved bruk av maksimalverdisøker og optimalisator for Modell 4

I denne oppgaven er reguleringsstrategien basert på maksimalverdisøking ment som en prinsippkisse som kan videreutvikles for styring av transkritisk drift. Mindre amplitude på svingningene og kjappere respons kan være gunstig og gi enda bedre resultat. Simuleringene viser likevel at maksimalverdisøkeren kan være en gunstig løsning også for dynamisk høytrykksoptimalisering for komplekse system. Da RSW-anlegg i Norge oftest drives i subkritisk drift på grunn av generelt lave sjøvannstemperaturer, vil maksimalverdisøkeren trolig ha større potensial for energibesparelser ved bruk i andre CO₂-anlegg. Dette kan for eksempel være varmepumper for varmtvannsberedning, som oftere drives transkritisk.

8 Konklusjon

Målet med denne masteroppgaven var å undersøke dynamisk drift av et RSW-anlegg for å optimalisere kapasitet og redusere energibruk.

Først ble det gjennomført en litteraturstudie. Bruk av CO₂ som kuldemedium, kuldekonservering av fisk og alternative metoder som er benyttet for nedkjøling av fangsten ombord på fiskebåter, ble drøftet. Informasjon om kvotestørrelser og minstepriser på fangst ble innhentet for å få en oversikt over verdiene anlegget skal ivareta. Energibruken til kjøling ombord i båt ble estimert til under 10 % av totalverdien av båtens driftsgrunnlag.

En sammenligning av teoretisk COP for kuldeprosesser med CO₂ og ammoniakk viste at ammoniakk har en bedre teoretisk effektfaktor, men at disse forskjellene kan utjevnes i en reell prosess. Mindre sikkerhetstiltak ved bruk av CO₂ er gunstig fremfor ammoniakkanlegg. Det ble funnet at CO₂-anlegget har litt dårligere COP enn det som var gjennomsnittlig for de eksisterende RSW-anlegg det ble sammenlignet med.

Ulike faktorer som spiller inn på den dynamiske driften for et RSW-anlegg ble kartlagt. At systemet er energieffektivt i subkritisk drift, ble sett på som mest avgjørende på grunn av generelt lav sjøvannstemperatur i Norge. Nedkjølingstiden endrer seg med fangststørrelse, sjøvannstemperaturen, temperaturen i tanken og varmetilførsel. Varmetilførselen ble estimert til 6 % av dimensjonerende kuldeytelse for båten Båragutt.

Ulike RSW-system som var utviklet av SINTEF ble undersøkt i Csim. Energi- og tidsforbruk på for-kjøling av vannet i RSW-tanken ble studert. Simuleringer viste at alle systemløsningene klarte å kjøle vannet i tanken på de 12 timene som var til rådighet. Et system med tørr fordampner og gasskjøler ga kortest nedkjølingstid og best COP i subkritisk drift. I tillegg halveres prisen på varmevekslerne i forhold til alternativ løsning.

En kontrollstrategi for minimal energibruk ved lave sjøvannstemperaturer og subkritisk drift ble videre foreslått. I samarbeid med SINTEF og NTNU ble det skrevet en artikkel om dette temaet til den internasjonale kjølekonferansen "ICR2011" i Praha. Simuleringer viste at omtrent 50 % reduksjon i kompressorarbeid kunne bli oppnådd på bekostning av en lengre nedkjølingstid. Forsøk i laboratoriet viste lignende trender for kontrollstrategien som simuleringene, men viste også at graden av energibesparelse vil være avhengig av systemets design. Kontrollstrategien gjør at sirkulasjonspumpene må drives lengre, og hvilke energibesparelser som kan oppnås avhenger av pumpevirkningsgrad, trykktap og muligheten for regulering av kompressorturtall og kondenseringstrykk. Det er nødvendig med et komplekst reguleringssystem for å oppnå maksimale energibesparelser.

Det var tidligere bygget en grov modell av RSW-anlegget i Dymola av SINTEF. Modellen manglet en rørkjelvarmeveksler, og dette ble implementert i løpet av denne oppgaven. Stasjonære simuleringresultat fra Csim ble benyttet som kontrollpunkt, da rørkjelvarmeveksleren i dette programmet er mer verifisert. Modellen av rørkjelvarmeveksleren i Dymola ga til slutt et avvik på kun 3 % i nedkjølingstid i forhold til Csim.

For å oppnå minimal energibruk i transkritisk drift av anlegget, ble en direktekoblet høytrykksoptimaliserer utviklet i Dymola. Per dags dato kan høytrykket i transkritisk drift reguleres av en forhåndsbestemt kurve. Teoretiske modeller som finnes i litteraturen kan benyttes. Da disse korrelasjonene ofte har benyttet forenklinger som kan føre til avvik, og det optimale høytrykket kan variere med systemets design, er det behov for en direktekoblet optimalisator. En mulig løsning fra SINTEF ble testet ut ved dynamiske simuleringer for to ulike RSW-anlegg hvor det ene benytter rørkjelvarmveksleren som tidligere ble implementert i Dymola. Resultatene viste at optimalisatoren fungerer godt for enkle system og stasjonær drift. Ved transient drift og mer komplekse system ble derimot resultatene mer avvikende. Et nytt reguleringsystem basert på maksimalverdisøking ble i stedet foreslått for høytrykksoptimering for kjøle- og varmeanlegg. En modell med utgangspunkt i denne kontrollstrategien ble utviklet i Dymola i løpet av denne hovedoppgaven. Simuleringer av RSW-anlegget viste at denne maksimalverdisøkeren kan finne høytrykket som gir best COP selv ved dynamisk drift av komplekse system. Reguleringsstrategien er ment som en prinsippskisse som kan videreutvikles for bedre resultat. Et reguleringsystem som dette kan trolig også benyttes for å regulere sjøvannspumper for å oppnå den mer energieffektive kontrollstrategien i subkritisk drift. Da RSW-anlegget i hovedsak drives subkritisk vil maksimalverdisøkeren ha større potensial for energisparing ved bruk i andre CO₂-anlegg som for eksempel varmpumper for varmtvannsberedning.

9 Forslag til videre arbeid

Et mulig steg videre for å oppnå bedre energieffektiviteten for RSW-anlegg er å undersøke bruk av og potensialet for ejetor og turbokompressor i kjølekretsen. Løsninger for varmegjenvinning til oppvarming av båt ved bruk av indirekte system bør også vurderes grundigere.

Ut i fra denne rapporten kan man se en mulighet til å bearbeide den foreslåtte maksimalverdisøkeren blant annet slik at den gir raskere respons ved en mindre trykkvariasjon. Maksimalverdisøkeren har trolig potensial for større energibesparelser dersom den benyttes på andre CO₂-baserte system, som drives oftere i transkritisk drift. Det kunne vært interessant å implementere denne i slike system. For å avgjøre om kontrollstrategien for minimal energibruk ved subkritisk drift vil gi besparelser, må man finne ut hva det faktiske trykktapet over fordamperkretsen for et CO₂-basert RSW-anlegg blir. Dersom det viser seg å være lønnsomt, kan det videreutvikles en kontrollstrategi med utgangspunkt i maksimalverdisøkeren hvor vannpumper, kompressorturtall og kondenseringstrykk varieres ved for-kjøling av tanken for å gi optimal COP. En kostnadsanalyse vil også være gunstig. Dette for å finne ut om de ekstra investeringer i komponenter som må til for en slik regulering vil være lønnsomt, sammenlignet med energibesparelsene som kan oppnås.

10 Kilder

1. Haukås, H.T.(Udatert) Kjøle og fryseanlegg med CO₂ som kuldemedium. Norsk Kjøleteknisk Forening - kurs.
2. Campbell, A., G.G.Maidment and J.F.Missenden (2006) A Natural Refrigeration System for Supermarkets using CO₂ as a Refrigerant, in *CIBSE National Conference 21-22 March 2006*, Bristol.
3. Skiple , T. (2008) Sluttrapport utfasing av R22 i fiskefartoy. *SINTEF Energiprosesser*, Trondheim.
4. Jakobsen, A., G.Skaugen, H.Rekstad og P.Nekså (2006) Development of a prototype RSW system using CO₂ as refrigerant. *SINTEF Energy Research*, Trondheim.
5. Madsen, K.B. og S.V.Pedersen (2004) *Fremtidens remote-anlæg for supermarkeder*. Miljøministeriet - miljøstyrelsen.Kjøbenhavn.
6. Nekså, P., H.T.Walnum og A.Hafner (2010) CO₂ - A refrigerant from the past with prospects of being one of the main refrigerants in the future, in *9th IIR Gustav Lorentzen Conference 2010 - natural refrigerants – real alternatives April 12-14, 2010*. 2010, *SINTEF Energy Research*, Trondheim. p. 4-5.
7. Ladam, Y. (2010) *Rapport fase to*. (Upublisert) *SINTEF Energiprosesser*.
8. Nordtvedt, T.S. (2009) Temperaturstyring av fangst på trålere. *SINTEF Energiforskning AS*, Trondheim.
9. Magnussen, O. (Udatert), Kuldekonservering, Holdbarhet-Lagringsbetingelser.
10. Nordtvedt, T.S. (2009) Superkjøling av fisk- en litteraturstudie og prosjektoversikt. 2009, *SINTEF Energiforskning AS*, Trondheim.
11. Tertnes, G., N.Losnegard og F.Iversen (1978) Forsøk med lagring av sløyd, hodekappet torsk i RSW-tank, Melbu, 6.2.-20.2.1978, i *Rapporter og meldinger*. 1978, Direktoratet, Bergen. s. 21
12. Venugopal, V. (2006) *Seafood Processing*, Chapter 3. Bulk Handling and Chilling, CRC Press
13. Waterman, J.J. and D.H. Taylor (1967) Superchilling, in *Torry Advisory Notes*. 1967.
14. Fiskeridirektoratet. *Fartøysregister*. Oppslag på bestemt fartøy, Registreringsmerke T0100T, <http://www.fiskeridir.no/register/fartoyreg/?edbid=1988009554>, [Hentet fra Internett 29.08.2010]
15. Norges Sildesalgslag. Fiskeri-minstepriser, <http://www.sildelaget.no/Fishery.aspx?Fish=Makrell>. [Hentet fra Internett 29.08.2010]
16. Jenssen, J.I., F. Nilsen, E. Selvåg og Ø. Dale (2009) Resultater Ringnotflåten 2008 Energinettverk Fiskeflåte. Prosjektrapport energikartlegging, *COWI*.
17. Haukås, H.T. (2005) Kulde-og varmepumpeprosesser med CO₂ som kuldemedium.
18. Cho, H., C.Ryu, Y.Kim and H.Kim (2005) Effects of refrigerant charge amount on the performance of a transcritical CO₂ heat pump, in *International Journal of Refrigeration* 28, 2005. 28(8), p. 1266-1273.
19. Utdrag fra en energirapport for et ringnotfartøy som også driver med kolmuletråling, (Upublisert), *COWI*
20. Torp, T., Teknotherm, Muntlig kommunikasjon, 20.06.2010.
21. First Ammonia RSW in SA http://www.cbn.co.za/index.php?Page=daily&daily_id=4680. [Hentet fra Internett 20.05.2011]
22. Ladam, Y., Sintef. Kommunikasjon muntlig og per e-post, 01.02.2011-01.07.2011.
23. Thorsteinsson, J.A., P.Jensson, T.Condra and P.Valdimarsson (2003) Transient simulation of refrigerated and chilled seawater system, in *The 44th Conference on Simulation and Modelling. September 18. 2003*. Vesteraas.

24. Graham, J., W. A. Johnston and F. J. Nicholson (1992) *Ice in fisheries*. Roma: FAO
25. Kelman, J.H. (1977) Stowage of Fish in Chilled Sea Water. Aberdeen: Torry Advisory Notes, No 73.
26. Magnussen, O.M. og S.E. Holt (1972) Tankføring av sild og makrell: noen resultater av undersøkelser ombord. s. 156-161. NTH: Institutt for Kjøleteknikk.
27. Engedahl, H., G. Eriksrød, C. Ulstad and B. Ådlandsvik (1997) Climatological oceanographic archives covering the Nordic Seas and the Arctic Ocean with adjacent waters. Research Report No. 59, Oslo: Norwegian Meteorological Institute.
28. Kauf, F. (1999) Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles, in *International Journal of Thermal Sciences*, 38(4): p. 325-330.
29. Liao, S.M., T.S. Zhao and A. Jakobsen (2000) A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles, in *Applied Thermal Engineering*, 20(9): p. 831-841.
30. Chen, Y. and J. Gu (2005) The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers, in *International Journal of Refrigeration*, 28(8): p. 1238-1249.
31. Cecchinato, L., M. Corradi, and S. Minetto (2010) A critical approach to the determination of optimal heat rejection pressure in transcritical systems, in *Applied Thermal Engineering*, 30(13): p. 1812-1823.
32. Cabello, R., et al. (2008) Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO₂ refrigerating plant working in transcritical conditions, in *Applied Thermal Engineering*, 28(13): p. 1596-1604.
33. Stene, J. (1997) *Varmepumper- Grunnleggende Varmepumpeteknikk*, SINTEF klima- og kuldeteknikk, Trondheim.
34. Eikevik, T.M., NTNU. Kommunikasjon muntlig og per e-post, juni.2011.
35. Mæhlum, H.S. (2007) HMS Risikovurderingsrapport. *SINTEF Energiforskning*.
36. Sætrang, S. (2008) *RSW system with CO₂ as refrigerant- testing of new system solutions for sea water coolers*. Prosjektoppgave ved NTNU.
37. Thome, J.R. (2007) Boiling Heat Transfer Inside Plain Tubes. *Engineering Data Book III*, chapter 10, e-book.
38. Kakaç, S., R.K. Shah, and W. Aung (1987) *Handbook of single-phase convective heat transfer*. New York: Wiley.
39. Y. Cengel (2006) *Heat and mass transfer*. 3rd edition: p. 417-423. New York: McGraw-Hill.
40. Fornasieri, E., et al. (2009) Natural Refrigerant CO₂, in *Leonardo project*, KHLim, Diepenbee.
41. Steiner, D. and J. Taborek, (1992) Flow Boiling Heat Transfer In Vertical Tubes Correlated by an Asymptotic Model, in *Heat Transfer Engineering*, 13(2): p. 43-68.
42. Minetto, S. (2011) Theoretical and experimental analysis of a CO₂ heat pump for domestic hot water, in *International Journal of Refrigeration*, 34 (3)
43. Zhang, W.-J. and C.-L. Zhang (2011) A correlation-free on-line optimal control method of heat rejection pressures in CO₂ transcritical systems, in *International Journal of Refrigeration*, 34(4): p. 844-850.
44. Krstic, M. and H.-H. Wang (2000) Stability of extremum seeking feedback for general nonlinear dynamic systems, in *Automatica*, 36(4): p. 595-601.
45. Hansen, E., Båragutt Pelagic AS. Skriftlig informasjon via e-post, desember.2010.

11 Bilag

Bilag 1 Sammenligning CO ₂ - og ammoniakkanlegg	I
Bilag 2 Båragutt [45].....	III
Bilag 3 Varmetap fra Båragutt	IV
Bilag 4 Korrelasjonene fra Kauf, Chen og Liao for optimalt transkritisk trykk	IV
Bilag 5 Eksempel på best COP og kuldeytelse i transkritisk drift	V
Bilag 6 Ozonrensing	V
Bilag 7 Modell 1,2,3 simuleringer i DT1, DT2, og DT3	VI
Bilag 8 Modell 1, DT3, økt vannmengde	X
Bilag 9 Modell 1, DT3 dellast, 100 kW	X
Bilag 10 Artikkel til ”ICR2011”	XI
Bilag 11 HMS-rapport.....	XIX
Bilag 12 Kalibrering.....	XXXVIII
Bilag 13 Laboratorieforsøk ved 60 bar og varierende kompressorturtall	XXXVIII
Bilag 14 Simuleringer, Modell 1 ved 60 bar og varierende kompressorturtall.....	XXXIX
Bilag 15 Diskusjon rundt resultater fra laboratoriet og simuleringer av Modell 1	XXXIX
Bilag 16 Laboratorieforsøk med ulikt kompressorturtall og kondenseringstrykk	XLI
Bilag 17 Modell 1 med ulikt kondenseringstrykk og kompressorturtall.....	XLIII
Bilag 18 Modell 1, DT3 dellast, 59 % av maksimalt turtall.....	XLIV
Bilag 19 Energibruk avhengig av trykktap og pumpevirkningsgrad	XLIV
Bilag 20 Modell1, DT3 dellast, 100 kW ytelse med pumperegulering	XLV
Bilag 21 Modell 1, DT3 dellast, 100 kW uten regulering av pumpe	XLVI
Bilag 22 Modell 1, DT3 dellast, 100kW ytelse, endring i energibruk med og uten regulering av pumpe	XLVI
Bilag 23 Modell 4, Csim	XLVII
Bilag 24 Strømning over rør.....	XLVIII
Bilag 25 Kompressormodell fra Csim.....	XLIX
Bilag 26 Kompressormodell i Dymola.....	XLIX
Bilag 27 Modell 4, DT1, Dymola	XLIX
Bilag 28 Modell 4, DT2 og DT3 Dymola	L
Bilag 29 Innstilling av integrator for (SINTEFs) optimalisator	LI
Bilag 30 Maksimalverdisøker i Dymola	LIII
Bilag 31 Innstilling av maksimalverdisøker.....	LIV
Bilag 32 Optimalisator og maksimalverdisøker Modell 5, stasjonær	LV
Bilag 33 Maksimalverdisøker, initialisering fra ulike trykk	LV

Kapittel 11 Bilag

Bilag 1 Sammenligning CO₂- og ammoniakkanlegg

Example:	Units:		SI with C							
Pure Fluid Calculations	Critical Temp. (K):	132,25		Triple Point Temp. (K):		-77,655		Critical Temp. (C):		132,25
	Crit. Press. (MPa):	11,333		Trp Pressure (MPa):		0,006091223		Triple Point Temp. (C):		-77,655
	Fluid: ammonia	Crit. Dens. (mol/L):	225		Trp Density (mol/L):		732,9030173			
sea water	20	18	16	14	12	10	8	6	4	2
cooling	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400 kW
evap T	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5 C
DT in condenser	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
DT out condenser	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
ISOeff comp	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Pevap	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35 Mpa
S sat gas	6,16	6,16	6,16	6,16	6,16	6,16	6,16	6,16	6,16	6,16
H sat gas	1599,82	1599,82	1599,82	1599,82	1599,82	1599,82	1599,82	1599,82	1599,82	1599,82
T condenser	30,00	28,00	26,00	24,00	22,00	20,00	18,00	16,00	14,00	12,00
P condenser	1,17	1,10	1,03	0,97	0,91	0,86	0,80	0,75	0,70	0,66
H comp out iso	1767,78	1758,23	1748,68	1739,11	1729,53	1719,94	1710,34	1700,74	1691,13	1681,52
Hcomp out	1839,76	1826,12	1812,47	1798,80	1785,12	1771,42	1757,71	1743,99	1730,26	1716,53
H condenser out	460,89	451,31	441,77	432,25	422,77	413,31	403,88	394,48	385,10	375,75
X evaporator	0,11	0,10	0,10	0,09	0,08	0,07	0,07	0,06	0,05	0,04
MF liquid evap	0,35	0,35	0,35	0,34	0,34	0,34	0,33	0,33	0,33	0,33 kg/s
W compressor	84,27	78,82	73,45	68,17	62,97	57,85	52,81	47,84	42,95	38,14 kW
COP	4,75	5,08	5,45	5,87	6,35	6,91	7,57	8,36	9,31	10,49
COP CO ₂ /DT cond 5C	2,88	2,88	2,88	3,24	3,66	4,15	4,72	5,40	6,23	7,26

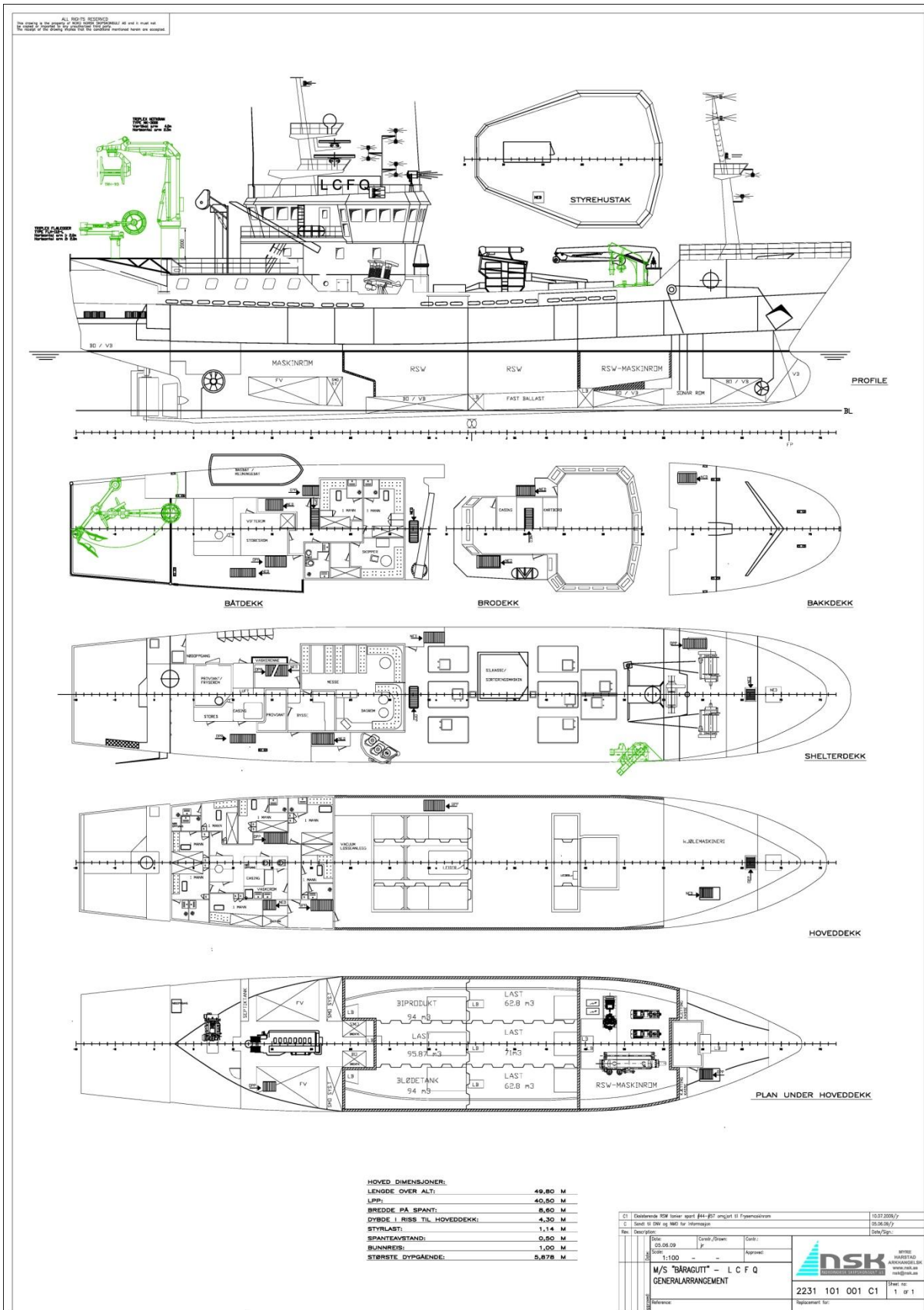
I samarbeid med Yves Ladam. For benevninger og symbolforklaringer henvises det til Refprop.

Kapittel 11 Bilag

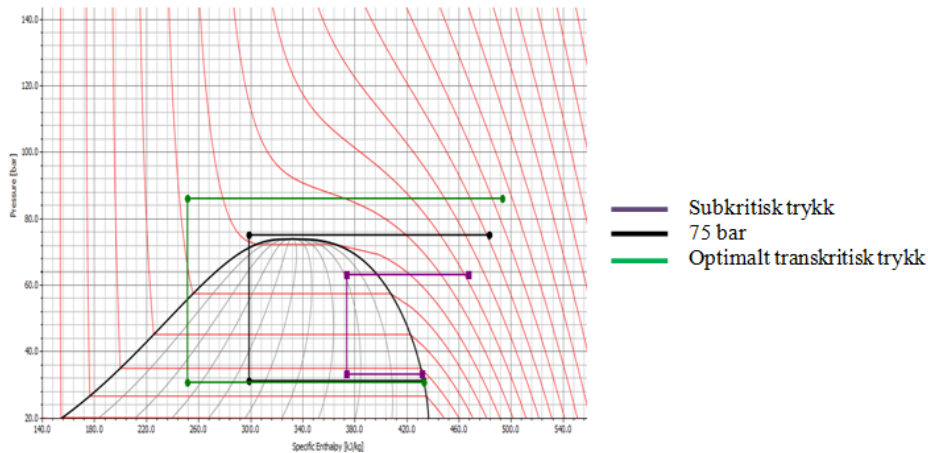
Example:		Units:		SI with C									
Pure Fluid Calculations		Critical Temp. (K):		30,9782		Triple Point Temp. (K):		-56,558		Critical Temp. (C):		30,9782	
		Crit. Press. (MPa):		7,3773		Trp Pressure (MPa):		0,517964343		Triple Point Temp. (C):		-56,558	
Fluid: carbon dioxide		Crit. Dens. (mol/L):		467,6000013		Trp Density (mol/L):		1178,462643					
CO2 subkritisk													
sea water	20	18	16	14	12	10	8	6	4	2			
cooling	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400			
evap T	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5			
DT in condenser	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10			
DT out condenser	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5			
ISOeff comp	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7			
Pevap	3,05	3,05	3,05	3,05	3,05	3,05	3,05	3,05	3,05	3,05			
S sat gas	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87			
H sat gas	433,38	433,38	433,38	433,38	433,38	433,38	433,38	433,38	433,38	433,38			
T condenser	30,00	28,00	26,00	24,00	22,00	20,00	18,00	16,00	14,00	12,00			
P condenser	7,21	6,89	6,58	6,29	6,00	5,73	5,47	5,21	4,97	4,73			
H comp out iso	467,97	465,97	463,98	462,01	460,04	458,07	456,11	454,15	452,19	450,23			
Hcomp out	482,79	479,93	477,09	474,27	471,46	468,66	465,85	463,05	460,25	457,44			
H condenser out	267,37	261,19	255,14	249,24	243,49	237,89	232,42	227,08	221,86	216,73			
Xevaporator	0,32	0,30	0,27	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12			
MF liquid evap	2,41	2,32	2,24	2,17	2,11	2,05	1,99	1,94	1,89	1,85			
W compressor	119,05	108,13	98,09	88,82	80,21	72,17	64,63	57,52	50,80	44,42			
COP	3,36	3,70	4,08	4,50	4,99	5,54	6,19	6,95	7,87	9,00			
CO2 Transcritical													
sea water	20	18	16	14	12	10	8	6	4	2			
cooling	400	400	400	400	400	400	400	400	400	400			
evap T	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5			
DT in condenser	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10			
DT out gas cooler	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5			
ISOeff comp	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7			
Pevap	3,05	3,05	3,05	3,05	3,05	3,05	3,05	3,05	3,05	3,05			
S sat gas	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87	1,87			
H sat gas	433,38	433,38	433,38	433,38	433,38	433,38	433,38	433,38	433,38	433,38			
P gas cooler	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50	7,50			
H comp out iso	469,70	469,70	469,70	469,70	469,70	469,70	469,70	469,70	469,70	469,70			
H comp	485,26	485,26	485,26	485,26	485,26	485,26	485,26	485,26	485,26	485,26			
T out of gas coole	25,00	23,00	21,00	19,00	17,00	15,00	13,00	11,00	9,00	7,00			
H out of gas coole	265,60	258,20	251,49	245,25	239,37	233,77	228,38	223,18	218,13	213,20			
Xevaporator	0,32	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19	0,16	0,14	0,12	0,10			
MF evap	2,38	2,28	2,20	2,13	2,06	2,00	1,95	1,90	1,86	1,82			
W compressor	123,67	118,45	114,08	110,29	106,95	103,95	101,22	98,71	96,40	94,24			
COP	3,23	3,38	3,51	3,63	3,74	3,85	3,95	4,05	4,15	4,24			

For benevninger og symbolforklaringer henvises det til Refprop.

Bilag 2 Bårgutt [45]



Bilag 5 Eksempel på best COP og kuldeytelse i transkritisk drift



Det er tatt utgangspunkt i et RSW-anlegg hvor massestrømmen av vann gjennom gasskjøler er for liten og vannet varmes mye opp. (Modell 5 er simulert i subkritisk og transkritisk drift.) Som følge av dette vil det bli temperatur-pinch inne i varmeveksleren dersom prosessen drives ved et lavt trykk. Kuldeytelse vil følgelig reduseres da CO₂ gassen avgir lite varme og strupingen skjer med mye ukondensert gass. Figuren over viser at kuldeytelsen og COP økes dersom høytrykket heves til et transkritisk trykk.

Bilag 6 Ozonrensing

Ombord på Båragutt benyttes det allerede ozonrensing av den eksisterende kjølekretsen. Ozonrensing desinfiserer anlegget og dreper bakteriene. I Fiskeridirektoratets kontrollverk er det presisert at ozon ikke skal tilsettes vann som kommer i kontakt med næringsmidler. Dette kan føre til misfarging og redusert kvalitet på produktet, da ozon reagerer raskt med organisk materiale, men forholdene er lite dokumentert. Rensingen skjer derfor når anlegget ikke er i bruk for kjøling av fisk. Da mengden ozon som kreves for rengjøring av tanken øker mye med mengden organisk materiale, spyles først tanken. Tankene fylles deretter med ozonert sjøvann og skylles igjen etter rensingen.

Kapittel 11 Bilag

Bilag 7 Modell 1,2,3 simuleringer i DT1, DT2, og DT3

Modell 1, DT 1							
Kompressor turtall	1322,5	1322,5	1322,5	1322,5	1322,5	rpm	
Tanktemp	0	5	10	15	20	°C	
COP	3,26	3,92	4,76	5,92	7,73		
Høytrykk	74,5	74,5	74,5	74,5	74,5	bar	
Kompressor arbeid	122829	116499	106127	92314	75547	W	
Fordamperytelse	400006	456295	505075	547690	584323	W	
Varmeytelse	523835	573614	611960	640692	660480	W	
T ut kompressor	70	64,48	57,42	50,93	45,02	°C	
T ut gasskjøler	20,36	20,68	21,25	21,87	22,54	°C	
Fordampingstemperatur	-5,12	-0,36	4,52	9,5	14,55	°C	
Massestrøm	133	154	176	198	222	kg/min	
Tank		225 m ³					
Tetthet vann		1020 kg/m ³					
Cp vann		4200 J/kgK					
	Timer	Tanktemperatur	Kuldeytelse	T _s	Kompressorarbeid	Energibruk (kompressor)	
	3,13	0	400006 W	-5,12	122829 W	374 kWh	
	2,79	5	456295 W	-0,36	116499 W	310 kWh	
	2,54	10	505075 W	4,52	106127 W	252 kWh	
	2,37	15	547690 W	9,5	92314 W	199 kWh	
	0,00	20	584323 W	14,55	75547 W	0	
Totaltid	10,82	Total kjøling	5355 kWh		Totalt energibruk	1135 kWh	
Overall COP	4,72				Pris	2270 kr per nedkjølingsssyklus	

Modell1, DT2							
Kompressor hastighet	1322,5	1000	1322,5	1322,5	rpm		
Tanktemp	0	0	2	4	°C		
COP	3,84	4,09	4,14	4,46			
Høytrykk	74,5	74,5	74,5	74,5	bar		
Kompressor arbeid	123382	92439	121934	119773	W		
Fordamperytelse	474103	378489	504592	534162	W		
Varmeytelse	598526	471968	627551	654943	W		
T ut kompressor	74,29	71,58	70,88	67,68	°C		
T ut gasskjøler	4,03	4,01	4,04	4,07	°C		
Fordampingstemperatur	-6,37	-5,18	-4,54	-2,68	°C		
Massestrøm	127	102	136	144	kg/min		
	Timer	Tanktemperatur	Kuldeytelse	Kompressorarbeid	Energibruk (kompressor)		
	1,21 t	0	378489 W	92439 W	130 kWh		
	1,03 t	2	504592 W	121934 W	125 kWh		
		4	534162 W	119773 W			
Totaltid	2,24 t	Total kuldeytelse	1071 kWh		Totalt energibruk	255 kWh	
Overall COP	4,21				Pris	513 kr per nedkjølingssyklus	

Kapittel 11 Bilag

Modell 1, DT3							
Kompressor turtall	1322,5	1322,5	1322,5	rpm			
Tanktemp	0	2	4	°C			
COP	4,63	5,12	5,76				
Høytrykk	56,5	54,41	53,81	bar			
kompressor arbeid	75150	64586	57475	W			
Fordampertyelse	352458	330986	330958	W			
Varmeytelse	429765	396730	389576	W			
T ut kompressor	44,66	37,99	34,31	°C			
T ut gasskjøler	19,48	17,89	17,44	°C			
Fordampingstemperatur	-4,53	-2,71	-0,04	°C			
Massestrøm	131	135	141	kg/min			
	Timer	Tanktemperatur	Kuldeytelse	T _s	Kompressorarbeid	Energibruk (kompressor)	
	1,57 t	0 °C	352458 W	-4,53	75150 W	109 kWh	
	1,62 t	2 °C	330986 W	-2,71	64586 W	99 kWh	
		4 °C	330958 W	-0,04	57475 W		
Totaltid	3,19 t	Total kuldeytelse	1071		Totalt energibruk	208 kWh	
Overall COP	5,14				Pris	420 kr per nedkjølingssyklus	

Modell 2, DT1							
Kompressorturtall	1332,5	1332,5	1332,5	1332,5	1322,5	rpm	
Tanktemp	0	5	10	15	20	°C	
COP	3,24	3,86	4,59	5,58	7,11		
Høytrykk	74,5	74,5	74,5	74,5	74,5	bar	
Fordampertyelse	397230	445577	476717	493086	497894	W	
Varmeytelse	520726	561734	581166	582128	568441	W	
kompressorarbeid	122663	115387	103758	88440	70038	W	
T ut kompressor	71,85	63,64	56,36	49,76	43,76	°C	
T ut gasskjøler	21,3	22,58	23,65	26,78	28,51	°C	
T inn lake	20,56	20,6	20,62	20,62	20,61	°C	
T ut lake	33,02	34,04	34,54	34,57	34,22	°C	
Fordampingstemperatur	-4,95	-0,02	5,12	5,58	15,74	°C	
Massestrøm	135	157	179	203	229	kg/min	
massestrøm indirekte	600	600	600	600	600	l/min	
	Timer	Tanktemperatur	Kuldeytelse	T _s	Kompressorarbeid	Energibruk (kompressor)	
	3,18	0 °C	397230 W	-4,95	122663 W	378 kWh	
	2,90	5 °C	445577 W	-0,02	115387 W	318 kWh	
	2,76	10 °C	476717 W	5,12	103758 W	265 kWh	
	2,70	15 °C	493086 W	5,58	88440 W	214 kWh	
		20 °C	497894 W	15,74	70038 W		
Totaltid	11,54 t	Tortal kuldeytels	5355 kWh		Pumpearbeid glykol		
					2000 W	23 kWh	
Overall COP	4,47				Totalt energibruk	1199 kWh	
					Pris	2417 kr per nedkjølingssyklus	

Kapittel 11 Bilag

Modell 2, DT2						
Kompressorturtall	1322,5	1090	1322,5	13322,5	rpm	
Tanktemp	0	0	2	4	°C	
COP	3,9	4,07	4,21	4,54		
Høytrykk	74,5	74,5	74,5	74,5	bar	
Varmeytelse	604874	512048	633492	664771	W	
Fordamperytelse	480638	410221	511147	544074,00	W	
Kompressorarbeid	123228	100819	121355	119727	W	
T ut kompressor	72,96	71,33	69,54	66,42	°C	
T ut gasskjøler	4,68	4,56	4,73	4,78	°C	
T inn ind	4,65	4,55	4,68	4,71	°C	
T ut ind	19,09	16,77	19,8	20,58	°C	
Fordampingstemperatur	-5,98	-5,15	-4,1	-2,23	°C	
Massestrøm CO2	130	111	139	149	kg/min	
Massestrøm indirekte	600	600	600	600	l/min	
	Timer	Tanktemperatur	Kuldeytelse	T _s	Kompressorarbeid	Energibruk
	1,16	0	410221 W	-5,15	100819 W	129 kWh
	1,01	2	511147 W	-4,1	121355 W	122 kWh
		4	544074 W	-2,23	119727 W	
Totaltid	2,18 t				Pumpearbeid	
					2000 W	4 kWh
Overall COP	4,29				Totalt energibruk	256 kWh
					Pris	516 kr per nedkjølingssyklus

Modell 3, DT1						
Kompressorhastighet	1322,5	1322,5	1322,5	1322,5	1322,5	rpm
Tanktemp	0	5	10	15	20	°C
COP	3,23	3,84	4,63	5,73	7,4	
Høytrykk	74,5	74,5	74,5	74,5	74,5	bar
Fordamperytelse	394616	443107	487172	527882	567083	W
Varmeytelse	518236	558927	592788	620413	644029	W
Kompressorarbeid	122056	115305	105159	92139	76622	W
T ut kompressor	71,14	63,75	57,19	51,23	45,76	°C
T ut gasskjøler	22,96	23,38	23,68	23,87	23,89	°C
Fordampingstemperatur	-4,72	-0,23	4,35	9	13,71	°C
Massestrøm CO2	138	158	178	198	221	kg/min
Massestrøm vann	3509	3509	3509	3509	3509	l/min
	Timer	Tanktemperatur	Q cooling	evap T	Kompressorarbeid	Energibruk
	3,20	0 °C	394616 W	-4,72	122056 W	379 kWh
	2,88	5 °C	443107 W	-0,23	115305	317 kWh
	2,64	10 °C	487172 W	4,35	105159	260 kWh
	2,45	15 °C	527882 W	9	92139	206 kWh
		20 °C	567083 W	13,71	76622	
Totaltid	11,16 t		Tortall kulde	5355 kWh		Totalt energibruk
						1163 kWh
Overall COP	4,60				Pris	2346 kr per nedkjøling

Kapittel 11 Bilag

Modell 3, DT2				
Kompressor hastighet	1322,5rpm	1100rpm	1322,5rpm	1322,5rpm
Tanktemp	0	0	2	4 °C
COP	3,99	4,14	4,27	4,58
Høytrykk	74,5	74,5	74,5	74,5 bar
Fordamperytelse	489348	419955	516831	543459 W
Varmeytelse	612752	522023	638438	662670 W
kompressor power	122696	101365	120916	118538 W
T ut kompressor	72,29	70,81	69,24	66,36 °C
T ut gasskjøler	5,14	4,83	5,23	5,32 °C
Fordampingstemperatur	-5,83	-5,05	-4,111	-2,37 °C
Massestrøm CO2	133	114	141	149 kg/min
Massestrøm vann	3509	3509	3509	3509 l/min
	Timer		Tanktemper:	Q cooling
	1,14 t		0	419955 W
	1,01 t		2	516831 W
			4	543459 W
				evap T
				-5,05
				-4,111
				-2,37
				Kompressorarbeid
				101365 W
				120916 W
				118538 W
				Energibruk
				127 kWh
				121 kWh
Totaltid	2,15 t		Tortal kuldey	1071 kWh
				Totalt energibruk
				248 kWh
Overall COP	4,32			Pris
				500 kr per nedkjølingssyklus

Modell3, DT3				
Kompressor hastighet	1322	1322	1322	rpm
Tanktemperatur	0	2	4	°C
COP	6,83	7,58	8,91	
Høytrykk	49,69	50,85	48,3	bar
Fordamperytelse	372254	414918	360701	W
Varmeytelse	427730	470607	402138	W
Kompressor arbeid	54508	54768	40501	W
T ut kompressor	32,21	32,59	25,06	°C
T ut gasskjøler	13,88	14,66	12,92	°C
Fordampingstemperatur	-4,83	-2,95	-0,33	°C
Massestrøm	126	131	134	kg/min
	Timer		Tanktemper:	Q cooling
	1,36 t		0	372254 W
	1,38 t		2	414918 W
			4	360701 W
				evap T
				-4,83
				-2,95
				-0,33
				Kompressorarbeid
				54508 W
				54768 W
				40501 W
				Energibruk
				74 kWh
				66 kWh
Totaltid	2,74 t		Tortal kuldey	1071 kWh
				Totalt energibruk
				140 kWh
Overall COP	7,64			Pris
				283 kr per nedkjølingssyklus

Kapittel 11 Bilag

Bilag 8 Modell 1, DT3, økt vannmengde

Modell 1, DT3 3508l/min vann gjennom gasskjøler							
Kompressor turtall	1322,5	1322,5	1322,5	rpm			
Tanktemp	0	2	4	°C			
COP	5,29	6,2	7,17				
COP system	4,73	5,29	6,08				
Høytrykk	55,89	51,06	49,91	bar			
Fordamperytelse	400729	341931	327987	W			
Varmeytelse	482438	493945	379702	W			
Kompressor arbeid	75788	55149	45757	W			
T ut kompressor	44,57	32,61	27,88	°C			
T ut gasskjøler	16,26	15,24	14,31	°C			
Fordampingstemperatu	-5,21	-2,35	-0,07	°C			
Massestrøm CO2	128	131	135	kg/min			
Massestrøm vann	3508	3508	3508	l/min			
	Timer	Tanktemperatur	Kuldeytelse	T _s	Kompressorarbeid	Energibruk (kompressorarbeid)	
	1,44 t	0	400729 W	-4,53	75788 W	94 kWh	
	1,60 t	2	341931 W	-2,28	55149 W	81 kWh	
		4	327987 W	-0,04	45757 W		
Totaltid	3,04 t	Total kuldeytelse	1071 kWh		Totalt energibruk	175 kWh	
Overall COP	6,12				Pris	353 kr per nedkjølingscyklus	

Bilag 9 Modell 1, DT3 dellast, 100 kW

Modell 1, DT3, dellast							
Højest COP for variabel kompressorturtall og optimalt høytrykk, gitt ytelse på 100 kW							
Kompressorturtall	292	300	322	rpm	reduksjon=	77 %	
Tanktemp	0	2	4	°C			
COP	8,58	10,09	12,37				
Høytrykk	50,34	50,06	48,63	bar			
Kompressorarbeid	11652	9907	8086	W			
Fordamperytelse	100000	100000	100000	W			
Fordampingstemperatur	-1,71	0,34	2,39	°C			
Massestrøm	31,49	31,28	34,28	kg/min			
	Timer	Tanktemperatur	Q cooling		Kompressorarbeid	Energibruk kompressor	
	5,4	0	100000 W		11652 W	58 kWh	
	5,4	2	100000 W		9907 W	48 kWh	
		4	100000 W		8086 W		
Totaltid	10,71	Total kuldeytelse	1071 kWh		Totalt energibruk kompressor	106 kWh	
Overall COP	10,11				Pris	214 kr per nedkjølingscyklus	
						49 % besparelse i kompressorarbeid i forhold til DT3	

Bilag 10 Artikkel til "ICR2011"

ID:176

IMPROVING ENERGY EFFICIENCY IN OPERATION OF CO₂ RSW SYSTEM FOR FISHING VESSELS

ANDRESEN T.^(*), LADAM Y.^(*), GILBERG A.F.^(**), REKSTAD H.^(**), EIKEVIK T.M.^(**)

^(*) SINTEF ENERGI AS, Sem Sælands vei 11, TRONDHEIM, 7465, Norway
trond.andresen@sintef.no

^(**) Norwegian University of Technology and Science, Kolbjørn Hejes vei 1d, Trondheim, 7491, Norway

ABSTRACT

Cooling and freezing are critical processes in the fishing industry. They ensure proper quality of high value products. They also are responsible for a significant fraction of the total energy consumption. Traditionally, cooling on boat is achieved using Refrigerated Sea Water (RSW) refrigeration plants with halocarbon R22 as working fluid. Usage of this fluid is already limited to refill, and it will be totally banned from 2015. The main alternative is ammonia, but has significant drawbacks that can be unacceptable, particularly for smaller vessels. Carbon Dioxide (CO₂) is an environmental friendly, non toxic, non flammable alternative.

A 400 kW CO₂ RSW plant has been investigated in the geometry based in-house simulation tool CSIM. Quasi steady-state cooling of catches has been simulated for two typical conditions: herring fishing in winter and mackerel fishing in the North Sea in late summer. Optimized operation was sought for either minimal cooling time or lowest energy consumption. In winter operation, an improved solution showed approximately 40% less compressor work compared to the baseline on the expense of longer cooling time. The cooling capacity can also be increased on expense of the COP if the high side pressure is raised. This might be necessary if the time available for pre-cooling is shorter than expected.

1. INTRODUCTION

Norway is one of the largest exporters of seafood in the world. Seafood is also the second largest trade goods in Norway after oil. For the fishing industry, cooling-, and freezing processes are essential to ensure the proper quality of their high value products. These refrigeration processes contribute to a significant fraction of the total energy consumption on board the vessels. Refrigerated Sea Water (RSW) systems are widely used to chill fish haul in a simple and effective way. The traditional refrigerants commonly used in RSW causes environmental impacts, have high costs, and may require safety precautions. Carbon Dioxide is an environmental friendly alternative, and is also non-flammable. In addition, the high density of CO₂ in gas-phase makes it possible to build smaller RSW systems with higher efficiencies.

The RSW-concept uses a refrigeration system to cool down sea water, which is then circulated in large tanks containing sea water and fish. The refrigeration system can be installed on board fishing vessels, and removes the necessity of carrying ice from shore (Wang et al, 2005; Jul, 1986), reducing weight during transport to the fishing location. A simple overview is shown in Figure 1. The fishing season for the Norwegian coastal fleet can be divided in two:

- Herring fishing in autumn and winter when the sea water temperature is between 4°C and 12°C
- Mackerel fishing in late summer when sea water temperature is between 10°C and 20°C

The large variation in sea water temperature imposes different operation modes of the RSW plant. This is of particular importance for a CO₂ plant, which will either be sub- or transcritical, depending on the temperature of cooling water.

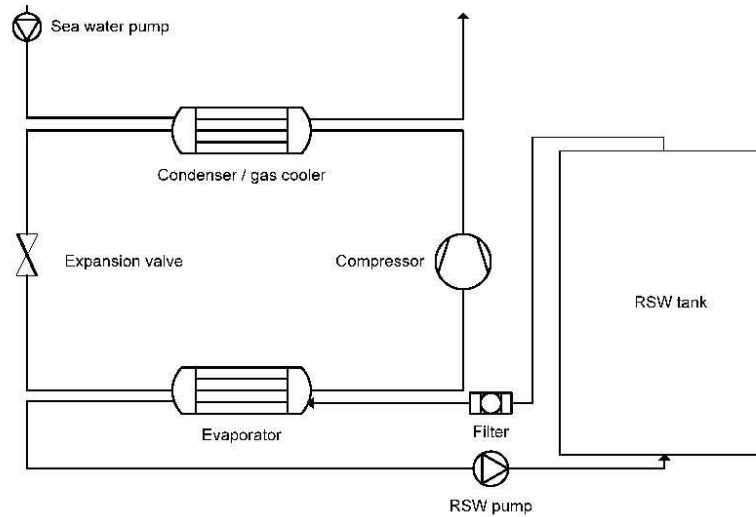


Figure 1: Simplified overview of a RSW system. The fish is suspended by an upward water flow.

In preparation for hauling fish, large onboard tanks are filled with sea water and pre-cooled using the refrigeration system. Caught fish is dumped into the tanks, which increases the temperature of the water. The refrigeration unit is used to circulate and cool the water, which cools the fish haul. The salt content of sea water allows the RSW water temperature to be chilled to $-1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ without freezing.

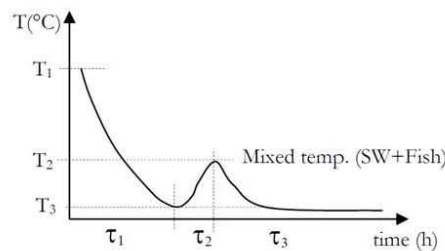


Figure 2: Initial refrigeration (time τ_1), temperature increasing caused by the fish haul (time τ_2) and decline as haul and water is refrigerated (time τ_3) (Thorsteinnsson et al, 2003).

The EU Council Directive has given instructions for the maximum advisable time to cool fish haul: the temperature of the catch must reach 3°C within 6 hours and 0°C within 16 hours of hauling. RSW systems are generally not explicitly designed to meet those directives. Usually, the specification will only require a certain minimum cooling capacity at a nominal point of operation; the *design point*.

In this work, the design point requirements is specified to 400 kW cooling capacity at conditions:

- $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ RSW tank temperature
- $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ evaporation temperature
- $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ sea water temperature (cooling water for the condenser)

The catch is generally cooled as fast as possible in order to preserve the quality. There is generally more time available to perform the pre-cooling part of the process, fishermen report 6-12 hours as a typical time to perform this operation.

As illustrated in Figure 2, the pre-cooling of the RSW- tank requires a significant part of the total cooling energy. As there is no added value in fast pre-cooling, different control strategies for minimizing the energy consumption during pre-cooling will be analyzed. Simulations for the ambient conditions present during both summer and winter fishing seasons has been done. Optimized operation was sought for either minimal cooling time, or lowest energy consumption.

2. MODEL AND APPROACH

SINTEF has been working with CO₂ RSW systems over several years, a laboratory scaled prototype has been built and analyzed (Rekstad, 2010). More recently, the Norwegian fisherman association funded the design of an industrial demonstrator. The RSW plant was designed in the in-house simulation and optimization tool CSIM. CSIM is a circuit simulator for analyzing the behavior of both conventional refrigerant and transcritical CO₂ cycles. It can be used for steady state simulations, with all operation parameters and the component geometry fixed, or for optimization, finding a high side pressure, a compressor speed, component sizes and pump speeds that provide a desired capacity at maximum efficiency.

CSIM includes detailed heat exchanger models using actual geometry as input and calculating local values for the heat transfer coefficient, pressure gradient and void fractions at the desired level of discretization. For CO₂, the Span and Wagner (1997) equation of state was used to calculate thermodynamic properties. Transport properties were calculated from Vesovic et al. (1990) and Feghhour et al. (1998).

Component models and refrigerant cycle calculations generate a set of simpler constraint equations and an object function that are solved by using a general optimization package called NLPQL by Schittkowski (1985). NLPQL is an implementation of a sequential quadratic programming method for solving non-linear, constrained optimization problems. In CSIM, numerical differentiation for all equality and non-equality functions are used. CSIM is described in more detail by Skaugen (2002).

The refrigeration system is considered to be in equilibrium during cooling, which is a fair approximation to reality, due to rather slow cooling of the large RSW tanks. Steady state simulations were done in five different temperature intervals for the pre-cooling from 20°C sea water temperature. Three intervals were selected for 4 °C sea water. The time needed to cool down the 225 m³ water contained in the RSW tanks was calculated from the simulation results from different stages of the chilling process, .

All simulations used the same heat exchangers. The evaporator was specified for an evaporation temperature of -5 °C at design point. Design of the gas cooler is a trade off between performance and cost (surface area). In the present study, the gas cooler was somewhat oversized for trans critical operation but did not perform completely satisfactory for sub critical operation due to temperature approach larger than 10K. Other boundary conditions:

- Evaporator water flow rate: 336 m³/h
- Gas cooler/condenser water flow rate: 80 m³/h

3. WARM SEA WATER, TRANSCRITICAL OPERATION

The system is designed to give 400 kW cooling capacity at 20 °C sea water temperature while cooling the RSW water from 0 °C to -1°C. The required compressor capacity in this design point was found by setting the high side pressure to 75 bars; which is a suitable pressure level for this heat sink temperature. If not otherwise specified, the design compressor capacity was held constant for all simulations of the pre-cooling process.

As the RSW water is cooled down from sea ambient temperature, the evaporation temperature will decrease, as illustrated in Figure 3. This will increase the pressure ratio, since the high pressure is held at constant. The resulting decrease in COP during the pre-cooling is illustrated in Figure 4. Since the design point is given at the lowest COP, the process will in general have a greater cooling capacity during pre-cooling than 400kW. This is also shown in Figure 4.

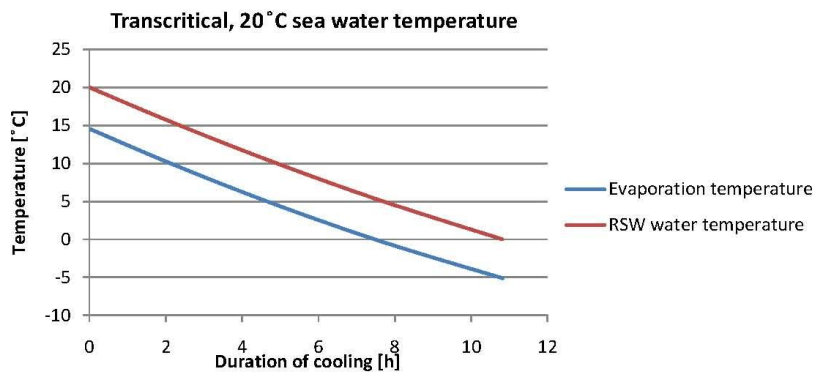


Figure 3: Evaporation and tank temperature at transcritical summer operation

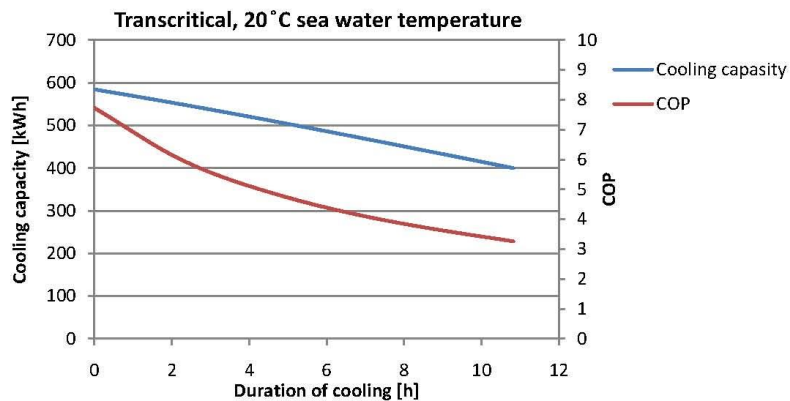


Figure 4: Cooling capacity and COP at transcritical summer operation

The simulation of summer operation pre-cooling shows an average COP of 4.7, and an accumulated compressor work of 1135 kWh. A duration of 10.8 hours would be necessary to cool down the water in the RSW tank from 20 °C to 0 °C. If a shorter pre-cooling time is needed, the cooling capacity can be increased at the cost of reduced COP by increasing the high side pressure.

4. COLD SEA WATER, LARGEST CAPACITY OR LARGEST COP

When the system runs in lower sea water temperatures (winter operation), the RSW can be operated in either transcritical or subcritical mode.

4.1 Transcritical operation

In the simulation of the transcritical operation at 4 °C sea water temperature, the high side pressure and the compressor speed was held at constant. The COP and the cooling capacity will decline during the pre-cooling as shown in Figure 5 and Figure 6. This illustrates the same tendency as previously described, but since the difference in temperature is smaller, the time required is shorter and the change in performance will be less. The reason for the change in slope (dotted line) is the part load of the compressor. If the sea water temperature is low, and the compressor is driven at full capacity, ice formation in the evaporator might occur as the evaporation temperature falls below -5°C. Hence the compressor speed was slowed down to reduce the risk of clogging.

The pre-cooling requires 2.2 hours, and needs 255 kWh of total compressor work, as shown in Table 1 .

4.2 Subcritical operation, optimum high pressure

Optimizations were done to find the condensation pressure which gave the optimum COP for each of three different water tank temperature levels. With these pressures and a constant compressor speed, the water tank cool down process was simulated. The average optimal condensation pressure was 55 bars. The change in COP and cooling capacity during the pre-cooling is shown in Figure 5 and Figure 6. As illustrated, the transcritical operation has a higher cooling capacity and a lower COP than the subcritical. The time needed for pre-cooling was estimated to 3.2 hours, half an hour more than in transcritical operation. The compressor work required was 208 kWh, see Table 1.

The gas cooler works well in transcritical operation and the temperature approach is very low. As a condenser it does not perform as well, which results in higher temperatures of the CO₂ out of the condenser and hence a lower cooling capacity. The average condenser temperature was between 17 °C and 19 °C even though the cooling water is as low as 4 °C.

4.3 Subcritical, optimum high pressure and refrigerant flow

Since the simulated pre-cooling time from 4°C was less than usually available, the system might be operated in a more energy efficient way than previously discussed. Simulations were done in CSIM where both rotational speed of the compressor and condensation pressure were allowed to change to improve the COP for the system. When the compressor speed is reduced, the mass flow decreases, allowing the evaporation temperature to increase while the condensation temperature decreases. The compressor work needed for the pre-cooling is then significantly reduced, due to the lower pressure difference. The lower mass flow naturally also yields a reduction in cooling capacity, and the pre cooling will hence require more time. The process illustrated in Figure 5 and Figure 6 will require a total time of 7.3 hours. This is less than the transcritical operation with cooling from 20 °C, and hence even a further optimization can be done if more time is available. As listed in Table 1 the pre-cooling will need 124 kWh of compressor work, and the overall COP obtained was as high as 8.6.

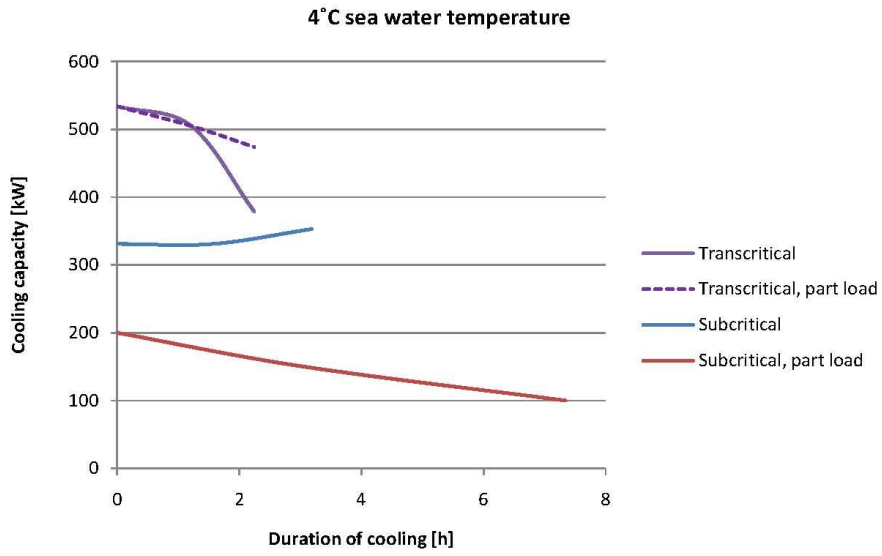


Figure 5: Transcritical and subcritical operation cooling capacity for winter ambient temperatures

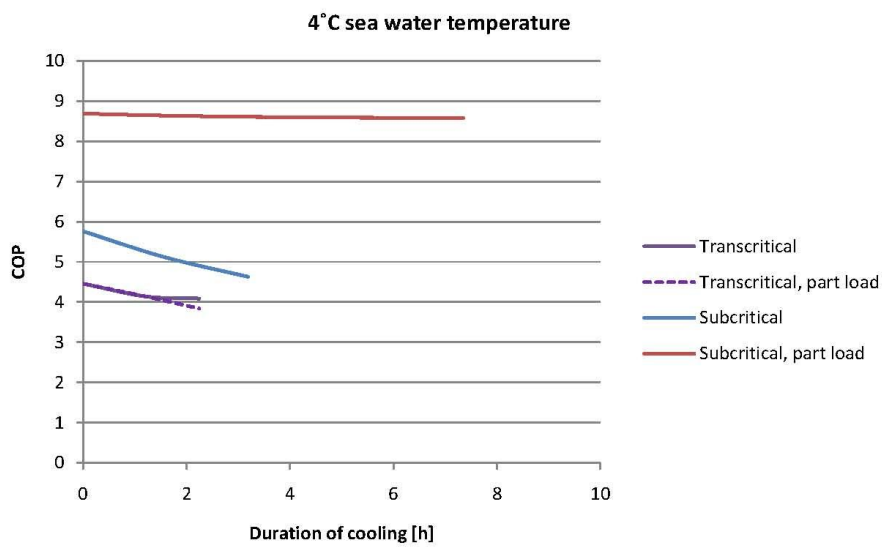


Figure 6: Transcritical and subcritical operation COP for winter ambient temperatures

Table 1

	Compressor work [kWh]	Time [h]	COP
20 °C sea water temperature			
Transcritical	1135	10.8	4.7
4 °C sea water temperature			
Transcritical	255	2.2	4.2
Subcritical	208	3.2	5.1
Subcritical, part load	124	7.3	8.6

5. CONCLUSION

When the sea water temperature is as high as 20 °C the cool down process of the RSW tank will last for 11 hours before the desired temperature is reached. The cooling capacity can be increased on expense of the COP if the high side pressure is raised. This might be necessary if the time available for pre-cooling is shorter than expected.

When the sea water temperature is low, 4 °C, the RSW can be operated in three different ways, depending on the time available before the catch is caught. The quickest cooling period of 2.2 hours is achieved with transcritical operation. Usually more time is available, and the energy cost can be reduced by operating the system subcritical at the same compressor speed. The cool down time was then estimated to 3.2 hours, and the COP of the process increased from 4.2 to 5.1. In the third way of operating the process, the condensation pressure was altered according to the decrease of the RSW tank temperature and the compressor was driven on part load. This solution gave a reduction in compressor work by as much as 40 % compared to the previous solution discussed. To reach the desired temperature the system required 7.3 hours, which still is less time than the cooling from 20 °C sea water temperature. The average COP for this solution was found to be as high as 8.6.

6. ACKNOWLEDGEMENT

This publication forms a part of the CREATIV project, performed under the strategic Norwegian research program RENERGI. The author(s) acknowledge the partners: Danfoss, FHL, Hydro Aluminium, John Bean Technology, Norske Skog, REMA1000, Systemair, TINE, and the Research Council of Norway (195182/S60) for their support.

7. REFERENCES

- Jul, M., 1986. Chilling and freezing fishery products: changes in views and usages. *Int. J. Refrig* 9 (1), 174-178.
- Fenghour, A., Wakeham, W. A., et al., 1998. The Viscosity Of Carbon Dioxide. *J. Phys. Chem. Ref. Data* 27(1), 31-44.
- Rekstad, H., Sætrang, S., Eikevik, T., Ladam, Y., 2010. Evaluation of a variable suction gas heat exchanger in a liquid chiller system using carbon dioxide as refrigerant. In *proceedings of 9th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Sydney, Australia.

ID:176

- Schittkowski, K., 1985. NLPQL: A FORTRAN subroutine solving constrained nonlinear programming problems. *Annals Operations Research* 5, 485–500.
- Skaugen, G., Neksa, P., Pettersen, J., 2002. Simulation of transcritical CO₂ vapour compression systems. In *proceedings of 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Guangzho, China
- Span, R., Wagner, W. U., 1996. A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa. *J. Phys. Chem. Ref. Data* 25(6), 1509-1596.
- Thorsteinsson, J.A., Jensson, P., Condra, T., Valdimarsson, P., 2003. Transient simulation of refrigerated and chilled seawater system. In *proceedings of 44th Conference on Simulation and Modelling*, Vesteraas, Sweden.
- Vesovic, V., Wakeham, W. A., et al., 1990. The Transport Properties Of Carbon Dioxide. *J. Phys. Chem. Ref. Data* 19 (3), 763-808.
- Wang, S.G., Wang, R.Z., 2005. Recent developments of refrigeration technology in fishing vessels. *Renewable Energy*, 30 (4), 589-600.

Bilag 11 HMS-rapport



Risikovurderingsrapport

CO₂-RSW

Prosjekttittel	Utvikling av CO ₂ RSW-anlegg om bord på fiskebåt
Prosjektleder	Trygve Eikevik
Enhet	NTNU EPT
HMS-koordinator	Erik Langørgen
Linjeleder	Olav Bolland
Riggnavn	CO ₂ -RSW
Plassering	VATL-KuldeLab
Romnummer	C050
Riggansvarlig	Håvard Rekstad
Risikovurdering utført av	Astrid Gilberg og Erik Langørgen



INNHALDSFORTEGNELSE

1	INNLEDNING	1
2	ORGANISERING.....	1
3	RISIKOSTYRING AV PROSJEKTET	1
4	TEGNINGER, FOTO, BESKRIVELSER AV FORSØKSOPPSETT	2
5	EVAKUERING FRA FORSØKSOPPSETNINGEN.....	2
6	VARSLING.....	2
6.1	Før forsøkskjøring.....	2
6.2	Ved uønskede hendelser	2
7	VURDERING AV TEKNISK SIKKERHET	4
7.1	Fareidentifikasjon, HAZOP.....	4
7.2	Brannfarlig, reaksjonsfarlig og trykksatt stoff og gass	4
7.3	Tryktpåkjent utstyr	4
7.4	Påvirkning av ytre miljø (utslipp til luft/vann, støy, temperatur, rystelser, lukt)	4
7.5	Bruk og behandling av kjemikalier	5
7.6	El sikkerhet (behov for å avvike fra gjeldende forskrifter og normer).....	5
8	VURDERING AV OPERASJONELL SIKKERHET	5
8.1	Prosedyre HAZOP	5
8.2	Drifts og nødstopps prosedyre.....	5
8.3	Opplæring av operatører.....	5
8.4	Tekniske modifikasjoner	5
8.5	Personlig verneutstyr	5
8.6	Generelt.....	6
8.7	Sikkerhetsutrustning	6
8.8	Spesielle tiltak.....	6
	Utført i 2008:	6
	Modifisering av anlegget i høst 2008:.....	6
	Spesielle tiltak for 2011:.....	6
9	TALLFESTING AV RESTRISIKO – RISIKOMATRISSE	7
10	KONKLUSJON	7
11	LOVER FORSKRIFTER OG PÅLEGG SOM GJELDER.....	8
12	VEDLEGG.....	9



1 INNLEDNING

RSW kjøleren er bygget for å kjøle fortrinnsvis sjøvann (saltvann), men kan også benyttes for ferskvannkjøling over 0 °C. Enheten er kjølt av kjøleanlegg med CO₂ som kuldemedium.

Enheten er å se på som en prototyp enhet som er prosjektert og bygget ved SINTEF Energiforskning av mer eller mindre standard komponenter. Kjøleren er transportabel og skal kunne benyttes i bedrifter utenfor vårt laboratorium. Den er nå montert opp i kjeller kuldelab. Riggeren er prosjektert, konstruert og bygget til GLP (Good Laboratory Practice). Riggeren vurderes overført til NTNU, og det er videre tatt utgangspunkt i dette.

Riggeren inneholder følgende risikomomenter:

- Høyt trykk opp mot 120 bar i trykktanker, komponenter og rør
- Oljedamp fra smøreolje som medfølger som aerosol ved ev lekkasjer
- El (anlegg eksponert for saltvann)

2 ORGANISERING

Rolle	NTNU	Sintef
Lab Ansvarlig:	Morten Grønli	
Linjeleder:	Olav Bolland	
HMS ansvarlig:	Olav Bolland	
HMS koordinator	Erik Langørgen	
HMS koordinator	Bård Brandåstrø	
Romansvarlig:	Martin Bustadmo (NTNU)	
Prosjekt leder:	Trygve M. Eikevik	
Ansvarlig riggoperatører:	Astrid Gilberg	

3 RISIKOSTYRING AV PROSJEKTET

Hovedaktiviteter risikostyring	Nødvendige tiltak, dokumentasjon	DTG
Prosjekt initiering	Prosjekt initiering mal	
Veiledningsmøte	Skjema for Veiledningsmøte med pre-risikovurdering	Februar
Innledende risikovurdering	Fareidentifikasjon – HAZID Skjema grovanalyse	31.03.2011
Vurdering av teknisk sikkerhet	Prosess-HAZOP Tekniske dokumentasjoner	31.03.2011
Vurdering av operasjonell sikkerhet	Prosedyre-HAZOP Opplæringsplan for operatører	31.03.2011
Sluttvurdering, kvalitetssikring	Uavhengig kontroll Utstedelse av apparaturkort Utstedelse av forsøk pågår kort	09.05.2011



4 TEGNINGER, FOTO, BESKRIVELSER AV FORSØKSOPPSETT

Vedlegg: Se vedlegg 1 og 2.

5 EVAKUERING FRA FORSØKSOPPSETNINGEN

Evakuering skjer på signal fra alarmklokker eller lokal gassalarmstasjon med egen lokal varsling. Evakuering fra rommet riggen er plassert i foregår igjennom merkede nødutganger og langs merkede striper i gulv. Fra kjeller-lab er det 3 synlige og merkede nødutganger:

- Via trappeoppgang 1d
- Via trappeoppgang til kuldelaab 1. etg og videre ut port eller via fellesverksted
- Via utgang mot tunnel

Rømningsveiene er delvis opplyst med nødlys og vist med selvlysende striper i gulvet. Evakuering fra rigg området foregår igjennom merkede nødutganger til møteplass, (hjørnet gamle kjemi/kjellhuset eller parkeringsplass 1a-b.)

6 VARSLING

6.1 Før forsøkskjøring

Varsling per e-post, med opplysning om forsøkskjøringens varighet og involverte til:

- HMS koordinator NTNU
Erik.langorgen@ntnu.no
Baard.brandaastro@ntnu.no

All forsøkskjøringen skal planlegges og legges inn i aktivitetskalender for lab. Forsøksleder må få bekreftelse på at forsøkene er klarert med øvrig labdrift før forsøk kan iverksettes.

6.2 Ved uønskede hendelser

BRANN

Ved brann er ikke selv er i stand til å slukke med rimelige lokalt tilgjengelige slukkemidler, skal nærmeste brannalarm utløses og arealet evakueres raskest mulig. En skal så være tilgjengelig for brannvesen/bygningsvaktmester for å påvise brannsted.

Om mulig varsles så:

NTNU	SINTEF
Labsjef Morten Grønli, tlf: 918 97 515	Labsjef Harald Mæhlum tlf 930 149 86
HMS: Erik Langørgen, tlf: 91897160	Forskningsjef Mona J Mølrvik tlf 930 08 868
Instituttleder: Olav Bolland: 91897209	

Møteplasser ved brann for

-Gloschaugen: Varmeteknisk og Kjelhuset



GASSALARM

Ved gassalarm skal gassflasker stenges umiddelbart og området ventileres. Klarer man ikke innen rimelig tid å få ned nivået på gasskonsentrasjonen så utløses brannalarm og laben evakueres. Dedikert personell og eller brannvesen sjekker så lekkasjested for å fastslå om det er mulig å tette lekkasje og lufte ut området på en forsvarlig måte. Varslingsrekkefølge som i overstående punkt.

Nivået CO₂ i anlegget er så lite at det ikke er helsefare ved lekkasje. Det er derfor ikke behov for portable gassdetektor under forsøket. CO₂ er heller ikke brannfarlig. Ventiler området godt dersom lekkasje forekommer, og evakuer. Varsle i lik rekkefølge som gitt over. Se markering av rømningsveier i **Vedlegg 3**.

PERSONSKADE

- Førstehjelpsutstyr i Brann/førstehjelpsstasjoner,
- Rop på hjelp,
- Start livreddende førstehjelp
- **Ring 113** hvis det er eller det er tvil om det er alvorlig skade.

ANDRE UØNSKEDE HENDELSER (AVVIK)

NTNU:

Rapporteringskjema for uønskede hendelser på
http://www.ntnu.no/hms/2007_Nettsider/HMSRV0401_avvik.doc

SINTEF:

Synergi



7 VURDERING AV TEKNISK SIKKERHET

Det ble i 2008 utført en risikovurdering av Gunnar Lohse, Erik Langørgen, Per Egil Gullsvåg, Håvard Rekstad og Harald S Mæhlum (leder).
Ny risikovurdering 2011 av Astrid Falch Gilberg og Erik Langørgen

7.1 Fareidentifikasjon, HAZOP

Forsøksoppsetningen deles inn i følgende noder:

Node 1	Gasskjøler vannkrets
Node 2	Fordamper vannkrets
Node 3	CO ₂ krets

Vedlegg 4

7.2 Brannfarlig, reaksjonsfarlig og trykksatt stoff og gass

Inneholder forsøkene brannfarlig, reaksjonsfarlig og trykksatt stoff

	Ja, se 7.3
--	------------

7.3 Trykkpåkjent utstyr

Inneholder forsøksoppsetningen trykkpåkjent utstyr:

	JA Utstyret trykktestes i henhold til norm og dokumenteres
--	--

Det er flere trykkbeholdere på anlegget:

1. Fordamper, levert med CE merking
2. Luftkjølt kondensator, levert med CE merking
3. Vannkjølt kondensator, spesialleveranse, ikke levert med CE merking. Beholderen er forskriftsmessig trykkprøvet til 1.45 ganger driftstrykk før den er montert inn etter avtale med leverandør. Beholderen ble returnert for reparasjon da en fant lekkasje på vannsiden, ved retur ble den igjen forskriftsmessig lekkasjetestet og trykkprøvet
4. Hjemmelaget lavtrykksbeholder er forskriftsmessig trykkprøvet til 1.45 ganger driftstrykk før den er montert inn

Vedlegg: Skjema for utført trykktest på VATLAB

7.4 Påvirkning av ytre miljø (utslipp til luft/vann, støy, temperatur, rystelser, lukt)

NEI	
-----	--

Vurdering: Det eneste utslipp fra denne rigg er CO₂ kuldemedium som fra før er kommet fra atmosfæren. I tillegg vil det kunne være små mengder olje-aerosol fra medfølgende smøreolje for CO₂ kompressoren. *Utslippet vil ikke påvirke ytre miljø.* Det er derved ikke nødvendig å søke om noen form for utslippstillatelse eller melding for det som måtte komme ut ved uhell.



7.5 Bruk og behandling av kjemikalier

NEI	
-----	--

Vedlegg: Ingen

Vurdering: Ingen bruk av kjemikalier

7.6 El sikkerhet (behov for å avvike fra gjeldende forskrifter og normer)

NEI	JA, El sikkerhet gjennomgås å risikovurderes
-----	--

8 VURDERING AV OPERASJONELL SIKKERHET

Sikrer at etablerte prosedyrer dekker alle identifiserte risikoforhold som må håndteres gjennom operasjonelle barrierer og at operatører og teknisk utførende har tilstrekkelig kompetanse.

8.1 Prosedyre HAZOP

Vurdering: Prosedyren vurderes som ukomplisert og hvor feil ikke fører til større risiko.

8.2 Drifts og nødstopps prosedyre

Driftsprosedyren er en sjekklister som skal fylles ut for hvert forsøk.

Nødstopps prosedyren skal sette forsøksoppsetningen i en harmløs tilstand ved uforutsette hendelser. **Vedlegg 5.**

Nødstopps prosedyre

1. Trykk inn nødstoppknapp (bryter) på el. skapet.
Det slår av alt elektrisk utstyr på riggen.

8.3 Opplæring av operatører

Se vedlegg 6

8.4 Tekniske modifikasjoner

- Tekniske modifikasjoner på trykksatte kretser skal kun gjøres av teknisk personell.
- Modifikasjoner som endrer risikobildet krever ny risikovurdering

8.5 Personlig verneutstyr

- Det er påbudt med vernebriller i sonen anlegget er plassert i.
- Det skal benyttes hansker og beskyttelse av bar hud når det er mulighet for kontakt med kompressorens smøreolje eller kald utstrømmende CO₂
- Ved støyende forsøksvirksomhet fra rigg eller naborigger, skal det benyttes hørselsvern

8.6 Generelt

- Avkryssingsskjema for oppstart og drift skal forefinnes i riggperm. **Se vedlegg 5.**
- Det **SKAL** ikke hentes strøm fra andre kilder enn eget internt rigg- skap, andre kilder skal sjekkes for jord potensiale og jordfeil før godkjent bruk i samme anlegg
- Vannsøl på gulv bør ledes til sluk hurtigst mulig for å unngå sklifare.
- Arealet rundt anlegg bør være ryddet for unødvendige saker og ting før en starter forsøk
- Under drift skal anleggsområdet være avsperrret og merket for uvedkommende personer
- Plakat om høyt trykk og evt. Olje aerosol

8.7 Sikkerhetsutrustning

- Lommelykt skal være tilgjengelig ved riggen
- *Fare skilting*, se Forskrift om Sikkerhetsskilting og signalgivning på arbeidsplassen

8.8 Spesielle tiltak

Utført i 2008:

1. El oppkobling og jordfeil, utført av Per Egil Gullsvåg og Gunnar Lohse.
2. Elskap: Lås på el skap 400V, bedre skjerming for vannsprut av åpne kanaler inn i frekvensomformer. Ansvarlig Per Egil Gullsvåg, Gunnar Lohse.
3. Skjerme av ev deler som kan skape problemer ven en ev lekkasje (sikkerhetsventiler, kompressorens trykkrør etc). Ansvarlig Per Egil Gullsvåg
4. Ringperm med start stopp prosedyre.

Modifisering av anlegget i høst 2008:

1. Installasjon av internvarmeveksler etter HMS gjennomgang i 2008

Spesielle tiltak for 2011:

Arealet er å regne som våtrom med saltvann i området under drift. El overslag med mulighet for påfølgende el støt pga. vannsøl er et faremoment, *se risikovurdering*. Det skal derfor ikke hentes strøm fra andre kilder enn eget internt rigg- skap. Bedre skjerming for vannsprut av åpne kanaler inn i frekvensomformer, og sjekk av jordfeil ble utført i 2008 for å redusere faren. Vanddammer på gulv skal fjernes umiddelbart.



9 TALLFESTING AV RESTRISIKO – RISIKOMATRISE

IDnr	Aktivitet-hendelse	Frekv-Sans	Kons	RV
xx	Vannsøl på gulv -El støt ved jordfeil på rigg -Sklifare	1	D	D1
	Lekkasje på CO ₂ krets, kald CO ₂ med oljed amp	4	CC	C3
	Kretser med høye trykk, deler sprenges ut			

10 KONKLUSJON

Riggen er stort sett bygget til god laboratorie praksis (GLP).

Anlegget kan opereres når pålagte risikotiltak innenfor gitte frister er utført, apparaturkort blir ikke utstedt før strakstiltak er gjennomført.

Apparaturkortet får en gyldighet på 12 måneder

11 LOVER FORSKRIFTER OG PÅLEGG SOM GJELDER

Se <http://www.arbeidstilsynet.no/regelverk/index.html>

- Lov om tilsyn med elektriske anlegg og elektrisk utstyr (1929)
- Arbeidsmiljøloven
- Forskrift om systematisk helse-, miljø- og sikkerhetsarbeid (HMS Internkontrollforskrift)
- Forskrift om sikkerhet ved arbeid og drift av elektriske anlegg (FSE 2006)
- Forskrift om elektriske forsyningsanlegg (FEF 2006)
- Forskrift om utstyr og sikkerhetssystem til bruk i eksplosjonsfarlig område NEK 420
- Forskrift om håndtering av brannfarlig, reaksjonsfarlig og trykksatt stoff samt utstyr og anlegg som benyttes ved håndteringen
- Forskrift om Håndtering av eksplosjonsfarlig stoff
- Forskrift om bruk av arbeidsutstyr.
- Forskrift om Arbeidsplasser og arbeidslokaler
- Forskrift om Bruk av personlig verneutstyr på arbeidsplassen
- Forskrift om Helse og sikkerhet i eksplosjonsfarlige atmosfærer
- Forskrift om Høytrykksspyling
- Forskrift om Maskiner
- Forskrift om Sikkerhetsskiltning og signalgivning på arbeidsplassen
- Forskrift om Stillaser, stiger og arbeid på tak m.m.
- Forskrift om Sveising, termisk skjæring, termisk sprøyting, kullbueveisling, lodding og sliping (varmt arbeid)
- Forskrift om Tekniske innretninger
- Forskrift om Tungt og ensformig arbeid
- Forskrift om Vern mot eksponering for kjemikalier på arbeidsplassen (Kjemikalieforskriften)
- Forskrift om Vern mot kunstig optisk stråling på arbeidsplassen
- Forskrift om Vern mot mekaniske vibrasjoner
- Forskrift om Vern mot støy på arbeidsplassen

Veiledninger fra arbeidstilsynet

se: <http://www.arbeidstilsynet.no/regelverk/veiledninger.html>

2. Instrumenteringsliste

RSW-instrumenter2011		
No.	Description	Logger nr
Temperature measurement CO₂ cycle		
TT1-02	Outlet compressor	102
TT1-03	Inlet, water cooled gascooler	103
TT1-04	Outlet, water cooled gascooler	104
TT1-06	Inlet SGHX high pressure side	106
TT4-02	Outlet SGHX high pressure side	120
TT1-07	Inlet valve	107
TT1-08	Outlet valve/inlet evaporator	108
TT1-09	Outlet evaporator	109
TT4-01	Inlet SGHX low pressure side	119
TT1-05	Inlet compressor/outlet SGHX low pressure side	105
TT1-10	Inlet oil recuperator low pressure	110
TT1-11	Outlet oil recuperator low pressure	111
TT1-12	Outlet oil recuperator high pressure	112
Pressure measurement Co₂ cycle		
PT1-01	Suction pressure	201
PT1-02	Discharge pressure	202
dPT1-02	Pressure difference across gas cooler	
dPT1-01	Pressure difference across evaporator	
Measurement water cycle gascooler		
TT3-02	Inlet temperature	118
FT3-01	Water volume flow rate	206
TT3-01	Outlet temperature	117
Measurement salt water cycle RSW tank		
TT2-02	Inlet evaporator	209
TT2-01	Outlet evaporator	208
FT2-01	Water volume flow rate	205
TT2-03	Outlet electric heater	210
TT2-04	Outlet RSW tank/ mix tank temperature	211
Component list		
Valves		
V1	Manuell throthling valve	
V2	Elektric throthling valve	
V3	Manuell three-way valve to choose gas cooler	
V1-02-1	Valve inlet dPT1-02	
V1-02-2	Valve outlet dPT1-02	
V1-01-1	Valve inlet dPT1-01	
V1-01-1	Valve outlet dPT1-01	
V-OR-1	Valve inlet oil recuperator high pressure side	
V-OR-2	Valve outlet oil recuperator high pressure side	
V-OR-3	Valve inlet oil recuperator low pressure side	
V-OR-4	Valve inlet oil recuperator low pressure side (metering valve)	
V-OR-5	Valve inlet oil recuperator low pressure side (solenoid valve)	
SGHX valve		
V2-1	Bypass RSW tank water side	
V2-2	Inlet RSW tank water	
V2-3	Outlet RSW tank water	
VS1	Safety valve HP	
VS2	Safety valve HP	
VS4	Safety valve evaporator LP	
VS3	Safety valve evaporator LP	
VF1	Filling valve Evaporator	
VF2	Filling valve Evaporator	
Other components		
Pump 1	Water pump RSW tank	
Water gas cooler		
Air gas cooler		
Suction gas HX		
Evaporator		
Oil filter		
RSW tank		
Electric heater 1		
Electric heater 2		
Compressor		
Oil recuperator		
Filter		
Pressostat LP		
Pressostat HP		
Manometer LP		
Manometer HP		
Gauge glass	Evaporator	

4. Hazop

Project: Utvikling av Co2 RSW-anlegg ombord på fiskebåt Node: 1 Gasskjøler vannkrets				Page
Ref #	Guideword	Causes	Consequences	Safeguards
1	No flow	Ikke nettvann Ventiler stengt	Co ₂ kjøles ikke ned Ingen kuldeytelse	Massestrømsmåling på vannsirkulasjon
2	Reverse flow	Feilkobling	Dårlig varmeveksling	Testes ved igangkjøring
3	More flow	For stor åpning av ventiler	For mye kjøling	Ref 1
4	Less flow	Ref 1	Ref 2	Ref 1
5	More level	NA		
6	Less level	Ref 1	Ref 1	Ref 1
7	More pressure	Utløp er stengt		
8	Less pressure	Ref 1	Ref 1	Ref 1
9	More temperature	Feil nettvannstemperatur	Ref 1	Temperaturmåling på innkommende vann
10	Less temperature	Ref 3	Ref 3	Ref 9
16	Instrumentation	Feil på instrumentering	Ref 3 og 4	Testing/ kalibrering av målere
20	Abnormal operation	Ref 1 og 2	Ref 1 og 2	Ref 1 og 2

Project: Utvikling av Co2 RSW-anlegg ombord på fiskebåt Node: 2 Fordamper vannkrets				Page
Ref #	Guideword	Causes	Consequences	Safeguards
1	No flow	Pumpe ute av drift	Ingen kjøling av vann/væske inn på kompressor	Massestrømsmåling på vannsirkulasjon
2	Reverse flow	Feilkobling	Dårlig varmeveksling	Testes ved i gangkjøring
3	More flow	For høy pumpehastighet	Høyere pumpearbeid	Massestrømsmåling på vannsirkulasjon
4	Less flow	Større væskeandel ut av fordamper	Ref 1	Ref 1
7	More pressure	Utløp er stengt	Får ikke pumpet vann	Massestrømsmåling på vannsirkulasjon
8	Less pressure	Ref 4	Ref 4	Ref 4
9	More temperature	Feil temperature i tank	Avvikende forsøksresultater	Temperaturmåling på vann
10	Less temperature	Ref 9	Ref 9	Ref 9
13	Composition Change	For lite salt i vann, for lav fordampningstemperatur	Utfrysning i fordamper	Temperaturmåling på vann/fordampningstrykk
16	Instrumentation	Feil på instrumentering	Ref 3, 4 og 13	Testing/ kalibrering av målere
20	Abnormal operation	Ref 1 og 2	Ref 1 og 2	Ref 1 og 2

Project: Utvikling av Co2 RSW-anlegg ombord på fiskebåt Node: 3 CO ₂ krets				Page
Ref #	Guideword	Causes	Consequences	Safeguards
1	No flow	Avskrudd kompressor	NA	
3	More flow	For høyt trykk	Sprekk i komponenter	Sikkerhetsventiler/ måleinstrumenter
4	Less flow	For lavt kompressortall	Mindre kuldeytelse	Måleinstrumenter/ avlesere av massestrøm
5	More level	Ref3	Ref3	
6	Less level	Ref 4	Ref 4	
7	More pressure	Liten åpning på ventil	Ref 3	Ref 3
8	Less pressure	For stor åpning på strupeventil		
9	More temperature	Ref3	Ref 3	
10	Less temperature	Ref 4	Ref 4	
15	Relief	For høyt trykk	Utslipp av CO ₂	Trykkavlesning under eksperiment
16	Instrumentation	Feil på instrumentering	Ref 3 og 4	
20	Abnormal operation	Ref 3 og 4		

5. Forsøksprosedyre

Experiment, name, number: Utvikling av CO ₂ RSW-anlegg ombord på fiskebåt	Date/ Sign
Project Leader: Astrid Falch Gilberg	31.03.2011
Experiment Leader: Astrid Falch Gilberg	
Operator, Duties:	
Conditions for the experiment:	Completed
Experiments should be run in normal working hours, 08:00-16:00 during winter time and 08:00-15:00 during summer time. Experiments outside normal working hours shall be approved.	
One person must always be present while running experiments, and should be approved as an experimental leader.	
An early warning is given according to the lab rules, and accepted by authorized personnel.	
Be sure that everyone taking part of the experiment is wearing the necessary protecting equipment and is aware of the shut down procedure and escape routes.	
Preparations	Carried out
Post the "Experiment in progress" sign.	
Fyll opp kar	
Sjekk at alle lakeventiler er åpne, vær sikker på at pumpen er "luftet", start pumpe og etabler lagesirkulasjon.	
Åpne ventil til kjølevann til kondensator	
Still inn set-punkt på lake	
Inspiser oljenivå på kompressor (skal være ca ¾ fullt)	
Sjekk at innstilt turtall er 30 HZ	
Start kompressor;	
1. Trykk fwd på frekvensomformer	
2. Hold inn kompressor start-knapp til oljetrykkslampe slukker	
3. Følg med høytrykksmanometer (hvis over 90 bar, åpne strupeventil)	
Sjekk at overtrinns varmeelement 1 er på	
Kikk på oljenivå av og til	
During the experiment	
Kikk på oljenivå av og til	
Bruk varmeelement 2 (12kW) om nødvendig for å gi laken stabil temperatur ved liten belastning fra produkt	
Dersom P ₀ går under 27 bar, åpne strupeventil litt, kompressor stopper ved sugetykk P ₀ på under 27 bar (tilsvarer 4% saltinnhold)	
End of experiment	
Stopp kompressor	
Slå av varmeelement 2	



	Stopp sirkulasjonspumpe	
	Steng kjølevann	
	Remove all obstructions/barriers/signs around the experiment.	
	Tap put lake og erstatt med rent ferskt vann og kjør pumpen. Et par vannskift er nødvendig, unngå at det kommer luft i vannkretsen (da må pumpen luftes)	
	Rydd opp etter eksperimentet	
	Rydd opp i området rundt riggen	
	Return equipment and systems back to their normal operation settings (fire alarm)	
	To reflect on before the next experiment and experience useful for others	
	Was the experiment completed as planned and on scheduled in professional terms?	
	Was the competence which was needed for security and completion of the experiment available to you?	
	Do you have any information/ knowledge from the experiment that you should document and share with fellow colleagues?	



7. Apparatkort

Apparatur/unit

Dette kortet SKAL henges godt synlig på apparaturen! *This card MUST be posted on a visible place on the unit!*

Faglig Ansvarlig (Scientific Responsible) Trygve M. Eikevik	Telefon mobil/privat (Phone no. mobile/private) 73593921
Apparaturansvarlig (Unit Responsible) Astrid Gilberg	Telefon mobil/privat (Phone no. mobile/private) 97605716
Sikkerhetsrisikoer (Safety hazards)	
Kald CO ₂ med oljedamp kan strømme ut fra rig. El overslag med mulighet for påfølgende EL støt pga vannsøl. Deler kan sprenge ut fra anlegg pga høyt trykk, CO ₂ sprut.	
Sikkerhetsregler (Safety rules)	
<ul style="list-style-type: none"> - Det er påbudt med vernebriller i sonen anlegget er plassert i. - Det skal benyttes hansker og beskyttelse av bar hud når det er mulighet for kontakt med kompressorens smøreolje eller kald utstrømmende CO₂. - Ved støyende forsøksvirksomhet fra rigg eller naborigger, skal det benyttes hørselsvern. - Det skal ikke hentes strøm fra andre kilder enn eget internt rigg-skap. 	
Nødstopprosedyre Emergency shutdown	
Stop kompressoren	

Her finner du (Here you will find):

Prosedyrer (Procedures) Vedlegg 5, HMS per m ved rigg
Bruksanvisning (User's manual) Nei

Nærmeste (nearest)

Brannslukningsapparat (fire extinguisher)	Utgang sørvest
Førstehjelpsskap (first aid cabinet)	Utgang sørvest

NTNU
Institutt for energi og prosesseteknikk

Dato

Signert



8. Forsøk pågår kort

Forsøk pågår! Experiment in progress!

Dette kort skal settes opp før forsøk kan påbegynnes This card has to be posted before an experiment can start

Ansvarlig / Responsible	Telefon jobb/mobil/hjemme
Håvard Rekstad	91897990
Operatører/Operators	Forsøksperiode/Experiment time(start - slutt)
Astrid Falch Gilberg	06.april.2011-20.mai.2011
Prosjektleder	Prosjekt
Trygve M. Eikevik	Utvikling av CO ₂ RSW-anlegg ombord på fiskebåt
Kort beskrivelse av forsøket og relaterte farer Short description of the experiment and related hazards	
<p>Dynamisk styring av CO₂ RSW høytrykk for å oppnå maksimal effektivitet.</p> <p>Kald CO₂ med oljedamp kan strømme ut fra rig. El overslag med mulighet for påfølgende EL støt pga vannsøl. Deler kan sprenge ut fra anlegg pga høyt trykk, CO₂ sprut.</p>	

NTNU
Institutt for energi og prosessteknikk

Dato

Signert

Bilag 12 Kalibrering

Vekt [kg]	Volt	Tid [min]	[kg/min]
0	0,199	0	0
99,3	0,689	1,5929	62,33913
106,4	0,961	1,2311	86,42677
104,41	1,008	1,165	89,62232

Bilag 13 Laboratorieforsøk ved 60 bar og varierende kompressorturtall

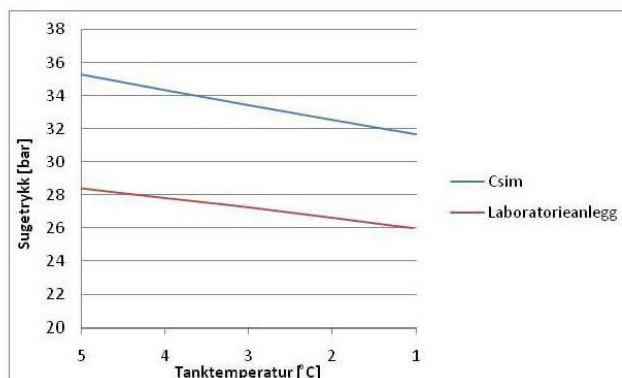
PERFORMANCE (m_gc)	Unit	Maksimalt turtall			79% av maksimalt turtall			59% av maksimalt turtall			Value	Value
		Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value		
Cooling capacity f(m_gc, hin, hout)	kW	38,79703	38,47734	37,88748	34,52499	33,6352	32,79702	27,00161	26,33279	25,52346	25,00424	24,27822
Power consumption (compressor) f(m_gc, hin, hout)	kW	10,0463	10,24382	10,38665	8,14208	8,135491	8,181827	6,084177	6,057249	6,053776	6,042544	6,031599
COP	-	3,861825	3,75615	3,647708	4,240316	4,134378	4,00852	4,438005	4,347319	4,216123	4,138032	4,025172
PERFORMANCE	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Cooling capacity f(nis, leveringsgrad)	kW	30,728	30,26408	29,86544	28,18908	27,30592	26,51309	23,18915	22,53293	21,97438	21,31015	20,61717
Power consumption (compressor) f(nis, leveringsgr)	kW	10,51055	10,44885	10,38374	8,332212	8,304459	8,277193	6,197346	6,190229	6,159476	6,136006	6,097666
COP	-	2,923538	2,896404	2,876174	3,383145	3,288103	3,203149	3,741787	3,64008	3,567573	3,472967	3,381158
EVAPORATOR	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Evaporation temperature (compressor suction)	°C	-8,80317	-9,53737	-10,4575	-8,64429	-9,53977	-10,5063	-7,54431	-8,27491	-8,97084	-9,76991	-10,6362
Inlet temperature, CO2	°C	-5,48867	-6,15763	-7,10967	-5,70533	-6,4622	-7,438	-4,7881	-5,5018	-6,17567	-6,91042	-7,63963
Outlet temperature, CO2	°C	-0,473	-1,29125	-2,22	0,276167	-0,491	-1,4392	1,6415	0,764	-0,06944	-0,94117	-1,79225
Outlet superheat	K	5,2192	5,054031	5,068423	6,078393	6,068587	6,089029	6,473234	6,307343	6,148162	6,008455	5,879586
Pressure drop, CO2	kPa	16,79258	15,27834	14,27699	7,968276	7,887266	7,164784	3,657231	3,432306	3,418269	3,147735	2,548817
Cooling capacity, CO2 (gascooler mass flow)	kW	38,79703	38,47734	37,88748	34,52499	33,6352	32,79702	27,00161	26,33279	25,52346	25,00424	24,27822
Cooling capacity, CO2 (compressor mass flow)	kW	30,728	30,26408	29,86544	28,18908	27,30592	26,51309	23,18915	22,53293	21,97438	21,31015	20,61717
Cooling capacity, brine	kW	38,53667	39,24542	39,0432	35,54089	35,54474	34,3743	29,44174	29,62512	29,07735	29,03286	28,41477
Cooling capacity, electric	kW	27,24092	27,33606	27,43717	27,21946	27,2969	27,38694	27,20523	27,29962	27,40984	27,52324	27,63781
Inlet temperature, brine	°C	4,964	4,025875	3,0305	5,031833	4,0686	3,0558	5,0438	4,0362	3,045	2,045667	1,03975
Outlet temperature, brine	°C	4,008	3,051875	2,060333	4,149833	3,187	2,2018	4,3129	3,3002	2,322111	1,32325	0,332
Flow brine	l/min	578,613	578,3652	577,6645	578,4053	578,7218	577,7578	578,2038	577,768	577,3767	576,8625	576,2944
Temperature, brine reservoir inlet	°C	3,939667	2,996875	1,999	4,080667	3,128	2,131	4,2558	3,2483	2,267556	1,272333	0,281125
Temperature, brine reservoir outlet	°C	4,604667	3,6725	2,664667	4,670667	3,6962	2,6844	4,6976	3,6821	2,688556	1,68025	0,679125
LMTD	°C	13,28344	13,07019	12,9969	13,23022	13,16265	13,13046	12,21902	11,93933	11,65066	11,45057	11,31834
Overall heat transfer coefficient (CO2 area)	W/m2K	856,1881	862,9851	854,5659	765,0017	749,1085	732,2271	647,8339	646,5654	642,2239	640,1489	628,8454
Overall heat transfer coefficient (H2O area)	W/m2K	956,6208	964,215	954,8082	854,738	836,9804	818,1188	723,8262	722,4088	717,5581	715,2397	702,6102
Cooling down time from 15 to -1°C	min	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Refrigerant level	%	63,51351	63,51351	63,51351	63,51351	63,51351	63,51351	63,51351	63,51351	63,51351	63,51351	63,51351
COMPRESSOR	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Suction pressure	bara	27,41201	26,84891	26,155	27,53506	26,84719	26,11862	28,39773	27,8226	27,28272	26,67229	26,02189
Discharge pressure	bara	59,85634	59,73599	59,73351	59,81422	59,92765	60,17106	59,81462	59,92862	59,81579	59,86615	59,82383
Suction temperature, CO2	°C	11,216	10,53438	9,568167	7,897833	7,3574	6,5462	6,6087	6,1697	5,715	5,230583	4,75025
Discharge temperature, CO2	°C	81,69133	83,35675	85,5785	79,02767	80,8259	83,015	76,4363	77,8341	79,48378	80,85858	82,68288
Suction superheat	K	20,01917	20,07174	20,02568	16,54212	16,89717	17,05249	14,15301	14,44461	14,68584	15,00049	15,3864
Power consumption	kW	10,0463	10,24382	10,38665	8,14208	8,135491	8,181827	6,084177	6,057249	6,053776	6,042544	6,031599
Rotation frequency	RPM	1427,9	1427,9	1427,9	1134,9	1134,9	1134,9	841,9	841,9	841,9	841,9	841,9
Flow CO2, calculated (RPM, vol. eff, density)	kg/min	9,540781	9,266347	8,929933	7,823444	7,519275	7,208786	6,177104	5,978723	5,805567	5,604236	5,395249
GAS COOLER, Air	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Pressure drop	kPa	94,53444	91,45087	86,07818	65,16473	62,59137	60,03858	42,2777	40,40897	39,28344	37,32373	32,11978
Inlet temperature, CO2	°C	11,216	10,53438	9,568167	7,897833	7,3574	6,5462	6,6087	6,1697	5,715	5,230583	4,75025
Outlet temperature, CO2	°C	21,991	21,47538	20,4745	14,72617	14,2598	13,3404	10,321	10,1685	9,850333	9,613167	9,297125
Inlet temperature, air 1	°C	-1,23	-2,03825	-2,98133	-0,38933	-1,1647	-2,1116	1,0242	0,1322	-0,68756	-1,5555	-2,40925
Inlet temperature, air 2	°C	17,93933	17,15313	15,78017	10,904	10,3322	9,3502	7,5767	7,1952	6,768333	6,33675	5,85575
LMTD	°C	9										
Overall heat transfer coefficient	W/m2K											
Temperature approach, CO2 outlet	K	41291,06	41461,9	41511,44	38327,76	37923,24	37223,76	31742,05	31714,48	31271,77	31078,96	30457,92
GAS COOLER, Water	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Pressure drop	kPa	94,53444	91,45087	86,07818	65,16473	62,59137	60,03858	42,2777	40,40897	39,28344	37,32373	32,11978
Inlet temperature, CO2	°C	80,405	82,09488	84,27983	77,80367	79,5608	81,5896	75,1921	76,466	78,18067	79,38458	81,06288
Outlet temperature, CO2	°C	21,31633	20,72363	19,542	12,92167	12,2705	11,1758	7,7129	7,5463	7,242778	7,07575	6,829875
Inlet temperature, throttle valve	°C	18,53	17,73288	16,41733	11,67033	11,1272	10,2124	8,4845	8,1241	7,715111	7,296083	6,840875
Inlet temperature, water	°C	5,038333	5,029	5,001	5,394333	5,4444	5,379	5,0671	5,075	5,103889	5,069333	5,05225
Outlet temperature, water	°C	17,64733	17,56713	17,42467	16,42317	16,2626	16,0054	13,6876	13,5055	13,32644	13,13958	12,92438
Temperature Approach, CO2 outlet	K	16,278	15,69463	14,541	7,527333	6,8261	5,7968	2,6458	2,4713	2,138889	2,006417	1,777625
Flow water	kg/min	57,3055	57,417	57,34961	57,45016	57,43364	57,38894	57,35045	57,35558	57,35099	57,35387	57,34169
Capacity, water heating	kW	50,33872	50,15319	49,63695	44,14142	43,28594	42,48535	34,44246	33,68638	32,85284	32,24591	31,44752
Flow CO2, calculated (heat balance)	kg/min	12,04614	11,78112	11,32857	9,58163	9,26222	8,917399	7,192658	6,986949	6,74322	6,575714	6,353304
Outlet condenser subcooling	K	0,56914	1,075371	2,255217	8,933557	9,666138	10,93513	14,14261	14,39104	14,61357	14,81676	15,03225
IHX outlet temperature HP-side	°C	23,14367	23,09113	23,11367	23,26783	23,3189	23,5346	23,2884	23,3748	23,42911	23,41075	23,58113
t_sat liq	°C	21,88547	21,799	21,79722	21,85522	21,93664	22,11093	21,85551	21,93734	21,85635	21,89251	21,86212
t_sat liq astrid	°C	21,2024	21,1373	21,17456								
SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Temperature in, HP side	°C	21,31633	20,72363	19,542	12,92167	12,2705	11,1758	7,7129	7,5463	7,242778	7,07575	6,829875
Temperature out, HP side	°C	18,53	17,73288	16,41733	11,67033	11,1272	10,2124	8,4845	8,1241	7,715111	7,296083	6,840875
Temperature in, LP side	°C	-0,473	-1,29125	-2,22	0,276167	-0,491	-1,4392	1,6415	0,764	-0,06944	-0,94117	-1,79225
Temperature out, LP side	°C	11,216	10,53438	9,568167	7,897833	7,3574	6,5462	6,6087	6,1697	5,715	5,230583	4,75025

Bilag 14 Simuleringer, Modell 1 ved 60 bar og varierende kompressorturtall

Rotation frequency	Maksimalt turtall			79% av maksimalt turtall			59% av maksimalt turtall				
Tanktemperatur	5	4	3	5	4	3	5	4	3	2	1
Discharge pressure	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
COP	5,35	5,1	4,87	6,02	5,72	5,45	6,8	6,45	6,13	5,83	5,56
Qooling capacity	414245	406788	399272	358209	351855	345444	288763	283690	278555	273353	268068
Power consumption (compressor) f(nis, leveringsgrad)	77367	79748,51	82025	59541	61516,93	63409,72	42477,44	44002,86	45471,44	46880,65	48227,95
Flow CO2, calculated (RPM, vol. eff, density)	144,96	141,8	138,63	117,52	115,02	112,52	89,16	87,32	85,48	83,63	81,77
Temperature out gasscooler	20,63	20,26	20,55	17,4	17,37	17,33	13,53	13,52	13,5	13,48	13,45
Evaporation temperature	-0,72	-1,72	-2,71	-0,08	-1,08	-2,08	0,76	-0,23	-1,23	-2,23	-3,22
Suction pressure	33,39	32,51	31,64	34,26	33,36	32,47	35,28	34,35	33,45	32,57	31,7

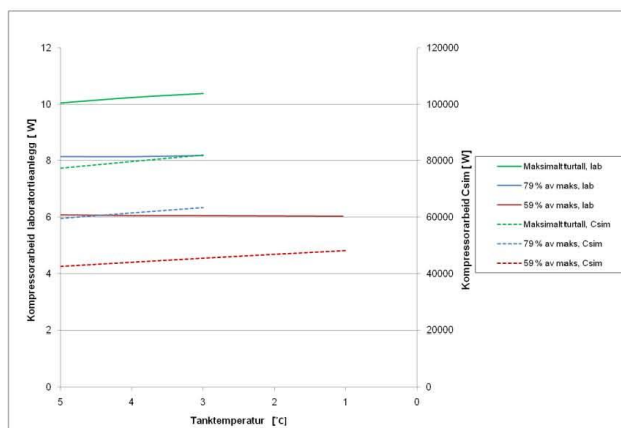
Bilag 15 Diskusjon rundt resultater fra laboratoriet og simuleringer av Modell 1

Testtriggen har generelt en dårligere COP enn Modell 1 ved dette driftsforholdet. Grunnen til dette er blant annet en lavere fordampingstemperatur og dermed høyere trykkforhold i det reelle anlegget. Sugetrykket for både Modell 1 og laboratorieforsøk er plottet som funksjon av tanktemperaturen Figur 1. Den lavere fordampingstemperaturen kommer av lavere varmeovergang i fordamper. I tillegg kan større trykktap over fordamper og sugeledning bidra til at sugetrykket blir lavere. Kompressoren i laboratoriet har trolig også dårligere isentropisk virkningsgrad.

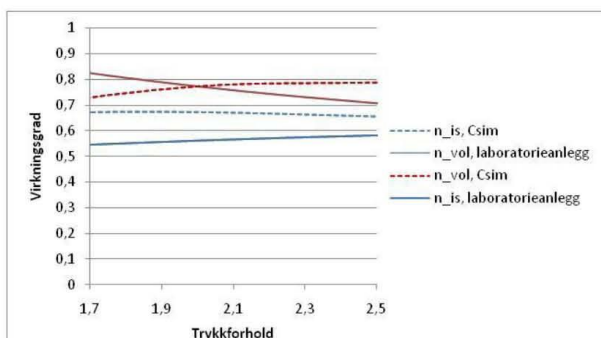


Figur 1 Sugetrykk

Endringen av COP som følge av senking av tanktemperaturen er mindre for laboratorieanlegget enn i Csim. Dette kan komme av at kompressorarbeidet ikke øker betraktelig for laboratorieanlegget som følge av senking av tanktemperaturen, se Figur 2. Grunnen til dette kan være at sugetrykket reduseres mindre per grad senking i tanktemperaturen. I tillegg er den volumetriske og isentropiske kompressorvirkningsgraden ulik i de to anleggene, se Figur 3. Virkningsgraden for kompressoren i laboratoriet benyttes ikke for å regne ut COP i denne oppgaven, da det er registrert at den gir ulikt kompressorarbeid i forhold til entalpmålingene, men den er tatt med her for å gi et illustrativt eksempel. Den volumetriske virkningsgraden vil synke for de aktuelle trykkforhold som laboratorieanlegget drives under i disse forsøkene. Den isentropiske virkningsgraden vil øke. Dette er det motsatte av kompressoren i Csim. Laboratiemodellen får en større endring i massestrømmen CO₂ enn Csim ved synkende tanktemperatur. Dette kan blant annet komme av at den volumetriske virkningsgraden til kompressoren blir dårligere. Laboratorieanlegget har også en sugegassvarmeveksler som gjør sammenligningen vanskelig. Endringen i tettheten av CO₂ gassen som følge av senking av sugetrykket og grad av overheting i sugegassvarmeveksleren vil også påvirke endringen i massestrømmen. Kompressorarbeidet reduseres når massestrømmen blir mindre, og dette veier da delvis opp for det økte trykkforholdet. Samtidig blir den isentropiske virkningsgraden til kompressoren noe bedre ved økende trykkforhold, og dette tilsier også mindre endring i kompressorarbeidet.

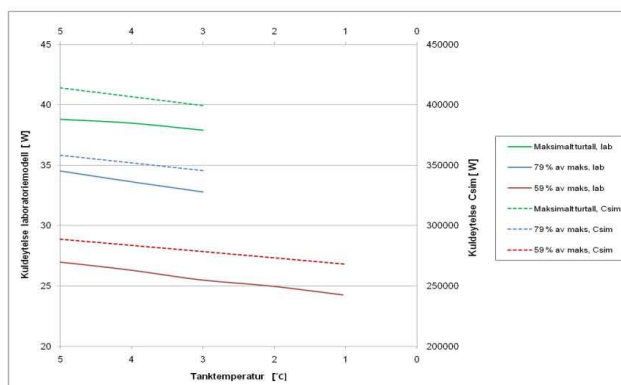


Figur 2 Kompressorarbeid



Figur 3 Virkningsgrader for kompressor

Til tross for de forhold som er diskutert over, vil Csim og laboriemodellen få omtrent tilsvarende senking i kuldeytelsen med nedkjøling av tanken, se Figur 4. Den reduserte CO₂-massestrømmen gir økt underkjøling i kondensatoren i laboriemodellen, og utløpstemperaturen reduseres mer enn i Csim som følge av senkingen av tanktemperaturen. I tillegg vil kuldeytelsen avhenge av hvor mye varme som avgis i internvarmeveksleren, noe som igjen avhenger av temperaturdifferansen i denne.



Figur 4 Endring i kuldeytelse ved senking av tanktemperaturen

Bilag 16 Laboratorieforsøk med ulikt kompressorturtall og kondenseringstrykk

	40 Hz (79% av maksimalt turtall)						
PERFORMANCE (m_gc)	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Cooling capacity f(m_gc, hin, hout)	kW	9,25288	32,14057	32,37143	32,79107	33,19976	32,72326
Power consumption (compressor) f(m_gc, hin, hout)	kW	19,88777	7,325365	7,442329	7,598239	7,674545	7,888372
COP	-	0,465255	4,387573	4,349637	4,315614	4,325958	4,148291
PERFORMANCE	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Cooling capacity f(nis, leveringsgrad)	kW	2,764144	26,03317	26,17327	26,55142	26,81157	26,33396
Power consumption (compressor) f(nis, leveringsgrad)	kW	7,454492	7,78104	7,859161	7,936752	8,037848	8,178951
COP	-	0,370802	3,345719	3,330289	3,345377	3,335665	3,219723
EVAPORATOR	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Evaporation temperature (compressor suction)	°C	-5,64484	-9,06935	-9,45225	-9,73353	-9,90029	-10,9321
Inlet temperature, CO2	°C	-2,5884	-5,9566	-6,18675	-6,48071	-6,6836	-7,64243
Outlet temperature, CO2	°C	0,1393	-0,4123	-0,42738	-0,40214	-0,5159	-0,51514
Outlet superheat	K	2,920693	5,667142	5,878576	6,192028	6,280106	7,230096
Pressure drop, CO2	kPa	16,8734	10,04888	9,705419	9,184026	9,061705	8,128606
Cooling capacity, CO2 (gascooler mass flow)	kW	9,25288	32,14057	32,37143	32,79107	33,19976	32,72326
Cooling capacity, CO2 (compressor mass flow)	kW	2,764144	26,03317	26,17327	26,55142	26,81157	26,33396
Cooling capacity, brine	kW	33,706	35,02857	35,15554	35,53289	35,49898	35,69092
Cooling capacity, electric	kW	27,29581	27,30136	27,29781	27,29939	27,30251	27,29801
Inlet temperature, brine	°C	4,0211	4,0103	4,047125	4,023	4,0065	4,057429
Outlet temperature, brine	°C	3,1827	3,139	3,172	3,137571	3,1223	3,169571
Flow brine	l/min	577,0763	577,0723	576,6328	576,042	576,2866	577,0155
Temperature, brine reservoir inlet	°C	3,1414	3,0731	3,118375	3,097429	3,059	3,114429
Temperature, brine reservoir outlet	°C	3,6663	3,6538	3,69025	3,685143	3,6582	3,701714
LMTD	°C	9,240402	12,63899	13,05692	13,30891	13,45985	14,54104
Overall heat transfer coefficient (CO2 area)	W/m2K	293,5499	745,4915	726,7884	722,2653	723,0802	659,7
Overall heat transfer coefficient (H2O area)	W/m2K	327,9839	832,9392	812,0422	806,9885	807,899	737,0841
Cooling down time from 15 to -1°C	min	-	-	-	-	-	-
Refrigerant level	%	63,51351	63,51351	63,51351	63,51351	63,51351	63,51351
COMPRESSOR	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Suction pressure	bara	29,93366	27,20685	26,91372	26,69984	26,57377	25,80235
Discharge pressure	bara	53,78025	55,41301	56,07706	56,7914	57,70931	59,45317
Suction temperature, CO2	°C	10,2099	10,3552	9,693875	8,736857	7,9611	6,750429
Discharge temperature, CO2	°C	63,9362	74,587	76,0055	77,17129	77,8714	82,07643
Suction superheat	K	15,85474	19,42455	19,14612	18,47039	17,86139	17,68248
Power consumption	kW	19,88777	7,325365	7,442329	7,598239	7,674545	7,888372
Rotation frequency	RPM	1134,9	1134,9	1134,9	1134,9	1134,9	1134,9
Flow CO2, calculated (RPM, vol. eff, density)	kg/min	9,261046	7,769416	7,627958	7,538304	7,471099	7,087078
GAS COOLER, Air	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Pressure drop	kPa	93,4476	69,82782	65,27447	65,72564	62,94658	57,87123
Inlet temperature, CO2	°C	10,2099	10,3552	9,693875	8,736857	7,9611	6,750429
Outlet temperature, CO2	°C	18,5468	18,9001	17,91488	16,52143	15,1623	12,60943
Inlet temperature, air 1	°C	-0,5565	-1,0832	-1,094	-1,08657	-1,2014	-1,18957
Inlet temperature, air 2	°C	17,6699	15,4315	14,11188	12,538	11,237	9,061
LMTD	°C						
Overall heat transfer coefficient	W/m2K						
Temperature approach, CO2 outlet	K	35366,79	37677,51	37309,67	37144,09	38040,12	37907,37
GAS COOLER, Water	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Pressure drop	kPa	93,4476	69,82782	65,27447	65,72564	62,94658	57,87123
Inlet temperature, CO2	°C	63,0292	73,4756	74,86413	76,08257	76,744	80,77286
Outlet temperature, CO2	°C	18,7714	18,2189	16,48775	14,85543	13,0594	10,23457
Inlet temperature, throttle valve	°C	18,2244	16,0485	14,76238	13,22957	12,0031	9,933714
Inlet temperature, water	°C	5,4091	5,3573	5,343375	5,387143	5,3146	5,332857
Outlet temperature, water	°C	14,5824	14,9897	15,09863	15,25071	15,3255	15,26771
Temperature Approach, CO2 outlet	K	13,3623	12,8616	11,14438	9,468286	7,7448	4,901714
Flow water	kg/min	61,03819	61,03098	61,04589	61,04262	61,03209	61,05647
Capacity, water heating	kW	39,00786	40,9553	41,48776	41,94619	42,5654	42,2589
Flow CO2, calculated (heat balance)	kg/min	31,00291	9,592141	9,434461	9,309817	9,251171	8,806586
Outlet condenser subcooling	K	-1,43754	0,376741	2,612708	4,78272	7,261807	11,36066
IHX outlet temperature HP-side		18,5743	20,0864	20,5935	21,18143	21,8288	23,14871
t_sat liq		17,33386	18,59564	19,10046	19,63815	20,32121	21,59523
SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Temperature in, HP side	°C	18,7714	18,2189	16,48775	14,85543	13,0594	10,23457
Temperature out, HP side	°C	18,2244	16,0485	14,76238	13,22957	12,0031	9,933714
Temperature in, LP side	°C	0,1393	-0,4123	-0,42738	-0,40214	-0,5159	-0,51514
Temperature out, LP side	°C	10,2099	10,3552	9,693875	8,736857	7,9611	6,750429

Kapittel 11 Bilag

		30 Hz (59% av maks)					
PERFORMANCE (m_gc)	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Cooling capacity f(m_gc, hin, hout)	kW	7,983188	65,10997	26,9032	26,94985	26,3028	25,46764
Power consumption (compressor) f(m_gc, hin, hout)	kW	17,16941	12,33695	5,335347	5,452041	5,576401	5,601544
COP	-	0,464966	5,277637	5,042447	4,943075	4,716805	4,546539
PERFORMANCE	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Cooling capacity f(nis, leveringsgrad)	kW	2,103413	23,38244	22,83544	22,91055	22,35141	21,48194
Power consumption (compressor) f(nis, leveringsgrad)	kW	5,305588	5,392725	5,521871	5,606831	5,785509	6,125991
COP	-	0,396452	4,335923	4,135453	4,086185	3,863344	3,506688
EVAPORATOR	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Evaporation temperature (compressor suction)	°C	-5,0781	-5,44121	-7,02556	-7,66378	-8,71973	-9,51792
Inlet temperature, CO2	°C	-2,42811	-2,86488	-4,34067	-4,96442	-5,9056	-6,57673
Outlet temperature, CO2	°C	1,115778	1,256625	0,803417	0,86125	1,0808	1,162273
Outlet superheat	K	3,614818	4,185607	5,213167	5,879619	7,033942	7,784462
Pressure drop, CO2	kPa	6,228478	5,581329	5,840367	4,50532	3,895821	3,675238
Cooling capacity, CO2 (gascooler mass flow)	kW	7,983188	65,10997	26,9032	26,94985	26,3028	25,46764
Cooling capacity, CO2 (compressor mass flow)	kW	2,103413	23,38244	22,83544	22,91055	22,35141	21,48194
Cooling capacity, brine	kW	30,29214	31,05572	31,03061	30,72563	30,03941	28,86562
Cooling capacity, electric	kW	27,28633	27,28895	27,29058	27,29229	27,28761	27,28541
Inlet temperature, brine	°C	4,066667	4,059375	4,021833	4,01375	4,0463	4,040091
Outlet temperature, brine	°C	3,314778	3,28675	3,248833	3,249667	3,2996	3,323273
Flow brine	l/min	578,3031	576,9623	576,2171	577,2043	577,4569	578,0265
Temperature, brine reservoir inlet	°C	3,258111	3,225875	3,20575	3,18475	3,2423	3,269364
Temperature, brine reservoir outlet	°C	3,691444	3,687125	3,660333	3,622333	3,6575	3,667
LMTD	°C	8,763442	9,108814	10,65621	11,29118	12,38893	13,19636
Overall heat transfer coefficient (CO2 area)	W/m2K	267,1365	2091,755	740,1649	699,7415	622,3887	565,7471
Overall heat transfer coefficient (H2O area)	W/m2K	298,4721	2337,123	826,9878	781,8226	695,3961	632,1104
Cooling down time from 15 to -1°C	min	-	-	-	-	-	-
Refrigerant level	%	63,51351	63,51351	63,51351	63,51351	63,51351	63,51351
COMPRESSOR	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Suction pressure	bara	30,4033	30,10173	28,81126	28,30306	27,47665	26,86373
Discharge pressure	bara	52,32962	52,81837	53,40412	54,05946	55,70787	59,57264
Suction temperature, CO2	°C	10,49356	10,31613	9,023917	7,949667	7,0325	6,357818
Discharge temperature, CO2	°C	62,164	62,65063	66,47	68,27808	72,5226	77,656
Suction superheat	K	15,57165	15,75734	16,04947	15,61345	15,75223	15,87574
Power consumption	kW	17,16941	12,33695	5,335347	5,452041	5,576401	5,601544
Rotation frequency	RPM	841,9	841,9	841,9	841,9	841,9	841,9
Flow CO2, calculated (RPM, vol. eff, density)	kg/min	7,11993	6,981557	6,50831	6,332254	5,987676	5,637314
GAS COOLER, Air	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Pressure drop	kPa	57,85353	54,42206	51,48328	50,23094	39,82922	36,88613
Inlet temperature, CO2	°C	10,49356	10,31613	9,023917	7,949667	7,0325	6,357818
Outlet temperature, CO2	°C	17,591	17,36925	15,3855	13,54242	11,2266	9,765091
Inlet temperature, air 1	°C	0,478	0,602625	0,20375	0,228667	0,4489	0,555909
Inlet temperature, air 2	°C	16,486	14,24325	11,85692	9,923167	8,1507	7,011727
LMTD	°C						
Overall heat transfer coefficient	W/m2K						
Temperature approach, CO2 outlet	K	32575,29	33502,42	32759,99	33335,8	32344,49	31036,74
GAS COOLER, Water	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Pressure drop	kPa	57,85353	54,42206	51,48328	50,23094	39,82922	36,88613
Inlet temperature, CO2	°C	61,38589	61,77663	65,5455	67,218	71,1747	76,11782
Outlet temperature, CO2	°C	17,465	16,75138	13,78042	11,41717	8,7645	7,274091
Inlet temperature, throttle valve	°C	17,36033	14,8965	12,58067	10,79242	9,1126	8,031545
Inlet temperature, water	°C	5,379556	5,45475	5,342083	5,461583	5,6224	5,495273
Outlet temperature, water	°C	13,21211	13,36475	13,23867	13,35325	13,4007	13,05891
Temperature Approach, CO2 outlet	K	12,08544	11,29663	8,438333	5,955583	3,1421	1,778818
Flow water	kg/min	61,00468	61,26315	61,02857	61,30172	61,24712	61,26264
Capacity, water heating	kW	33,28834	33,75992	33,57358	33,70284	33,18908	32,28129
Flow CO2, calculated (heat balance)	kg/min	27,03895	19,45203	7,667657	7,448675	7,046254	6,683235
Outlet condenser subcooling	K	-1,2777	-0,17502	3,258502	6,13458	#NAME?	14,40731
IHX outlet temperature HP-side		17,67456	18,28313	18,57933	19,20492	20,694	23,43691
t_sat liq		16,1873	16,57635	17,03892	17,55175	#NAME?	21,6814
SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	Unit	Value	Value	Value	Value	Value	Value
Temperature in, HP side	°C	17,465	16,75138	13,78042	11,41717	8,7645	7,274091
Temperature out, HP side	°C	17,36033	14,8965	12,58067	10,79242	9,1126	8,031545
Temperature in, LP side	°C	1,115778	1,256625	0,803417	0,86125	1,0808	1,162273
Temperature out, LP side	°C	10,49356	10,31613	9,023917	7,949667	7,0325	6,357818

Kontrollpunkt:

	40 Hz (79% av maks forsøk 2)				
Kompressorturtall	40	40	40	40	40
Tanktemperatur	4,1	4	4	4,1	4,1
Kondenseringstrykk	54,8	55,6	57,4	62,9	66,5
COP_gc	0,4	4,3	4,3	4	3,7
Qo_gc	10	33,1	33,8	33,7	32,4
COP_comp	0,4	3,5	3,5	3,2	3
Qo_comp	3	27,3	20,5	27,4	26,9
T_evap (inlet temperature evap)	-5,4	-5,3	-6,2	-7	-7,4
m vann gasscooler [kg/min]	62	61	61	61	61
Sjøvannstemperatur	5,3	5	5	5	5

Bilag 17 Modell 1 med ulikt kondenseringstrykk og kompressorturtall

Modell 1, simuleringer i Csim, 4°C tanktemperatur, 5°C sjøvannstemperatur							
Maksimalt turtall							
Høytrykk	62	60	57	55	52	50	45
COP	4.97	5.1	5.23	5.25	5.08	4.84	3.45
Kuldeytelse	428822	406788	364689	328709	260246	209581	80473
Kompressorarbeid	86243	79748.51	69700	62643	51242	43304	23312
Massestrøm Co2	142	141.8	140.99	140	138.98	137.8	133.59
Temperatur ut kompressor	49.66		40.8	37.02	31.03	26.85	16
Temperatur ut gasskjøler	18.51	20.26	19.86	18.35	16.02	14.41	10.15
Fordampingstemperatur	-2.07	-1.72	-1.13	-0.66	0.26	0.96	2.8
79 % av maks							
Høytrykk	60	57	55	54	52	50	45
COP	5.74	6	6.12	6.16	6.1	5.91	4.25
Kuldeytelse	350272	319360	293012	277394	239374	195828	74679
Kompressorarbeid	61055	53213	47856	45057	279769	33134	17573
Temperatur ut kompressor	44.96	39.8	36.21	34.34	30.49	26.35	15.68
Temperatur ut gasskjøler	17.28	19.83	18.32	17.55	15.98	14.36	10.09
Fordampingstemperatur	-1.06	-0.58	-0.23	-0.02	0.5		2.85
Massestrøm Co2	114	113	112	111	110	109	105
59 % av maks							
Høytrykk	65	60	57	55	52	50	45
COP	5.68	6.4	6.85	7.08	7.32	7.2	5.31
Kuldeytelse	308661	289213	269904	250525	212688	177153	68913
Kompressorarbeid	54362	45221	39404	35381	29058	24600	12970
Temperatur ut kompressor	51.21	43.67	38.86	35.41	29.96	25.96	81
Temperatur ut gasskjøler	11.09	13.75	16.65	18.3	15.95	14.33	15.47
Fordampingstemperatur	-0.62	-0.31	0.01	0.31	0.83	1.33	10
Massestrøm Co2	91	89	87.859	86.9	85	84.17	2.92

Bilag 18 Modell 1, DT3 dellast, 59 % av maksimalt turtall

Modell 1, DT3 dellast, 59% av maksimal kompressorturtall, konstant vannmengde fordampner							
Kompressor turtall	779	779	779 rpm				
Tanktemp	0	2	4 °C				
COP	6,02	6,85	8,01				
Kompressor arbeid	34639	30029	24241 W				
Fordamperytelse	208387	205733	194097 W				
T ut kompressor	35,06	31,01	26,13 °C				
T ut gasskjøler	15,91	15,27	14,26 °C				
Fordampingstemperatur	-3,33	-1,19	1,07 °C				
	Timer	Tanktemperatur	Fordamperytelse	Kompressorarbeid	Energibruk (kompressor)		
	2,59 t	0	208387 W	34639 W	84 kWh		
	2,68 t	2	205733 W	30029 W	73 kWh		
		4	194097 W	24241 W			
Totaltid	5,26 t	Total kuldeytelse	1071	Totalt energibruk	156 kWh		
Overall COP (kompressor)	6,85			Pris	315 kr per nedkjøling		
Pumpearbeid fordampner							
Tetthet vann	998 kg/m ³						
Pumpevirkningsgrad	0,5			Øking i COP (kompressor)	33 %		
Trykktap fordampner	50000 Pa						
Massestrøm vann fordampner	93,29 kg/s						
Pumpeeffekt	9347 W						
Pumpearbeid kondenser							
Tetthet vann	998 kg/m ³						
Pumpevirkningsgrad	0,5						
Trykktap	50000 Pa						
Massestrøm vann	22,17 kg/s						
Pumpeeffekt	2221 W						
					Endring i energiforbruk		
DT3, dellast (59% av maksimalt turtall)	Pumpearbeid totalt	61 kWh	COP	4,9	Energiforbruk	217 kWh	11 %
DT3, normaldrift	Pumpearbeid totalt	37 kWh	COP	4,4	Energiforbruk	245 kWh	

Bilag 19 Energibruk avhengig av trykktap og pumpevirkningsgrad

Endring i energiforbruk			
Trykktap [bar]:	0,5	1	1,5
Virkningsgrad:			
0,5	11 %	1 %	-6 %
0,6	13 %	4 %	-3 %
0,7	15 %	7 %	0 %
0,8	16 %	9 %	2 %

Hvor endringen er beregnet med utgangspunkt i Modell 1, DT3.
 Pumpevirkningsgraden og trykktapet er satt likt for Modell1, DT3 og Modell 1, DT3 dellast i utregningen.

Kapittel 11 Bilag

Bilag 20 Modell1, DT3 dellast, 100 kW ytelse med pumperegulering

Modell1, DT3, dellast (kontrollstrategi for minimal energibruk)							
Simuleringer gjort for høyest COP for variabel kompressorhastighet og optimalt høytrykk gitt ytelse på 100 kW, senket massestrøm gjennom fordampere							
Kompressorturtall	318	313	310 rpm	reduksjon=	77 %		
Tanktemp	0	2	4 °C				
COP	6,83	7,86	9,29				
Høytrykk	51,16	50,78	50,16 bar				
Kompressorarbeid	14550	12717	10759 W				
Fordamperytelse	100000	100000	100000 W				
Fordampingsstemperatur	-5,18	-2,9	-0,65 °C				
Massestrøm		30,9	31 kg/min				
Fordamper massestrøm	1400	1400	1400 l/min				
	Timer	Tanktemperatur	Kuldeytelse	Kompressorarbeid		Energibruk (kompressor)	
	5,4	0	100000 W	14550 W		73 kWh	
	5,4	2	100000 W	12717 W		63 kWh	
		4	100000 W	10759 W			
Totaltid	10,71	Total kuldeytelse	1071 kWh		Totalt energibruk kompressor	136 kWh	
COP (kompressor)	7,88				Pris	274 kr per nedkjølingsyklus	
						35 % besparelse i kompressorarbeid i forhold til DT3	
Ekstra pumpearbeid fordampere							
Ekstra pumpetid	7,52						
Tetthet vann	998						
Pumpevirkningsgrad	0,5						
Trykktap fordampere	50000 Pa						
Massestrøm vann fordampere	23,32 kg/s						
Totalt pumpeeffekt	2337 W						
Normal massestrøm vann fordampere	93,29 kg/s						
Normal pumpeeffekt	9347 W						
Ekstra pumpearbeid gasskjøler							
Ekstra pumpetid	7,52						
Tetthet vann	998						
Pumpevirkningsgrad	0,5						
Trykktap fordampere	50000 Pa						
Massestrøm vann fordampere	22,17 kg/s						
Totalt pumpeeffekt	2221 W						
DT3, dellast	Pumpearbeid	49 kWh	COP	5,80	Energibruk	185	25 % besparelse i total energibruk
DT3	Pumpearbeid	37 kWh	COP	4,37	Energibruk	245	

Kapittel 11 Bilag

Bilag 23 Modell 4, Csim

Modell 4, DT1						
Kompressor turtall	1570	1570	1570	1570	1570 RPM	
Tanktemperatur	0	5	10	15	20 °C	Snitt (COP)
COP	3,306	3,98	4,83	5,99	7,78	5,18
Høytrykk	75	75	75	75	75 bar	
Fordamperytelse	278795	315261	346585	374733	401253 W	
Varmeytelse	363678	394908	418786	437647	453089 W	
kompressorpower	84327	79144	71753	62534	51532 W	
T ut kompressor	69,85	62,45	56,16	50,51	45,23 °C	
T ut gasskjøler	21,78	22,23	22,58	22,86	23,06 °C	
Fordampingstemperatur (T _v)	-4,46	0,3	4,94	9,57	14,31 °C	
Massestrøm CO2	96,06	110,92	124,94	139,12	154,73 kg/min	
Massestrøm vann	3500	3500	3500	3500	3500 l/min	
Fordampingstrykk	30,91	35,12	39,63	44,54	50,04 bar	
Varmeoverføringskoeffisient gasskjøler CO2-side	5610	6513	7499	8703	9999 W/m ² K	
Varmeoverføringskoeffisient gasskjøler vannside	5770	5770	5780	5800	5789 W/m ² K	
Varmeoverføringskoeffisient fordampner CO2-side	5251	5956	6045	5990	6095 W/m ² K	
Varmeoverføringskoeffisient fordampner vannside	5138	5463	5790	6114	6430 W/m ² K	
Sugetrykk	30,81	35,0	39,2	44,4	49,9 bar	
Tid for nedkjøling	12,05	9,40	6,56	3,46	0,00 timer	
	Vannmengde	172,5		m3		
	Tetthet vann	1020		kg/m3		
	Cp	4200		J/kgK		
	Timer	Tanktemperatur	Fordamperytelse	T evap	Kompressorarbeid	Energibruk (kompressor)
	3,46	0 °C	278795 W	-4,46	84327 W	282 kWh
	3,10	5 °C	315261 W	0,3	79144 W	238 kWh
	2,85	10 °C	346585 W	4,94	74261 W	195 kWh
	2,65	15 °C	374733 W	9,57	62534 W	151 kWh
		20 °C	401253 W	14,31	51532 W	
Totaltid	12,05 t	Tortal kuldeytelse	4105,5 kWh		Totalt energibruk	866 kWh

Modell 4, DT2						
Kompressorturtall	1570	1570 rpm				
Tanktemp	0	2	4 °C			
COP	4,06	4,32	4,66	4,35 Snitt COP		
Høytrykk	75	75	75 bar			
Fordamperytelse	318399	361308	380952 W			
Varmeytelse	398466	445581	463279 W			
kompressorpower	78364	83581	81662 W			
T ut kompressor	71,3	68,55	65,57 °C			
T ut gasskjøler	4,64	5	5,1 °C			
Fordampingstemperatu	-5,22	-3,61	-1,74 °C			
Massestrøm CO2	86,4853	98,7	104 kg/min			
massestrøm vann	3500	3500	3500 l/min			
massestrøm vann tank	3639	3639	3639 l/min			
	Timer	Tanktemperatur	Kuldeytelse	T _v	Kompressorarbeid	Energibruk (kompressorarbeid)
	1,21 t	0	318399 W	-5,2	78364 W	98 kWh
	1,11 t	2	361308 W	-3,6	83581 W	91 kWh
		4	380952 W	-1,7	81662 W	
Totaltid	2,31 t	Tortal kuldeytels	821,1 kWh			
					Totalt energibruk	189 kWh

Modell 4, DT3						
Kompressorturtall	1570	1570	1570 rpm			
Tanktemp	0	2	4 °C			
COP	7,02	8,02	9,23	8,09 Snitt COP		
Høytrykk	48,37	49,98	49,12 bar			
Fordamperytelse	243727	266994	276893 W			
Varmeytelse	279430	301229	307807 W			
Kompressoreffekt	34711	33286	29996 W			
T ut kompressor	29,13	28,39	26,33 °C			
T ut gasskjøler	12,76	13,45	13,57 °C			
Fordampingstemperatur	-4,01	-2,27	-0,33 °C			
Massestrøm CO2	86,18	89,62	92,34 kg/min			
Massestrøm vann gk	3500	3500	3500 l/min			
Massestrøm vann tank	3639	3639	3639 l/min			
	31,21	32,9	35			
	Timer	Tanktemperatur	Kuldeytelse	T _v	Kompressorarbeid	Energibruk (kompressor)
	1,51 t	0	243727 W	-4,01	34711 W	51 kWh
	1,42 t	2	301229 W	-2,27	33286 W	45 kWh
		4	276893 W	-0,33	29996 W	
Totaltid	2,93 t	Tortal kuldeytelse	821,1 kWh			
					Totalt energibruk	96 kWh

Bilag 24 Strømning over rør

```

model ShellAndTube_shellSide
  extends PartialHeatTransfer;

/***** Additional Inputs *****/

parameter SI.Diameter hydraulicDiameter "Hydraulic diameter";
parameter SI.Area hydraulicCrossSectionalArea
  "Hydraulic cross sectional area";

parameter Integer nRows;
Real htccorr;

/*****

SI.ReynoldsNumber Re "Reynolds Number";
SI.NusseltNumber Nu "Nusselt number";
SI.Velocity averageVelocity "Average velocity";
SI.CoefficientOfHeatTransfer alphaBase;

algorithm
  if nRows > 9 then
    htccorr :=1.0;
  elseif nRows == 9 then
    htccorr :=0.99;
  elseif nRows == 8 then
    htccorr :=0.98;
  elseif nRows == 7 then
    htccorr :=0.965;
  elseif nRows == 6 then
    htccorr :=0.945;
  elseif nRows == 5 then
    htccorr :=0.92;
  elseif nRows == 4 then
    htccorr :=0.895;
  elseif nRows == 3 then
    htccorr :=0.85;
  elseif nRows == 2 then
    htccorr :=0.775;
  elseif nRows == 1 then
    htccorr :=0.66;
  end if;

equation
averageVelocity = abs(mdotHydraulic)/properties.d/hydraulicCrossSectionalArea;

Re = averageVelocity*hydraulicDiameter/properties.transp.nu;
Nu = 0.33 * Re^0.6 *properties.transp.Pr^0.3;

alphaBase = Nu * properties.transp.lambda / hydraulicDiameter;
alpha = alphaBase*htccorr;

end ShellAndTube_shellSide;

```


Bilag 25 Kompressormodell fra Csim

Data for compressor

Compressor	Custom
Used swept volume [ccm]	1550
Used suction chamber volume [ccm]	25000
Used discharge chamber volume [ccm]	30000
Isentropic efficiency spec.	Polynom
Parameter A in $A + B * P_i + C * P_i^2$	0.5233507
Parameter B in $A + B * P_i + C * P_i^2$	0.1636479
Parameter C in $A + B * P_i + C * P_i^2$	-0.0442775
Volumetric efficiency spec.	Polynom
Parameter A in $A + B * P_i + C * P_i^2$	0.0003813
Parameter B in $A + B * P_i + C * P_i^2$	0.6725351
Parameter C in $A + B * P_i + C * P_i^2$	-0.1427691
Mechanical efficiency spec.	Constant
Constant mechanical efficiency [-]	1.0
UA-value for compressor heat loss calculation [W/K]	0
Ambient compressor temperature [degC]	45.1
Drop/gain in volumetric efficiency [-]	0
Drop/gain in isentropic efficiency [-]	0
Pressure level for motor and shell, hermetic compressor	Automatic
Required amount of lubricant [kg]	10
Density for the lubricant [kg/m ³]	800.5
Specific heat capacity lubricant [kJ/kg]	1500
Fraction of the amount lubricant present [-]	0.80
Fraction lubricant of total circulated refrigerant-lubricant mix [-]	0.35
Lubricant temperature [degC]	60.0
Solubility of CO ₂ in the lubricant spec.	Constant
Solubility of CO ₂ in the lubricant [-]	0.2

Bilag 26 Kompressormodell i Dymola

```
model EffCompressorAstrid "Efficiency based compressor model"
extends TIL.RefrigerantComponents.Compressors.Internals.PartialEffCompressor;
```

```
Real pOut;
Real pIn;
Real pi;
```

```
equation
```

```
pOut=portB.p;
pIn=portA.p;
pi= pOut/pIn;
volEff = 0.0003813+(0.6725351*pi)+(-0.1427691*pi^2);
isEff = 0.5233507+(0.1636479*pi)+(-0.0442775*pi^2);
effIsEff = 0.5233507+(0.1636479*pi)+(-0.0442775*pi^2);
annotation (Diagram);
```

```
end EffCompressorAstrid;
```

Bilag 27 Modell 4, DT1, Dymola

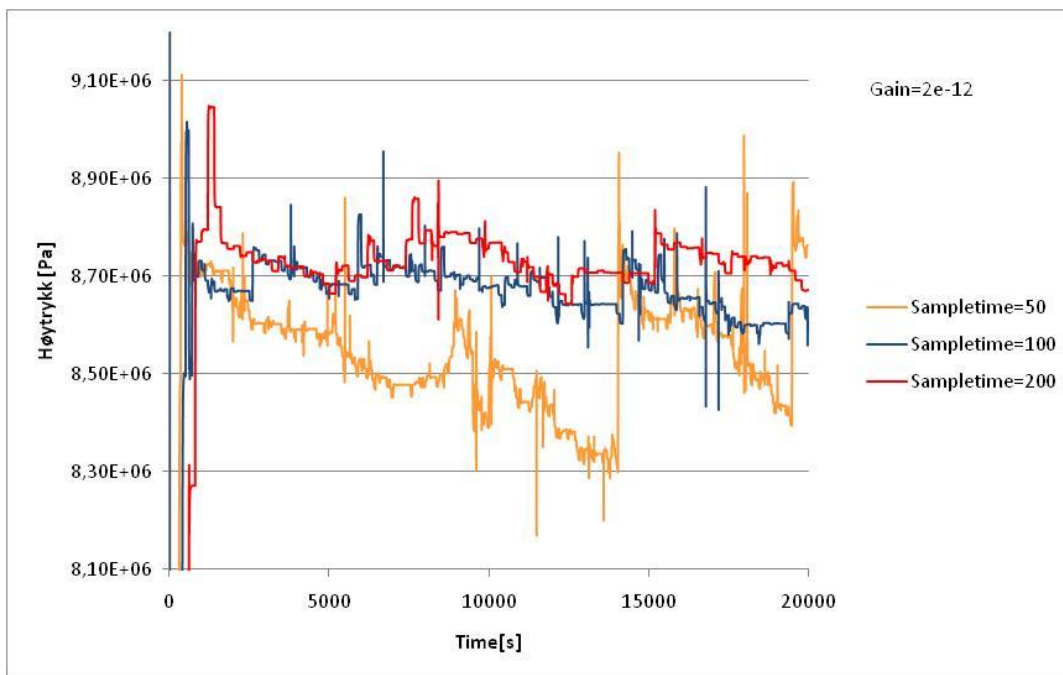
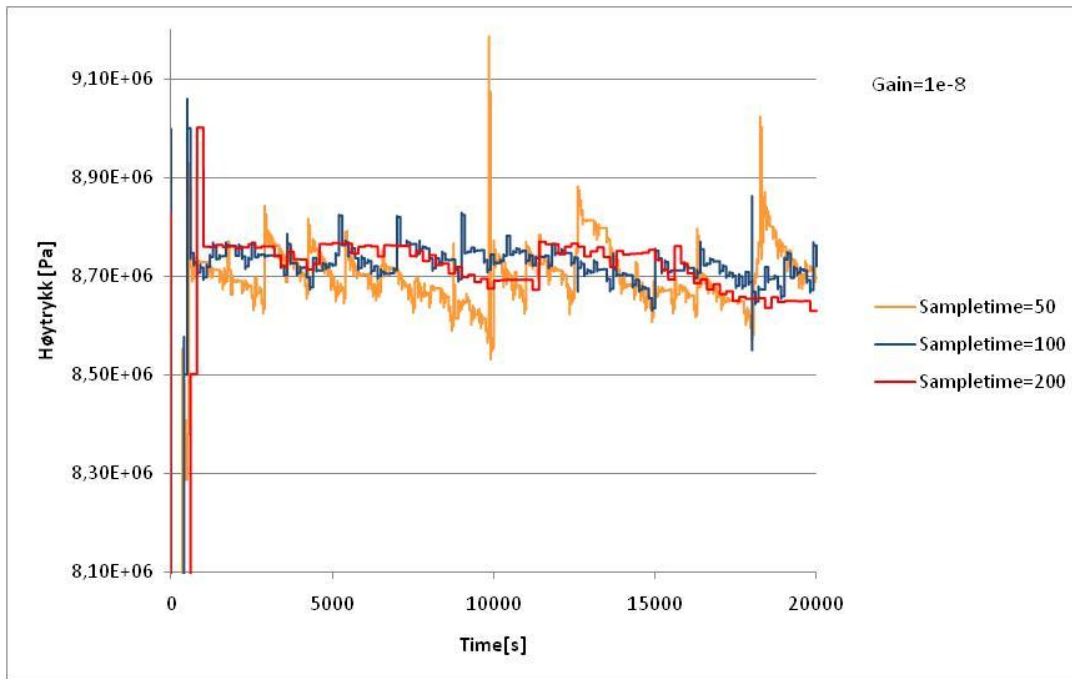
Modell4, Dymola					
Kompressor hastighet	1570	1570	1570	1570	1570 rpm
Tanktemp	20	15	10	5	0 °C
COP	7,70	5,63	4,57	3,76	3,13
Høytrykk	75	75	75	75	75 bar
Fordamperytelse	387115	359504	336597	304891	269444 W
Varmeytelse	439149	426495	408554	386105	355411 W
Kompressorarbeid	50290	63804	73582	81162	85967 W
T ut kompressor	46,8	53,11	59,62	67,41	74,95 °C
T ut gasskjøler	24,65	24,36	23,83	23,32	22,79 °C
Fordampingstrykk	49,7	43,9	38,8	34,2	30,1 bar
Massestrøm CO ₂	151,2	135,6	121,8	106,2	91,8 kg/min
h gasskjøler CO ₂ side	9867	8581	7377	6168	5117 W/m ² K
h gasskjøler vannside	5781	5781	5781	5781	5781 W/m ² K
h fordampere Co ₂ side	6652	5840	5228	4680	4164 W/m ² K
h fordampere vannside	6533	6229	5918	5592	5259 W/m ² K
Total tid [t]	0,0	2,72	5,61	8,81	12,36 timer
Avvik i nedkjølingstiden fra Csim					3 %

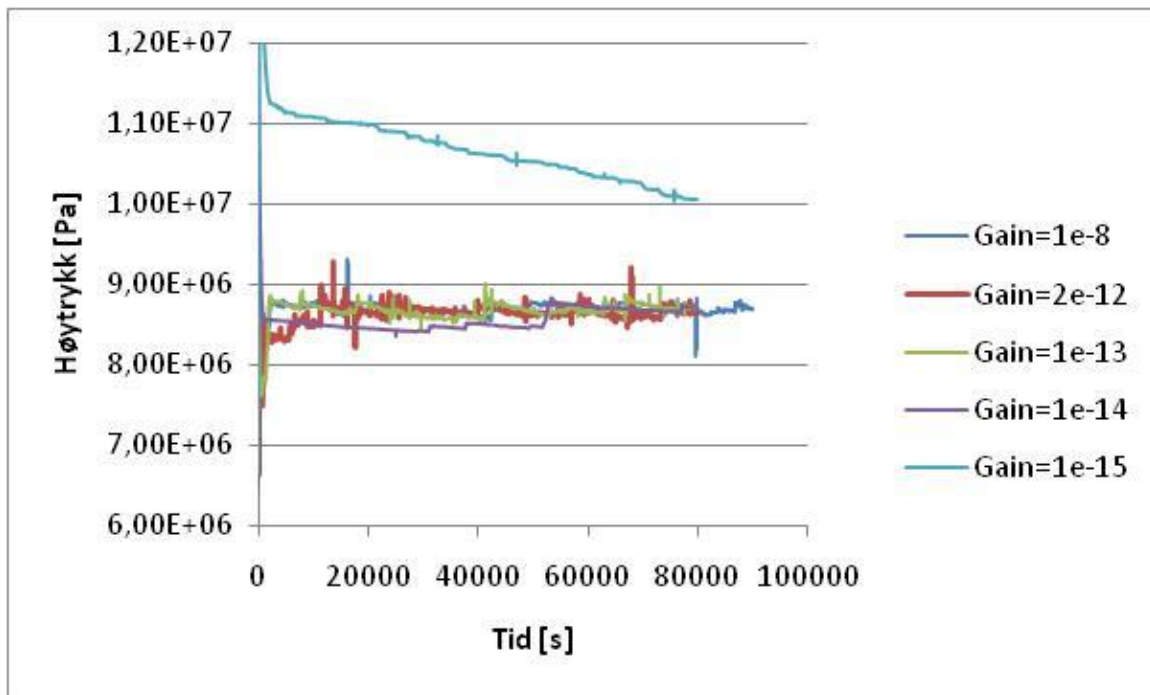
Bilag 28 Modell 4, DT2 og DT3 Dymola

Modell4, DT2, Dymola	Dymola		
Kompressorhastighet			rpm
Tanktemp	4	2	0 °C
COP	4,3	4,04	3,78
Høytrykk	75	75	75 bar
Fordamperytelse	365000	345809	327703 W
Varmeytelse	449066	431501	414417 W
kompressorpower	84059	85691	86712 W
T ut kompressor	71	75	77 °C
T ut gasskjøler	6	5,8	5,77 °C
Fordampingstemperatur	-3,18	-5	-6,62 °C
Massestrøm CO2	98,4	93	87,6 bar
Massestrøm vann	3500	3500	3500 kg/min
Massestrøm vann tank	3639	3639	3639 kg/min
h gasskjøler CO2 side	3971	3622	3428 W/m²K
h gasskjøler vannside	4937	4937	4937 W/m²K
h fordamper Co2 side	4248	4055	3884 W/m²K
h fordamper vannside	5518	5382	5263 W/m²K
Total tid [t]	0	1,164	2,31 timer
Avvik i nedkjølingstiden fra Csim			0 %

Modell4, DT3, Dymola				
Kompressor hastighet	1570	1570	1570	rpm
Tanktemp	4	2	0	°C
COP	8,70	6,48	6,80	7,3
Høytrykk	49	49	49	bar
Fordamperytelse	275760	267720	264 066	W
Varmeytelse	307461	305489	302 917	W
Kompressorarbeid	31701	41296	38 851	W
T ut kompressor	30	32	35	°C
T ut gasskjøler	13,4	13,6	13,5	°C
Fordampingstemperatur	-1,47	-3,46	-5,5	°C
Massestrøm CO2	88,8	86,28	82,8	kg/min
Massestrøm kjølevann	3493,08	3493,08	3493,08	kg/s
Massestrøm vann tank	3642	3642	3642	kg/s
Gasskjøler CO2 side	5526	5339	5 140	W/m²K
Gasskjøler vannside	4950	4950	4 950	W/m²K
Fordamper CO2 side	4126	3954	3 836	W/m²K
Fordamper vannside	5519	5399	5 259	W/m²K
Total tid	0	1,5	3,0	timer
Avvik i nedkjølingstid fra Csim			2	%
COP				

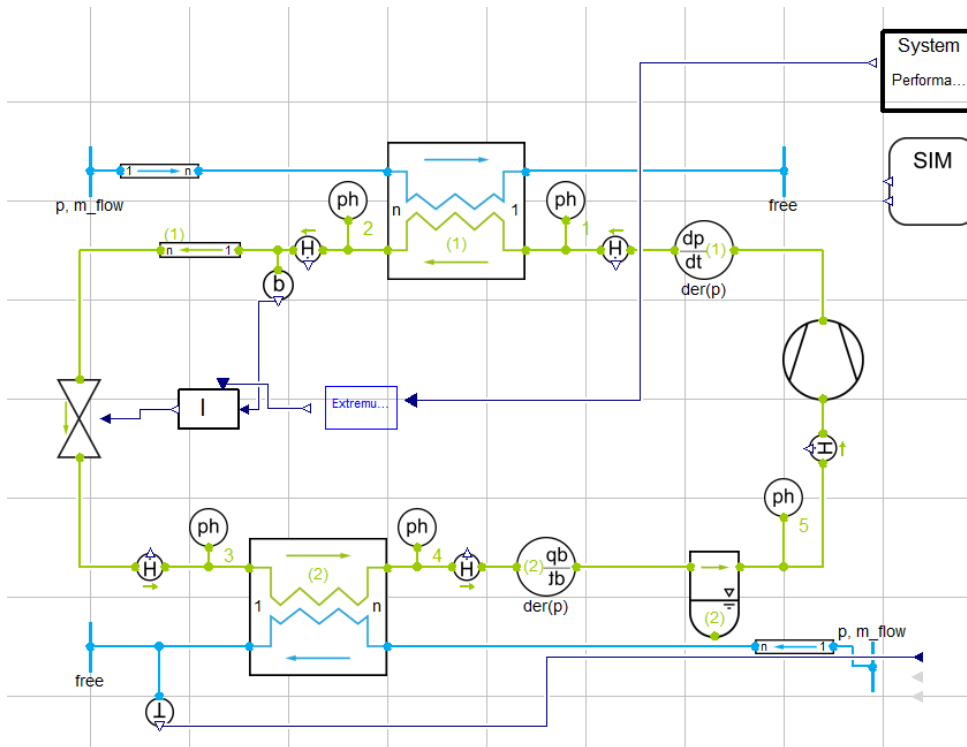
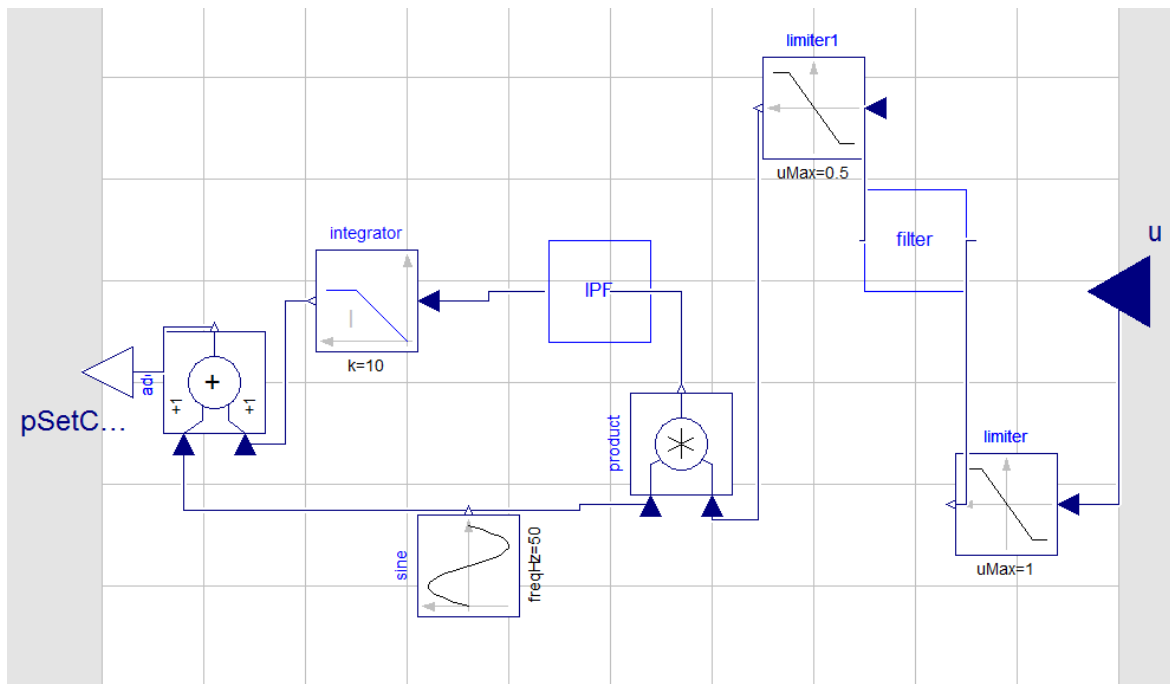
Bilag 29 Innstilling av integrator for (SINTEFs) optimalisator





Ulike pådrag for integratoren i optimalisatoren til SINTEF og Modell 5. Simuleringer gjort ved stasjonære forhold på 5°C fordampingstemperatur.

Bilag 30 Maksimalverdisøker i Dymola

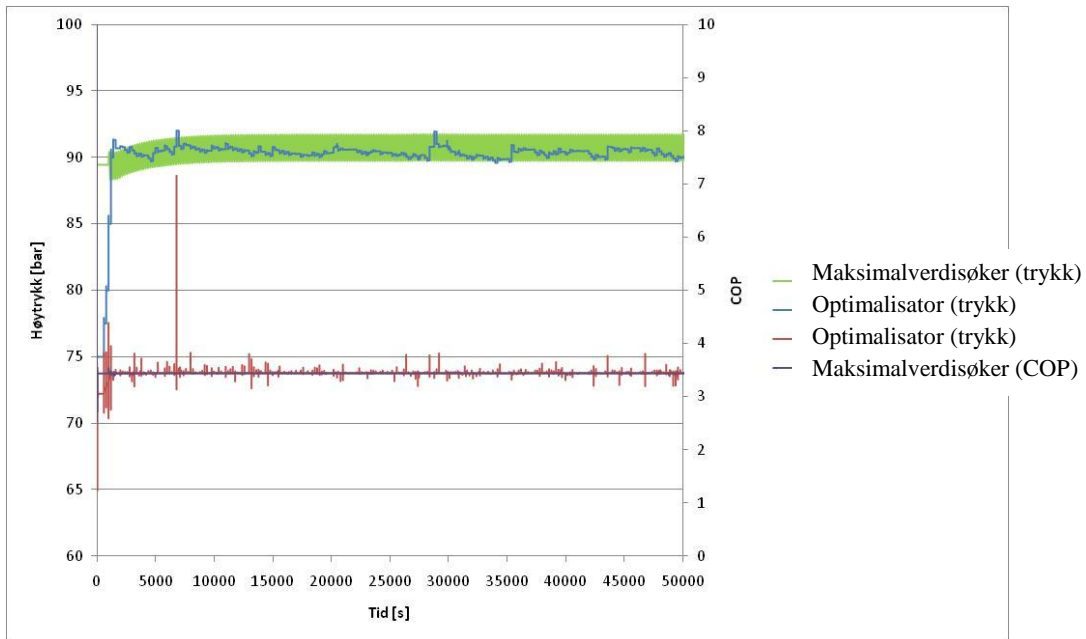


Bilag 31 Innstilling av maksimalverdisøker

Extremum søker Modell 5		
Komponent	Regulering	Settverdi
Integrator I	Pådrag	1.00E-08
Integrator II	Pådrag	0.2
Lavpassfilter	Orden	2
	Frekvenskutt	0.001
	Pådrag	1
Høypassfilter	Orden	2
	Frekvenskutt	0.0005
	Pådrag	1
Sinuspådrag	Frekvens	0.005
	Amplitude	1.00E+05
Limiter (COP)	Max	4.5
	Min	0
Limiter II	Max	0.02
	Min	-0.02

Maksimalverdisøker Modell 5 stasjonær		
Komponent	Regulering	Settverdi
Integrator I	Pådrag	1,00E-08
Integrator II	Pådrag	0,2
Lavpassfilter	Orden	2
	Frekvenskutt	0,004
	Pådrag	1
Høypassfilter	Orden	2
	Frekvenskutt	0,0005
	Pådrag	1
Sinuspådrag	Frekvens	0,005
	Amplitude	1,00E+05
Begrensning I (COP)	Max	4,5
	Min	0
Begrensning II	Max	0,009
	Min	-0,009

Bilag 32 Optimalisator og maksimalverdisøker Modell 5, stasjonær



Bilag 33 Maksimalverdisøker, initialisering fra ulike trykk

