

Varmegjenvinning i fryseanlegg med bruk av ejektorsystem

Øystein Hundseth

Master i energi og miljø

Oppgaven levert: Juni 2011

Hovedveileder: Trygve Magne Eikevik, EPT

Biveileder(e): Yves Ladam, Sintef Energi
Armin Hafner, Sintef Energi

EPT-M-2011-72

MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Øystein Hundseth

Våren 2011

Varmegjenvinning i fryseanlegg med bruk av ejektorsystem*Heat recovery in refrigeration system with use of an ejector system***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 produkt kvalitet er kjøling en av de mest kritiske faktorer i verdikjeden, samt at det bidrar betydelig til energiforbruket.

De store kuldeanleggene "løfter" varenes frysevarme fra ca. $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ til omgivelsen. Løftearbeidet krever energi avhengig av løftehøyden. Energien for løftingen tilføres kompressorene og for å unngå for høye temperaturer i skruekompressorene må disse kjøles ved innsprøyting av olje. Målinger har vist at 50 til 60 % av energien opptas av oljen som ved de fleste kompressorer kan tas ut med oljetemperaturer på opptil $70 - 80\text{ }^{\circ}\text{C}$. Per i dag er denne varmen i liten grad benyttet, meste parten er dumpet i sjøvann eller luften.

Slik varme, ved relativt høy temperatur, kan utnyttes til å produsere ekstra kulde. Flere teknologier er under utvikling. Spesiell interessant er bruk av ejektor i kuldeprosessen. Ejektor er en robust komponent uten bevegende deler. Denne teknologi har fått mye oppmerksomhet, spesiell i forbindelsen med solfangere. Eneste komponenter er selve ejektoren, varmeveksler og en pumpe. Virkingsgraden er fortsatt lav, men det er stadig forbedring. Dessuten er dette varme som vil bli tapt uansett. Teknologien kunne brukes som etterkjøling etter kondensatoren i nytt eller eksisterende anlegg

Mål

Målsettingen med oppgaven er å beregne potensialet med ejektor i kuldesystemet. System robusthet blir undersøkt med en dynamisk modell. En eksisterende eksperimental rig vil bli benyttet for å teste selve ejektorkretsen.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Litteraturstudie av ejektorsystemer i kuldeanlegg
2. Simulering av potensialet for energieffektivisering med ejektor
3. Planlegge og gjennomføre tester i ejektorrigg i laboratoriet – sammenligning med simuleringer

4. Utvikling av konsepter med ejetor i kuldeanlegg
5. Utarbeide et "Draft paper" basert på resultater
6. Utarbeide forslag til videreføring

" - "

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.

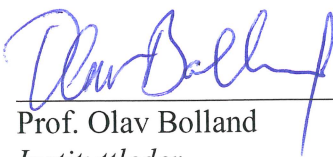
Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg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


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

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

Til Instituttet innleveres to - 2 komplette kopier av besvarelsen. Ytterligere kopier til eventuelle medveiledere/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 prosesssteknikk, 14. januar 2011


Prof. Olav Bolland
Instituttleder


Prof. Trygve M. Eikevik
Faglig ansvarlig/veileder
e-mail: trygve.m.eikevik@ntnu.no

Medveileder(e)
Yves Ladam, SINTEF Energi AS, yves.ladam@sintef.no
Armin Hafner, SINTEF Energi AS, armin.hafner@sintef.no

Sammendrag

Store kuldeanlegg forbruker ca. 5 % av hele Norges strømforbruk. Flere av disse anleggene er utstyrt med skruekompressorer som avgir store mengder med spillvarme. Denne overskuddsenergien blir i mange tilfeller ikke utnyttet. Denne spillvarmen kan på en miljøvennlig måte utnyttes for å øke energieffektiviteten til kuldeanlegget. Ved å benytte et ejektorsystem vil det være flere alternative måter hvordan kuldeanlegget kan energieffektiviseres.

Det eksisterer et godt utvalg av litteratur vedrørende bruk av ejektorsystem. Derimot eksisterer det begrenset mengde som omhandler CO₂-ejektorsystem og de fleste av disse er teoretiske studier. CO₂ er først og fremst valgt som kuldemedie for sine lave innvirkninger på miljøet og innehar gode termofysiske egenskaper. For å kunne determinere spesifikt energieffektiviseringspotensialet, ble en eksisterende forsøksrigg oppgradert for å utføre eksperimentelle forsøk.

Forsøkene ble utført med generator temperaturer mellom 60 °C og 90 °C og generatortrykk mellom 80 bara og 100 bara. Dette temperaturområdet representerer hva som kan forventes å oppdrive fra spillvarmen i kuldeanleggene. Forsøkene viste at generatortrykket i stor grad påvirker trykkforholdet, hvor høyt generatortrykk gir høyt trykkforhold. Samtidig viste generatortemperaturen å ha liten innvirkning på COP_e. Beregningene viste at kuldefaktoren reduseres når generatortemperaturen økes. Høyt generatortrykk og lav generatortemperatur er dermed ønskelig. Massestrømforholdet er en essensiell parameter som i stor grad påvirker trykkforholdet. Høyt massestrømforhold gir lavt trykkforhold. Ettersom COP_e er proporsjonal med massestrømforholdet, vil COP_e øke med massestrømforholdet. COP_e > 1,5 ble funnet oppnåelig. Trykkforholdet er i dette tilfellet lavt. Dette gir en svært lav temperaturdifferanse mellom fordampere og kondensator. Dette er forårsaket av at CO₂ har lav $\Delta t_{sat}/\Delta p$.

Av de aktuelle systemløsningene hvor generatoren til ejektorsystemet benytter spillvarme i kuldeanlegg, vil den mest energieffektive løsningen medføre til 2,5 % redusert kompressorarbeid. En direkte årsak til det begrensede energieffektiviseringspotensialet ligger i temperaturdifferansen mellom fordampere og kondensator. Store deler av dette temperaturløftet vil også forsvinne i temperaturdifferanser i varmevekslerene. Energieffektiviseringspotensialet for kuldeanlegg med CO₂-ejektorsystem anslås dermed som marginale og ikke-lønnsom.

Summary

Large refrigeration plants consume about 5% of Norway's entire power consumption. Several of these plants are equipped with screw compressors that emit large amounts of waste heat. This excess energy is often not utilized. This waste heat can be in an environmentally sound manner utilized to increase the energy efficiency of the refrigeration system. By using a ejector system there will be several alternative ways of how to increase the energy efficiency of the plant.

There is a good selection of literature on the use of ejector systems. However, there exists limited amount regarding CO₂-ejector systems and most of these are theoretical studies. CO₂ is primarily selected as refrigerant for its low impact on the environment and has good thermophysical properties. To determine the specific energy efficiency potential, an existing experimental rig was upgraded to perform the experiments.

The experiments were performed with generator temperatures between 60 ° C and 90 ° C and generator pressure between 80 bara and 100 bara. This temperature range represents what could be expected to be found from the waste heat in refrigeration plants. The experiments showed that the generator pressure greatly affect the pressure ratio, where high generator pressure provides a high pressure ratio. The generator temperature had little effect on the pressure ratio. The calculations showed that the COP_e is reduced when the generator temperature increases. High generator pressure and a low generator temperature are thus desirable. Entrainment ratio is an essential parameter that greatly affects the pressure ratio. High entrainment ratio results in low pressure ratio. As the COP_e is proportional to the entrainment ratio, the COP_e will increase with entrainment ratio. COP_e > 1,5 was found possible. The pressure ratio is this case low. This provides a very low temperature difference between the evaporator and condenser. This is caused by CO₂ has low $\Delta t_{sat}/\Delta p$.

Of the potential system solutions where the generator in a ejector system utilize waste heat from a cooling plant, the most energy efficient solution lead to 2.5 % reduction in compressor work. A direct cause of the limited energy potential lies in the temperature difference between evaporator and condenser. Much of this temperature lift will disappear in the temperature differences in the heat exchangers. The energy efficiency potential for refrigeration systems with CO₂-ejector system, based on performed experiments and calculations, are assumed marginal and non-profitable.

Forord

Energieffektivisering er viktig for fremtiden dersom CO₂-utslippene skal kunne reduseres. I bygg og eiendom blir det regelmessig innført nye krav vedrørende energiforbruk. Disse blir stadig strammet inn ettersom det kommer ny teknologi på markedet. I tillegg eksisterer det energimerking som klassifiserer bygget etter hvor miljøvennlig det er. Industrien har langt færre retningslinjer vedrørende energibruk. Dersom energieffektivisering skal være aktuell i industrien er det nødvendig at tiltakene påvirker driften i minst mulig grad samt er kostnadseffektivt.

Ved å benytte et ejektorsystem som utnytter spillvarme, kan eksisterende kuldeanlegg, som fiskemottak, energieffektiviseres ved å øke kuldeytelsen eller redusere kompressorarbeidet. Ved å benytte CO₂ som kuldemedie vil energieffektiviseringen utføres på en miljøvennlig måte.

Jeg ønsker å rette en stor takk til min hovedveileder Trygve M. Eikevik og til mine to medveiledere, Armin Hafner og Yves Ladam. Takk for at dere har vært tilgjengelige underveis i dette prosjektet og har kommet med mange konstruktive råd, både praktiske og teoretiske. En stor takk til Håvard Rekstad, Lars Konrad Sørensen, Odin Hoff Gardå, Gisle Martin Haugseth, Reidar Tellebon, Martin Bustadmo og Trond Andresen for deres uunnværlige kunnskap og iver etter å bistå. Sist men ikke minst rettes en stor takk til min tålmodige samboer, Tina Langaas, som har holdt ut med en særdeles opptatt kjæreste siden jul. Takk alle sammen for at dere har gjort dette til en flott avslutning på min tid som student her på NTNU- Energi- og prosessteknikk.

Trondheim, 14.06.2011



Innholdsfortegnelse

1	INNLEDNING	1
1.1	BAKGRUNN.....	1
1.2	FORMÅL.....	1
1.3	RAPPORTENS OPPBYGNING.....	2
1.4	FORKORTELSER/SYMBOLER.....	2
2	KULDEANLEGG OG EJEKTORSYSTEMER	4
2.1	KULDEMASKINER	4
2.1.1	<i>Bakgrunn</i>	4
2.1.2	<i>Termodynamisk prosess</i>	4
2.1.3	<i>Komponenter i et kuldeanlegg</i>	9
2.2	EJEKTORSYSTEMER.....	11
2.2.1	<i>Ejektortyper</i>	12
2.2.2	<i>Virkemåte</i>	13
2.2.3	<i>Ejektorsystemer</i>	16
2.3	KARBONDIOKSID.....	23
3	CO₂ EJEKTORRIGG	26
3.1	TIDLIGERE BRUKSOMRÅDER	26
3.2	NØDVENDIG OMBYGGING AV FORSØKSRIGG	26
3.3	VIRKEMÅTE OG DESIGN AV FORSØKSRIGGEN	26
3.3.1	<i>Oppbygning</i>	26
3.3.2	<i>CO₂-krets</i>	29
3.3.3	<i>Generatorkrets</i>	32
3.3.4	<i>Fordamperkrets</i>	33
3.3.5	<i>Kondensatorkrets</i>	35
3.3.6	<i>Kjellerkrets</i>	38
3.3.7	<i>Kuldeanlegg, Green & Cool</i>	39
3.4	EJEKTORDESIGN OG GEOMETRI.....	41
3.4.1	<i>Dyseholder</i>	46
3.4.2	<i>Drivdyse</i>	46
3.4.3	<i>Hovedseksjon</i>	47
3.4.4	<i>Mikseseksjon</i>	48
3.4.5	<i>Enderøret</i>	50
3.5	STYRE- OG LOGGESYSTEM	50

3.5.1	Oppkobling.....	50
3.5.2	Logging av forsøksdata.....	56
3.5.3	Behandling av loggført data.....	56
4	DATAMODELLER OG FORSØKSDATA	58
4.1	TILSTANDER OG STRØMNINGSFENOMENER.....	58
4.2	DATAMODELLERING	62
4.2.1	Generelle likninger.....	63
4.2.2	En-dimensjonal datamodell for 1-fase ejektorsystem	64
4.3	BREGNING AV NØKKELVERDIER UT FRA FORSØKSDATA	68
4.4	USIKKERHETSANALYSE	69
4.4.1	Behandling av tilfeldig usikkerhet.....	70
4.4.2	Behandling av total usikkerhet.....	72
4.4.3	Behandling av usikkerhet i sammensatte funksjoner	73
5	RESULTATER OG DISKUSJON	76
5.1	UTFØRELSE	76
5.2	FORSØKSRESULTATER	77
5.2.1	Ejektorytelse med drivdyse N3 og mikseseksjon D1	77
5.2.2	Ejektorytelse med alternativ geometri	89
5.2.3	Diskusjon.....	92
5.3	VALIDERING AV EJEKTORMODELLER	94
5.3.1	En-dimensjonal datamodell.....	94
5.3.2	SINTEF ejektormodell.....	97
5.3.3	Diskusjon.....	101
5.4	KOMBINERT EJEKTORSYSTEM MED KULDEANLEGG	103
5.4.1	Avkjøling av kjølerom	103
5.4.2	Underkjøling av ammoniakk.....	105
5.4.3	Alternative bruksområder.....	107
5.4.4	Diskusjon.....	109
6	KONKLUSJON	111
7	FORSLAG TIL VIDERE ARBEID	112
7.1	MODIFISERING AV FORSØKSRIGG.....	112
7.2	ANBEFALT UTFØRELSE AV NYE FORSØK	114
	BIBLIOGRAFI.....	116
	FIGURLISTE.....	119
	TABELLISTE.....	121

FORMELLISTE	122
VEDLEGG.....	124
Vedlegg A Ombygging av eksisterende forsøksrigg	A-1
Vedlegg B Komponenter og instrumenter	B-1
Vedlegg C Verifisering av massestrømmålere.....	C-1
Vedlegg D Komponenter byttet ut i generatorkrets	D-1
Vedlegg E Skisse av drivdyse N3 og N2	E-1
Vedlegg F Skisse av mikseseksjon D1 og D5.....	F-1
Vedlegg G Enlinjeskjema for pumper og varmekolber	G-1
Vedlegg H Kablingsskjema for instrumentering.....	H-1
Vedlegg I CO ₂ Ejector Calculation Sheet.....	I-1
Vedlegg J Utdrag av noen forsøksresultater	J-1
ARTIKKEL FOR PUBLISERING	183

1 Innledning

1.1 Bakgrunn

Det eksisterer i dag mer enn 100 000 kuldeanlegg i Norge utenom småanlegg som kjøleskap og fryserer. Energiforbruket til disse anleggene er vurdert å være minst 6 TWh årlig (kulde.biz 2007). Dette tilsvarer ca. 5 % av hele Norges elektrisitetsforbruk. En økning i virkningsgraden til disse anleggene vil dermed kunne utgjøre en betydelig mengde spart energi i form av strøm. En større andel av disse anleggene tilhører industrien med høykapasitets anlegg. Disse anleggene bruker ofte skruekompressorer, som egner seg godt ved høy last til innfrysingsformål (Magnussen & Nordtvedt 2006). Denne masteroppgaven tar utgangspunkt i et fiskemottak på fastlandet hvor store mengder fisk blir nedfrost til -20 °C for videre lagring og transport. Alternative anvendelsesområder vil også bli diskutert.

1.2 Formål

Formålet med studien er å se på mulighetene for å energieffektivisere eksisterende kuldeanlegg med et ejektorsystem uten at dette medfører for store inngrep på eksisterende anlegg. Dette skal gjennomføres ved å implementere et ejektorsystem. Det at denne teknologien enkelt kan implementeres i eksisterende anlegg vil gjøre den mer attraktiv for industrien. Skruekompressorer med sirkulerende olje er en viktig komponent i eksisterende anlegget for at energieffektiviseringen skal kunne gjennomføres. Det vil dermed bli tatt utgangspunkt i store kuldeanlegg der disse skruekompressorene er utbredt. Ved å utnytte overskuddsvarmen fra den sirkulerende oljen sammen med et ejektorsystem, vil det være mulig å energieffektivisere anlegget ved å øke kjølekapasiteten eller redusere kompressorarbeidet. Energien som driver ejektorsystemet er energi som pr dato dumpes mot sjøvann, og kan være opp mot 50 % av skruekompressorens totale effektbehov. Denne energien kan dermed antas å være gratis. Ejektorkretsen konverterer denne varmeenergien til kulde ved å benytte en ekstern pumpe for å bygge opp trykket inn på ejektoren. Det vil bli utført eksperimentelle forsøk for å determinere hvor stor ytelse som kan forventes å oppnå med en ejektor. Basert på disse forsøkene vil det bli utført simuleringer for å kvantifisere energieffektiviseringspotensialet ved å implementere et ejektorsystem sammen med et kuldeanlegg. I tillegg vil forsøksdataen bli sammenlignet opp mot to simuleringer som er utarbeidet for CO₂-ejektorsystem.

1.3 Rapportens oppbygning

Denne rapporten tar for seg nødvendige forkunnskaper, beskrivelse av forsøksriggen og behandling av forsøksdata, presentasjon av forsøkene, validering av datamodeller og forslag til aktuelle systemløsninger med beregninger på energieffektiviseringspotensialet. I vedleggene er prosessen med ombyggingen av forsøksriggen dokumentert, informasjon om alle komponentene/instrumentene og utdrag av forsøksresultatene etter at disse er behandlet. Til sist finnes en artikkel for publisering.

1.4 Forkortelser/symboler

Forkortelser

CO ₂	Karbondioksid, R-744
COP	Kuldefaktor for kuldeanlegg
COP _e	Kuldefaktor for ejektorsystem
Carnot	Carnotarbeidet
ES	Ejektorsystem
GWP	Global Warming Potential
HFK	HydroFluorKarbon
KFK	KlorFluorKarbon
NH ₃	Ammoniakk, R-717
ODP	Ozone Depletion Potential
R-290	Kuldemedie, Propan

Greske symboler

Π	Trykkforhold mellom sugesiden og utløpet av ejektor
η	Virkningsgrad
Δ	Differanse
Φ_m	Massestrømforhold mellom drivdysen og sugesiden av ejektoren

Indeks liste

O	Referanse
D	Diffusor
DD	Drivdyse
e	Effektivt
ford	Fordamper
G	Mettet gass

Gen	Generator
GK	Gasskjøler
i	Innløp
is	Isentropisk
komp	Kompressor
kond	Kondensator
L	Lav, type laveste temperatur/ Mettet væske
LMTD	Logaritmisk gjennomsnittstemperatur
m	Masse
min	Minimum
omg	Omgivelse, type omgivelsestemperatur
OH	Overheting
R	Rom, type romtemperatur
sat	Metningsverdier
SD	Sugedyse
ST	Strupning
teo	Teoretiske verdier
u	Utløp
UK	Underkjøling
Var	Variabel
vv	Varmeveksler
w	Vann, eng; Water

Symboler

a	Areal	[m ²]
c _p	Spesifikk varmekapasitet	[kJ/kgK]
h	Entalpi	[kJ/kg]
\dot{m}	Massestrøm	[kg/s]
p	Trykk	[bara] [barg] [bar]
P	Effekt	[kW]
s	Entropi	[kJ/kgK]
t	Temperatur	[°C]
T	Temperatur	[K]
Q	Termisk effekt	[kW]
ρ	Tetthet	[kg/m ³]
u	Hastighet	[m/s]
m	Masse	[Kg]

2 Kuldeanlegg og ejektorsystemer

2.1 Kuldemaskiner

2.1.1 Bakgrunn

Kuldemaskinen er maskinen som reduserer romtemperaturen ned til ønsket temperatur. Disse kuldemaskinene vil variere i fysisk størrelse, kuldeytelse og design. Kuldeytelsen tilpasses hvert enkelt anlegg for å dekke kuldelasten og for å jobbe optimalt under gitte betingelser. Dersom anlegget ikke er tilpasset de arbeidsforhold som er påtenkt anlegget vil energieffektiviteten og levetiden til anlegget kunne reduseres.

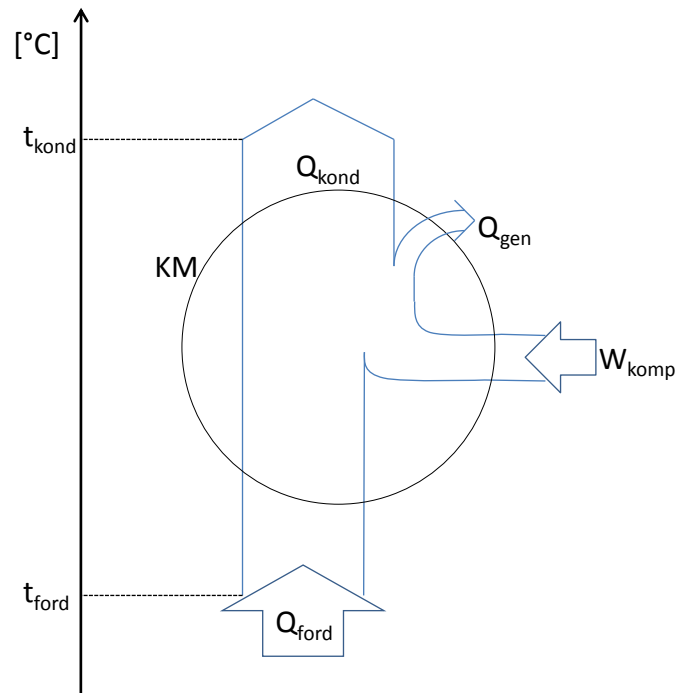
Utgangspunktet i denne oppgaven er en enkel kuldemaskin med kuldekapasitet på 1000 kW. Formålet med denne oppgaven er ikke å se på detaljberegninger når det gjelder kuldemaskinen. Det vil dermed bli antatt en del parametere som gjør simuleringene noe forenklet. For utdypning, se Avsnitt 4.2. Kuldemaskinen blir satt opp med en skruekompressor, kondensator, strupeventil og fordampner. Kuldemedium som blir brukt er ammoniakk (NH₃/R-717) som er et utbredt kuldemedie i store kuldeanlegg på grunn av dens gode termodynamiske egenskaper.

2.1.2 Termodynamisk prosess

Kuldefaktoren til kuldeanlegget COP, er definert ut fra hvor mye energi som må tilføres for å oppnå ønsket kuldeytelse Q_0 . Som illustrert i Figur 2-1 kan energibalansen til en kuldemaskin oppsummeres med to energikilder inn og to energikilder ut. Denne figuren illustrer energibalansen for et kuldeanlegg med skruekompressor. I et standard kuldeanlegg med stempelkompressor vil det kun være kondensatoren som avgir varme. Kuldemaskinen tar opp varme i fordampneren og blir tilført energi fra kompressoren. Energikilden til kompressoren vil være elektrisitet som er klassifisert som høyverdig energi. Å redusere elektrisitetsforbruket til kompressoren er ønskelig. Varme tilført systemet fra fordampneren blir avgitt i kondensatoren og varme fra skruekompressoren blir delvis avgitt i kondensatoren og delvis i den sirkulerende oljen. Se Formel 2-1 under for energibalansen.

$$W_{komp} + Q_{ford} = Q_{kond} + Q_{gen}$$

Formel 2-1 Energibalanse i en kuldemaskin med skruekompressor

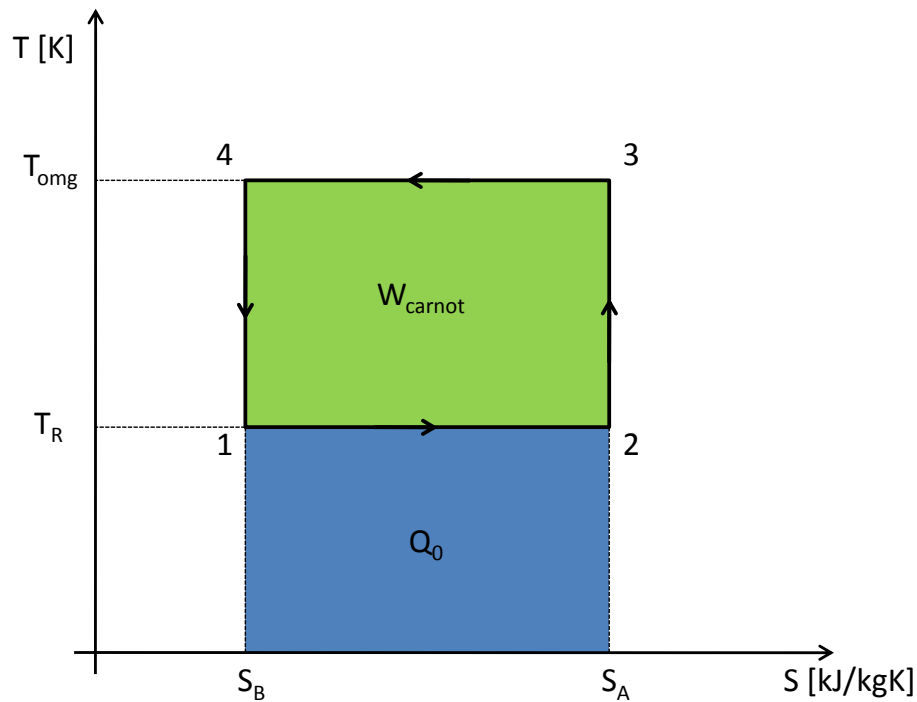


Figur 2-1 Kuldeprosess. Tegnet etter Bredesen et al. (2010)

- Q_{ford} – Varmeenergi som er tatt opp fra lavtemperatur reservoaret, Q_0 .
- Q_{kond} – Varmeenergi som blir avgitt til høytemperatur reservoar.
- Q_{gen} – Varmeenergi som blir avgitt til sirkulerende olje
- W_{komp} – Nødvendig tilført energi for å utføre prosessen.

Ved å tilføre systemet energi i form av strøm, vil fordampnings- og kondenseringsprosessen overføre varmeenergi fra et reservoar med lavere temperatur til et reservoar med høyere temperatur.

Carnotarbeidet representerer det absolutte laveste arbeidet for kuldemaskinen for å produsere kulde ved de gitte temperatuene. Carnotprosessen er gjengitt i Figur 2-2.



Figur 2-2 T-s diagram for en omvendt Carnotprosess

Carnotprosessen går gjennom følgende forløp:

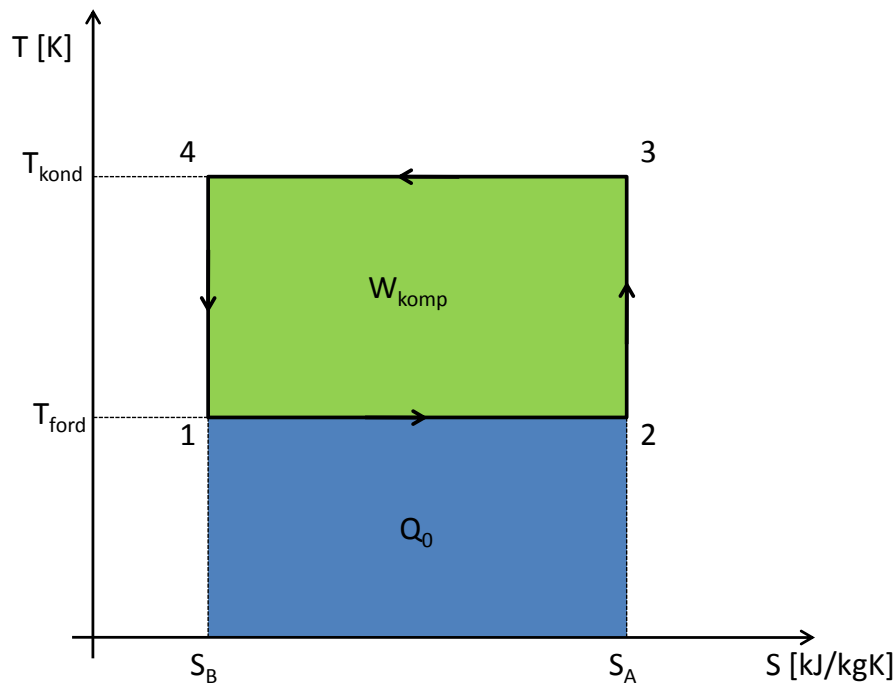
- 1 – 2 - Reversibel opptak av kulde Q_0
- 2 – 3 - Isentropisk kompresjon
- 3 – 4 - Reversibel varmeavgivelse
- 4 – 1 - Isentropisk ekspansjon

For å beregne Carnotarbeidet til en prosess trengs bare tre parametere; ønsket romtemperatur T_R , omgivelsestemperatur T_{omg} og ønsket kuldeytelse Q_0 .

$$W_{carnot} = Q_0 * \frac{T_{omg} - T_R}{T_R}$$

Formel 2-2 Carnotarbeidet

I Figur 2-3 vises den samme prosessen, men da er temperaturdifferanser i fordampere og kondensator tatt med. Dette resulterer i at kuldemaskinen må jobbe over et større temperaturområde i forhold til Carnotprosessen.



Figur 2-3 T-s diagram for arbeidsprosessen til en kuldemaskin

Figur 2-4 viser kompressorarbeidet for en kuldemaskin i forhold til Carnotarbeidet. Areal merket med grønn farge representerer økt arbeid grunnet temperaturdifferanser i varmevekslerene. Dette blir betegnet som varmeveksler tap. Areal som er rødfarget representerer Carnotarbeidet. Ettersom Q_0 er den samme for Carnotprosessen og for kuldemaskinen blir ΔS større for kuldemaskinprosessen. Dette kommer av at den laveste temperaturen i systemet T_L er lavere for kuldemaskinen enn den er for Carnotprosessen. Formel 2-3 viser sammenhengen mellom fordampningstemperatur (her T_L) og fordampningsarbeidet Q_0 .

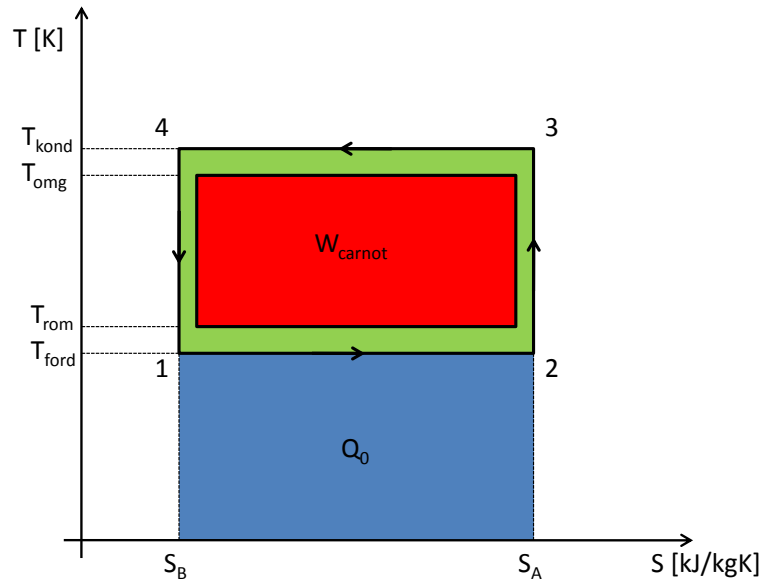
$$Q_0 = \Delta S * T_L$$

Formel 2-3 Kuldeytelsen i en kuldemaskin

$$\Delta S = S_A - S_B$$

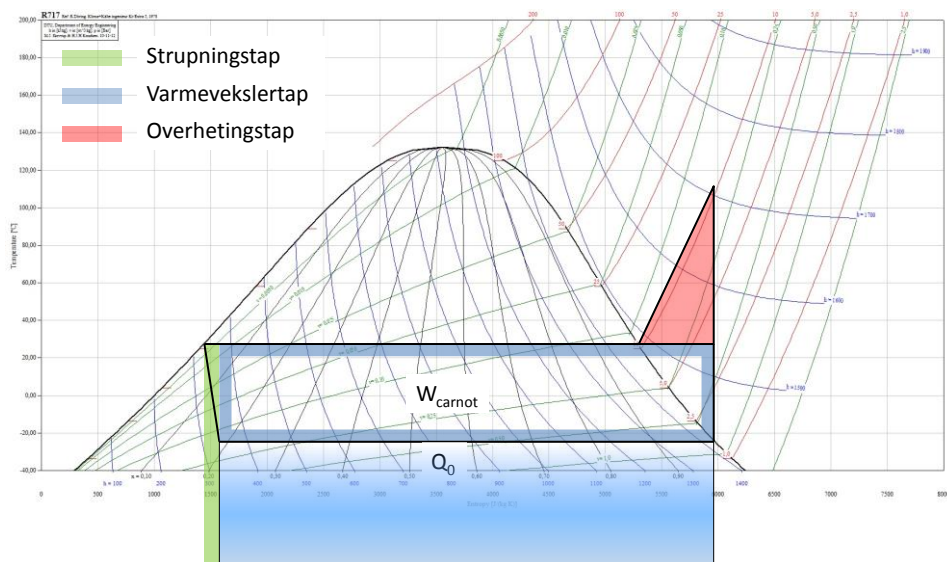
Formel 2-4 Entropidifferanse i Formel 2-3

For at kuldeytelsen skal opprettholdes må dermed ΔS øke når T_L reduseres.



Figur 2-4 T-s diagram for en reversibel Carnot syklus med varmevekslertap

I tillegg til varmevekslertap eksisterer det også strupningstap, overhetingstap og kompressortap. Varmevekslertap, strupningstap og overhetingstap er illustrert i Figur 2-5. Kompressortap kommer av at kompresjonen ikke er isentropisk grunnet friksjon, trykktap i ventiler, lekkasjer med mer (Bredesen et al. 2010).



Figur 2-5 T-s diagram for et kompressorfordampningsanlegg med tap

Forholdet mellom faktisk kompressorarbeid og Carnotarbeidet er gjengitt i Formel 2-5. Formelen viser at faktisk kompressorarbeid er lik Carnotarbeidet pluss alle tap i prosessen.

$$W_{komp} = W_{carnot} + \Delta W_{VV} + \Delta W_{komp} + \Delta W_{ST} + \Delta W_{OH}$$

Formel 2-5 Totalt kompressorarbeid

ΔW_{VV}	-	Varmevekslertap
ΔW_{komp}	-	Kompressortap
ΔW_{ST}	-	Strupningstap
ΔW_{OH}	-	Overhetingstap

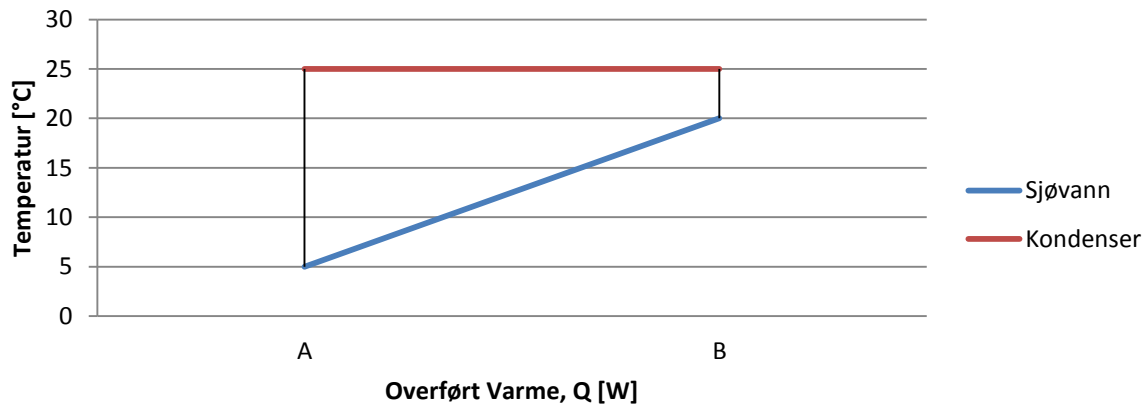
2.1.3 Komponenter i et kuldeanlegg

Skruekompressor

I store kuldeanlegg er det i stor grad brukt skruekompressorer. Disse er kompakte, robuste, har lang levetid, god yteevne ved varierende driftstilstand og egner seg godt for kuldeanlegg med høy last (Stosic et al. 1992). Den isentropiske verdien for skruekompressorer vil variere med trykkforholdet i kompressoren. På grunn av små variasjoner i trykkforholdet, blir det antatt konstant isentropisk virkningsgrad. Det er store mengder olje som sirkulerer sammen med kuldemedie gjennom skruene i disse skruekompressorene. Dette er for å smøre skruene, forhindre lekkasjer av kuldemedie fra høytrykkssiden til lavtrykkssiden og for å avkjøle kuldemedie. Dette øker den isentropiske og volumetriske virkningsgraden for skruekompressoren. Ettersom denne oljen oppnår tilnærmet samme temperatur som kuldemedie ut av kompressoren, er det behøvelig med kjøling før oljen sendes i retur inn på kompressoren. Dersom denne oljen ikke blir avkjølt mellom hver sirkulering, vil temperaturen på oljen stige til verdier hvor den mister sine egenskaper og blir ødelagt. I tillegg vil overhetingstapet bli høyere på grunn av høyere temperatur på kuldemedie ut av skruekompressoren. Oljen blir ofte varmevekslet med sjøvann og store mengder termisk energi går til spille.

Kondensator

I denne oppgaven blir det tatt utgangspunkt i en vannkjølt kondensator hvorav energien dumpes mot sjøvann. Det antas en motstrøms varmeveksler med $\Delta t_{\min} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Det vil si at den minste temperaturdifferansen mellom kaldstrøm og varmstrøm er $5 \text{ }^\circ\text{C}$, noe som antas for en fornuftig avveining mellom økt energibruk og investeringskostnader. Lavere verdi på Δt_{\min} vil gi økte produksjonskostnader men lavere energibruk for kuldeanlegget. Areal- og kostnadsbetraktninger blir i denne studien ikke videre vurdert. Se Figur 2-6 for grafisk fremstilling av temperaturtilnærming mellom sjøvann og NH_3 som kondenserer med Δt_{\min} lik $5 \text{ }^\circ\text{C}$.



Figur 2-6 Eksempel på ΔT_{\min} mellom kondenserende NH₃ og sjøvann

For å beregne overført varme i en varmeveksler kan Formel 2-6 benyttes. Denne formelen kan benyttes dersom varmeoverføringskoeffisienten er kjent for fluidene som benyttes og den spesifikke varmekapasiteten til fluidene er tilnærmet konstant. Denne formelen vil ikke kunne benyttes på transkritisk CO₂ ettersom CO₂ har spesifikk varmekapasitet som i stor grad varierer med temperaturen. Dette vil kunne medføre at ΔT_{\min} blir lokalisert i midten av varmeveksleren og ikke ved utløpet. Dette vil resultere i at formelen gir feil resultat ettersom gjennomsnittstemperaturen er i realiteten lavere enn hva som blir beregnet i Formel 2-7.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD}$$

Formel 2-6 Beregning av overført varme i varmeveksler

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)}$$

Formel 2-7 Logaritmisk gjennomsnittstemperatur

Q	-	Overført varme, [W]
U	-	Varmeoverføringskoeffisient, [W/(m ² *K)]
A	-	Varmevekslerareal, [m ²]
ΔT_{LMTD}	-	Logaritmisk gjennomsnittstemperatur, [K]

Videre antas det at 100 % av gassen er kondensert ved utløpet av kondensatoren, og det er ingen underkjøling før trykket blir strupet ned til fordampningstrykket. Kondenseringstemperaturen er satt til 20 °C og tar utgangspunkt i sjøtemperatur på 15 °C.

Strupeventil

Strupeventilen er termostatisk regulert. Det vil si at den føler på temperaturen ved utløpet av fordamperen, og justerer trykket deretter. Disse ventilene leveres fra produsenten med 5 °C overheting (Rasmussen 2005). Ved beregninger blir det tatt utgangspunkt i isentalpisk ekspansjon, med økende entropiverdi.

Fordamper

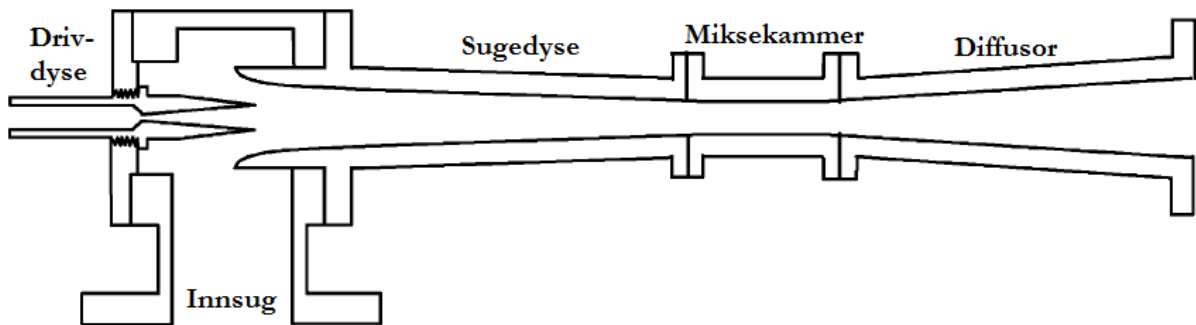
Ut fra hvilket kuldeanlegg vi har, vil det være flere måter å oppta energi. Det blir tatt utgangspunkt i en oversvømt fordamper. Oversvømt fordamper vil si at den er fylt til et bestemt nivå med kuldemedie i væskeform. En kontroller justerer væsknivået i fordamperen for å opprettholde stabilt nivå ved lastforandringer. Ved utløpet av fordamperen antas det 100 % gassfase uten overheting. Δt_{\min} er som for kondensatoren 5 °C. Oversvømte fordampere brukes ofte i industrien for avkjøling av væsker som vann og glykol, men også gasser som luft og nitrogen. Formel 2-6 kan også benyttes for å beregne overført varme i fordamper. Fordampningstemperaturen er satt til -25 °C når ønsket frysetemperatur er -20 °C. Forskriftene om næringsmiddelhygiene setter krav til lagring- og transporttemperaturer for ferskvare og dypfryste produkter. Kjølelagring defineres med en lagringstemperatur mellom omgivelsestemperaturen og stivnetemperaturen for den aktuelle varen og frysing fra -10 °C og nedover (Rasmussen 2005).

2.2 Ejektorsystemer

Ejektoren er den viktigste komponenten i dette systemet hvor det utnyttes termisk energi og trykk for å øke energieffektiviteten til kuldeanlegget. Ejektorer er blitt forsket på siden den ble oppfunnet av Sir Charles Parsons i 1901 for ekstraksjon av luft fra kondensatoren til en dampmotor (Chunnanond & Aphornratana 2004). Allerede i 1910 ble den brukt i forbindelse med kjøling, da Maurice Leblanc oppfant et damp-jet kjølesystem (Stoecker 1958). Siden den tid er det blitt forsket på ejektorer med andre fluider enn vann som HFK, KFK og naturlige kuldemedier som NH₃ og CO₂. Dette var primært for å redusere fordampningstemperaturen til lavere enn 0 °C og for å bedre virkningsgraden. Til tross for dette har utviklingen vært treg og dampkompresjonsanlegg har tatt over markedet i nyere tid. Ejektorens evne til å utnytte lavtemperatur spillvarme har igjen gjort den dagsaktuell for bruk i kuldeanlegg og er blitt en essensiell komponent i kjøleteknikk og luftkondisjoneringsanlegg, avsalting, petroleum raffinering og kjemisk industri (Abdulateef et al. 2008).

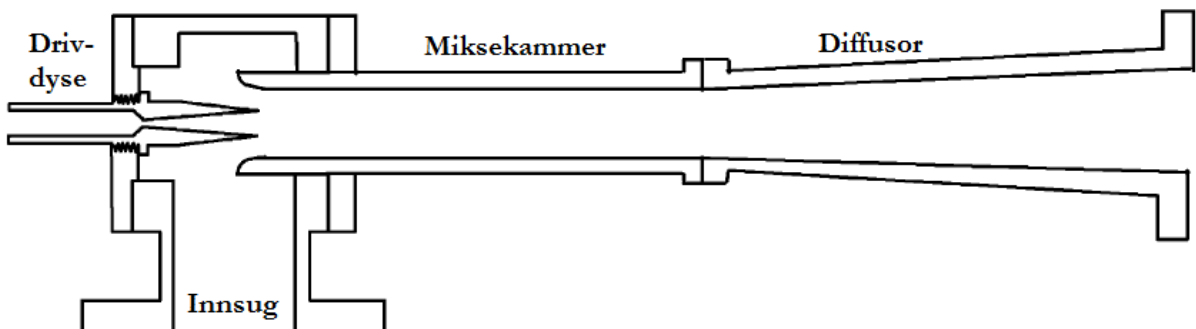
2.2.1 Ejektortyper

Det eksisterer hovedsakelig to typer ejektordesign hvorav begge ble introdusert av Keenan et al. (1950). Ved å plassere utløpet av drivdysen inne i sugedysen ble det antatt at miksing mellom driv- og sugestrøm foregikk under konstant trykk mellom punkt 4 og *iii* i Figur 2-11. Denne modellen ble dermed kalt konstant-trykk miksing. Se Figur 2-7 for illustrasjon.



Figur 2-7 Ejektor med konstant-trykk miksing. Tegnet etter Chunnanond & Aphornratana (2004)

Når utløpet av drivdysen blir plassert inni miksekammeret ble modellen kalt konstant-areal miksing. Miksing av primærfluidet og sekundærfluidet foregikk da ikke under konstant trykk. Se Figur 2-8 for illustrasjon.

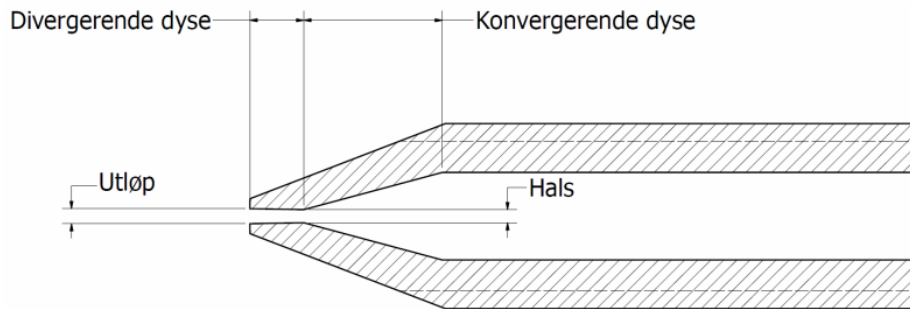


Figur 2-8 Ejektor med konstant-areal miksing. Tegnet etter Chunnanond & Aphornratana (2004)

Begge disse modellene er opp gjennom tiden blitt omhyggelig testet. Resultatene viser at konstant-trykk modellen gir bedre ytelse enn konstant-areal modellen (Keenan et al. 1950).

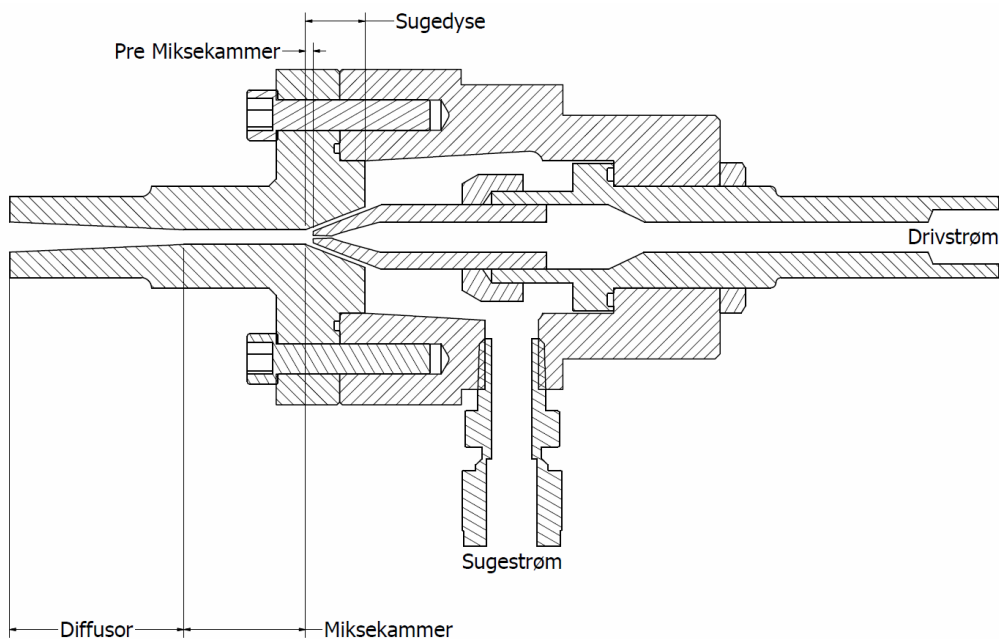
2.2.2 Virkemåte

Ejektoren har ingen bevegelige deler og er dermed svært robust og pålitelig. Hovedkomponentene i en ejektor er drivdysen og mikseseksjonen, se Figur 2-9 og Figur 2-10. Ejektoren har to hovedfunksjoner, omgjøring og overføring av energi. Dette skjer stegvis idet sugestrømmen og drivstrømmen passerer de forskjellige seksjonene i ejektoren.



Figur 2-9 Tverrsnitt av drivdysen. Diameter hals; 0,9 mm

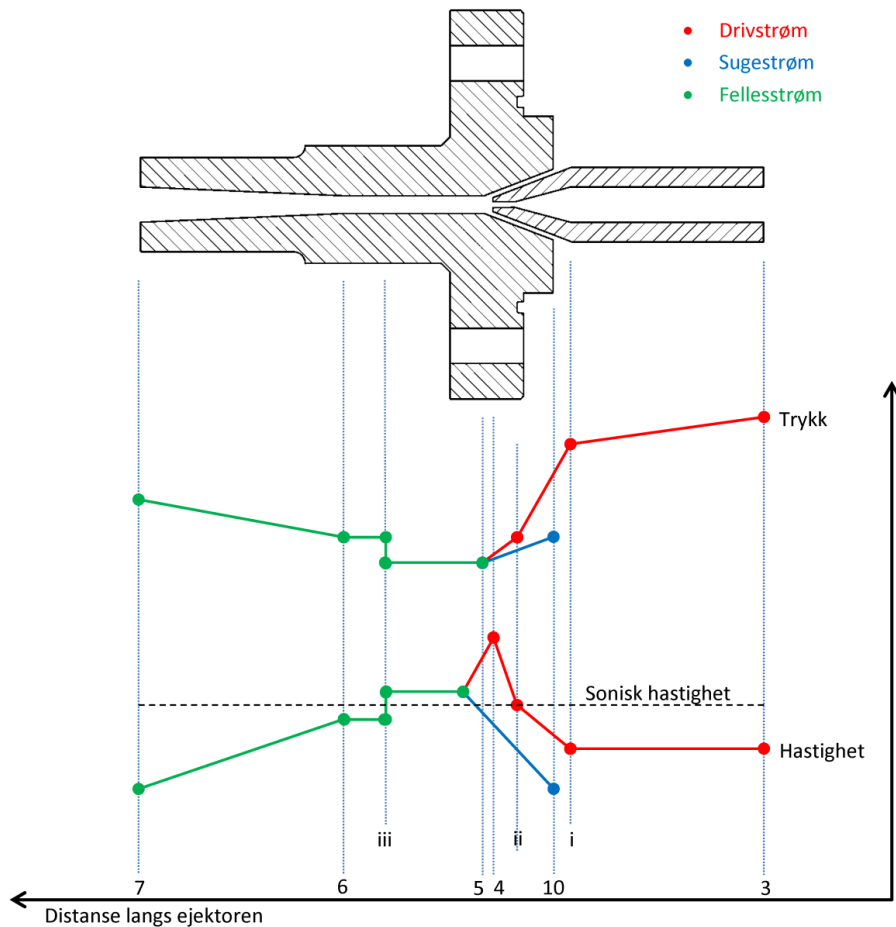
Drivdysen er av typen konvergerende-divergerende, som vil si at diameteren ved utløpet er større enn diameteren ved halsen. Hastigheten ut av drivdysen er supersonisk og strømmingen i halsen er choked¹. Se punkt 4 i Figur 2-11.



Figur 2-10 Tverrsnitt av ejektorskisse med navn på essensiell geometri

¹ Engelsk ord for å kvele. Hastigheten på strømmingen er 1 mach. En trykkreduksjon på utløpet av dysen vil ikke medføre økt massestrøm.

Drivkraften i en ejektor er drivstrømmen. Dette fluidet entrer drivdysen med høyt trykk og temperatur. Avhengig av hvilket fluid som benyttes, vil disse parameterne variere sterkt. Der blir potensiell energi (trykk) konvertert til kinetisk energi (hastighet). Hastigheten ved innløpet av drivdysen er tilnærmet null og utløpshastigheten vil være supersonisk. Ved utløpet av drivdysen (4) vil trykket være sterkt redusert. Sugestrømmen entrer ejektoren (10) under lavt trykk med lav temperatur i mettet gasstilstand. Ettersom trykket ut av drivdysen er lavere enn innløpstrykket til sugestrømmen, vil denne trykkdifferansen trekke til seg sugestrømmen inn i ejektoren og sørge for sirkulasjon gjennom fordampere. Dette gjør det mulig å benytte ejektorer i kjøleprosesser. Driv- og sugestrømmen har oppnådd det samme trykket i punkt 5. Hvor dette punktet er lokalisert i ejektoren vil kunne variere. Gjennom pre-miksekammer og miksekammer vil drivstrømmen få redusert hastighet og sugestrømmen vil oppleve økt hastighet. Dette pågår til hastigheten til driv- og sugestrømmen er den samme, og full miksing av strømningsene er oppnådd. På grunn av mottrykket ved utløpet av diffusoren og at strømmingen er supersonisk, vil det i miksekammeret eller i diffusoren komme et normalstøt, se punkt *iii*. I dette punktet vil hastigheten brått reduseres til subsonisk og trykket vil øke. Mer om trykkoppbygning og hastigheter inne i ejektoren i Avsnitt 4.1. I diffusoren, fra punkt 6 til 7, blir den resterende kinetiske energien omgjort til potensiell energi ved en isentropisk kompresjon. Utløpstrykket (7) vil variere med trykket inn på drivdysen og sugedysen, massestrømforhold, termofysiske data på fluidet samt geometri på drivdysen og mikseseksjon.



Figur 2-11 Prinsipiell trykk- og hastighetsprofil gjennom ejektor

Ejektorytelsen blir diskutert ved tre parametere. Dette er trykkforholdet mellom utløpet av diffusoren og innløpet på sugesiden (Formel 2-8), massestrømforholdet mellom massestrømmen inn på drivdysen og massestrømmen inn på sugesiden (Formel 2-9) og kuldefaktoren COP_e (Formel 2-10).

$$\Pi = \frac{p_{kond}}{p_{ford}} = \frac{\text{Trykk ut av diffusoren}}{\text{Trykk inn på sugesiden}}$$

Formel 2-8 Trykkforhold mellom utløp av diffusor og innløp til drivdys

$$\Phi_m = \frac{\dot{m}_{SS}}{\dot{m}_{DS}} = \frac{\text{massestrøm til sugestrøm}}{\text{massestrøm til drivstrøm}}$$

Formel 2-9 Massestrømforhold mellom sekundær- og primærfluid

$$COP_e = \frac{Q_{ford}}{Q_{gen}} = \Phi_m \cdot \frac{\Delta h_{ford}}{\Delta h_{gen}}$$

Formel 2-10 Kuldefaktoren for et ejektorsystem

Disse blir videre omtalt som trykkforhold, massestrømforhold og COP_e . Som fellesbetegnelse benyttes ordet *ejektorytelse*.

Trykkforholdet er av spesiell interesse ettersom denne parameteren forteller hvor stort trykkløft ejektoren klarer. Temperaturløftet tilsvarer differanse i metningstemperatur mellom kondensatoren og fordamperen. Hvor stor temperaturdifferanse et gitt trykkløft tilsvarer, vil i stor grad avhenge av hvilket kuldemedie som benyttes. Ved høyere trykkløft vil energieffektiviseringspotensialet ved å benytte ejektoren sammen med en komplett systemløsning øke. Et høyt trykkløft er essensielt for at ejektoren skal kunne benyttes i et ejektorsystem slik den skal i denne studien.

Massestrømforholdet er på lik linje med trykkforholdet av spesiell interesse for å kvantifisere energieffektiviseringspotensialet for et komplett ejektorsystem. Lavt massestrømforhold tilsier lav massestrøm inn på sugesiden av ejektoren i forhold til inn på drivdysen. Slik ejektoren skal benyttes i denne rapporten, tilsier dette lav massestrøm gjennom fordamperen på ejektorsystemet og dermed lav kuldeytelse i forhold til mengde energi som blir tilført ejektorsystemet.

Viktige geometriske parametere hos ejektoren vil være vinkel på sugedyse, diameter på hals og utløp på drivdysen, lengden på den divergerende delen av drivdysen, lengde og diameter på mikseseksjonen og lengde og utløpsdiameter på diffusoren. I utførelsen av forsøkene i Avsnitt 5.2 vil det primært benyttes bare en ejektor.

2.2.3 Ejektorsystemer

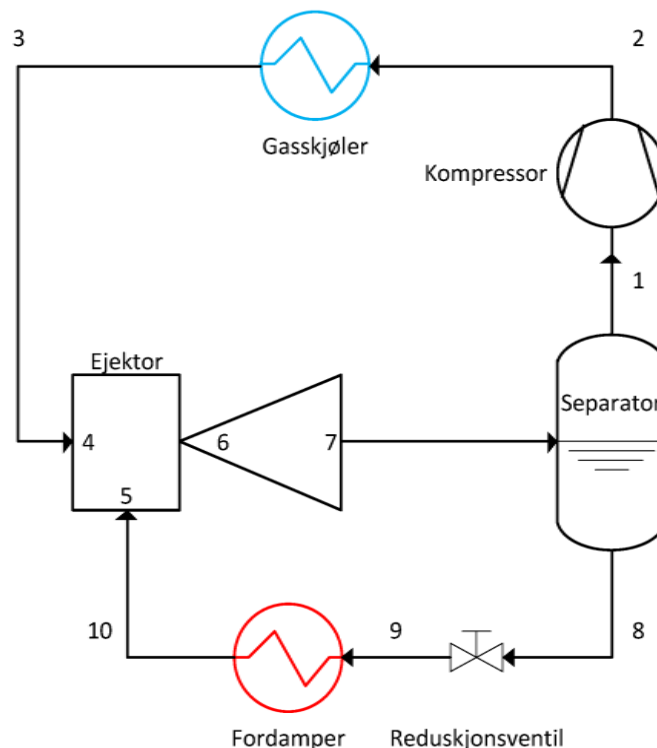
Ejektorer har siden dens opprinnelse blitt benyttet i en lang rekke med applikasjoner. I litteraturen er det hovedsakelig tre systemløsninger/ ejektorsystemer som blir diskutert når det gjelder energieffektivisering av varme- eller kuldeanlegg.

Dampkompresjon ejektorsystem

For å redusere strupningstapene i en transkritisk CO_2 kuldeanlegg, kan strupeventilen erstattes med en ejektor. Strupeventilen blir dermed erstattet av en ejektor og en separator som vist av skissen i Figur 2-12. Formålet blir dermed å utnytte utløpstrykket fra gasskjøleren i drivdysen for å heve trykket ut fra fordamperen til et høyere nivå. På denne måten vil innsugstrykket til kompressoren bli høyere og energibruken reduseres. Ettersom strømmingen ut av ejektoren (7) er i to-fase, vil separatorene sørge for at kompressoren suger av gassandelen (1) og sugesiden på ejektoren suger av væskeandelen (8). Forholdet mellom andelen gass og væske ut av ejektoren vil i stor grad bestemmes av temperaturen ut av gasskjøleren. Prinsipielt sett fungerer denne kretsen på samme måte som en kjølekrets, men i stedet for to trykknivåer har den tre. Som nevnt tidligere er det

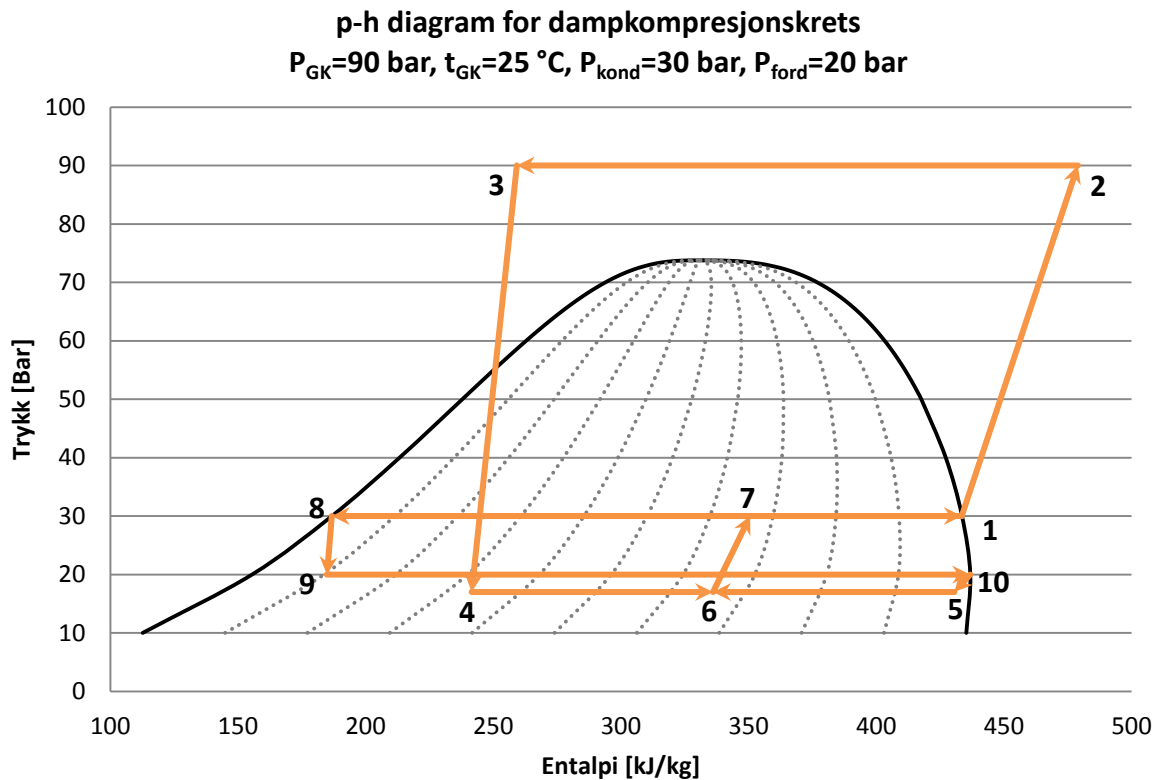
utløpstrykket til ejektoren som gjør det mulig å energieffektivisere en kjølekrets ved å erstatte strupeventilen med en ejektor. Punkt 4, 5 og 6 i Figur 2-13 representerer trykk-entalpi verdier for driv- og sugestrømmen inne i ejektoren. Som figuren viser vil blandingen av suge- og drivstrømmen skje under konstant trykk.

Mettet gass blir fra punkt 1 til 2 komprimert i kompressoren. I en ideell krets vil denne kompresjonen være isentropisk. Gassen har i punkt 2 fått høyere temperatur og trykk. Fra punkt 2 til 3 blir varmen avgitt under konstant trykk i gasskjøleren. Punkt 3 til 4 skjer en isentropisk trykkreduksjon gjennom drivdysen. Trykket ved utløpet av drivdysen tilsvarer trykket ved utløpet av sugedysen (5) og trykket i mikseseksjonen (6). I drivdysen blir potensiell energi i form av trykkenergi omgjort til kinetisk energi i form av hastighet. Under denne trykkreduksjonen entrer fluidet mettet linje og går over i to-fase. Dersom hastigheten til fluidet er for høy, vil det kunne forekomme forsinkelser før fluidet er i hydro- og termodynamisk likevekt. Overgangen til stabil to-fase strøm vil dermed kunne forekomme også etter utløpet av drivdysen. Dette vil kunne påvirke ytelsen til ejektoren (Elbel 2010). I punkt 8 til 9 reduseres trykket gjennom en strupeventil ned til ønsket fordampningsstrykk. Som mettet gass i punkt 10, blir fluidet sugd inn i sugedysen og inn til innløpet av miksekammeret av drivstrømmen.



Figur 2-12 Flytskjema for 2-fase CO₂ dampkompresjonskrets

Som skissen i Figur 2-13 viser, vil fordampningstrykket være 10 bar lavere enn innsugstrykket på kompressoren, henholdsvis punkt 10 og 1. Dette tilsvarer trykkløftet ejektoren klarer å bygge opp. I nyere tid har utførte eksperimenter med CO₂ vist en økning i kjølekapasitet og COP på henholdsvis 8% og 7%. Potensialet i økt COP antas å være opp mot 18% og opp mot 14,5% av strupningstapene ble utnyttet i ejektoren under forsøkene (Elbel & Hrnjak 2008).

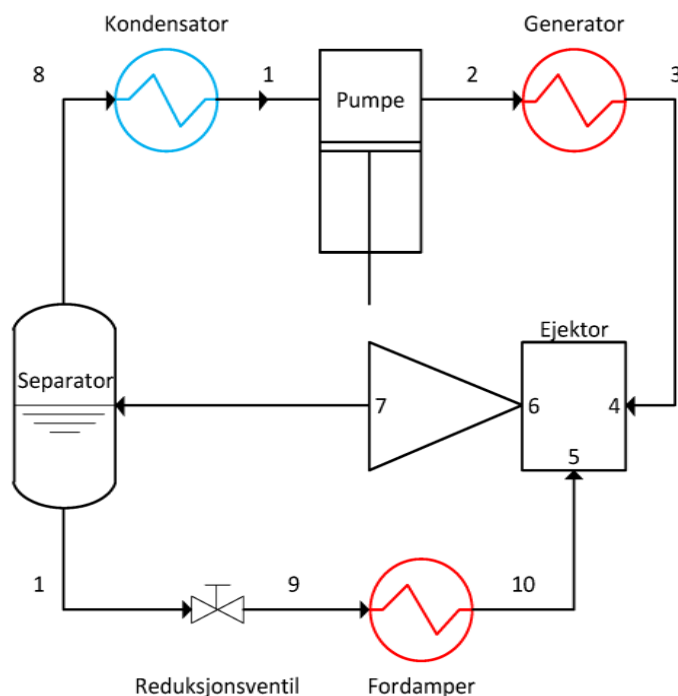


Figur 2-13 p-h diagram for to-fase dampkompresjonskrets med CO₂ som kuldemedie

2-fase ejektorsystem

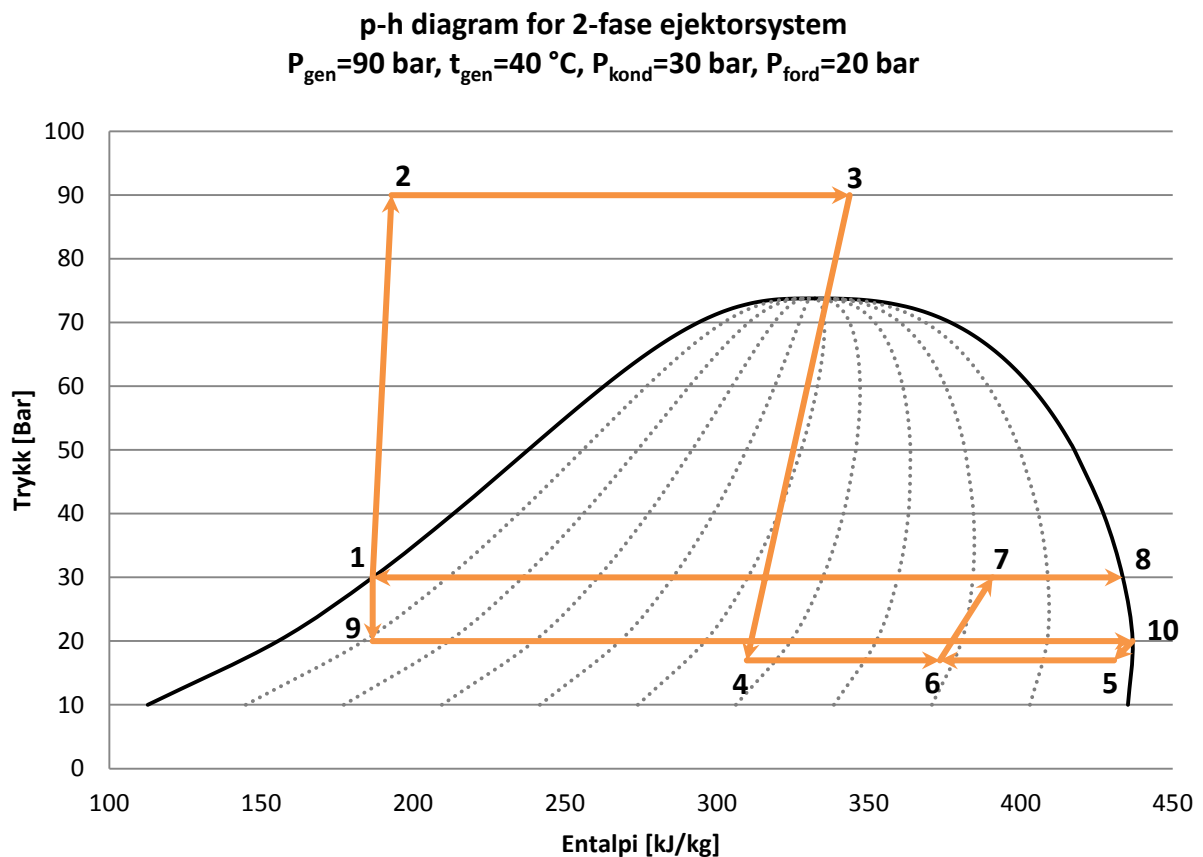
Forskjellen mellom en dampkompresjons ejektorkrets og en 2-fase ejektorkrets er at kompressoren og gasskjøleren er erstattet av en pumpe, generator og en kondensator. På denne måten kan ejektorkretsen utnytte lavtemperatur spillvarme (40 °C +) for å produsere kjøleeffekt. Se Figur 2-14 for skisse av systemløsningen. Ved å bygge opp trykket som kreves inn på drivdysen til ejektoren på venstre side av fasekonvolutten (væskefase), vil bruken av høyverdig energi reduseres betraktelig. Dette er et resultat av at de isentropiske linjene er mye brattere i forhold til hvor en dampkompresjonsprosess foregår. Se Figur 2-15 for illustrasjon i et p-h diagram. Gjennom pumpen, punkt 1 til 2, økes trykket isentropisk og i punkt 2 til 3 tilføres termisk energi i form av spillvarme, noe som øker energiinnholdet på drivstrømmen før den entrer dysen. Denne varmeveksleren blir videre omtalt som *generator*. Det som skjer mellom punkt 4, 5 og 7 er prinsipielt likt med en

dampkompresjonskrets, se avsnittet over. Også i denne kretsen er utløpet av ejektoren (7) i to-fase. Separatoren etter ejektoren benyttes for å separere strømmingen i gass- og væskeform. Trykket til væsken blir fra punkt 1 til 9 regulert ned til fordampningstrykket som ønskes i fordamperen. Mettet damp i punkt 10 blir sugd inn i ejektoren til punkt 5 av undertrykket som er dannet ved utløpet av drivdysen (4). I punkt 8 blir gassen som er tatt ut av separatorens kondensert tilbake til væsketilstand. Som Figur 2-15 viser, kondenseres gassen fra separatorens (8 - 1) under samme trykk som utløpet av ejektoren (7). Dette gjør det mulig å benytte naturlige termiske energilager / reservoarer som varmesluk. Dette kan eksempelvis være sjøvann, ferskvann eller uteluft. Hva som egner seg best vil variere med klimaet og lokasjon av anlegget. Energibruken til pumpen er vanligvis mindre enn 1 % av tilført energi i generatoren (Chunnanond & Aphornratana 2004). I denne systemløsningen er trykkforholdet i ejektoren en viktigere parameter enn for dampkompresjonskretsen. Dette på grunn av at trykkhøftet må være høyt nok til at ønsket fordampningstemperatur oppnås, samtidig som kondenseringstemperaturen må være høyt nok til at kondenseringsvarmen kan overføres til en passende varmesluk. Dette blir videre diskutert i Avsnitt 4.



Figur 2-14 Flytskjema for 2-fase ejektorsystem

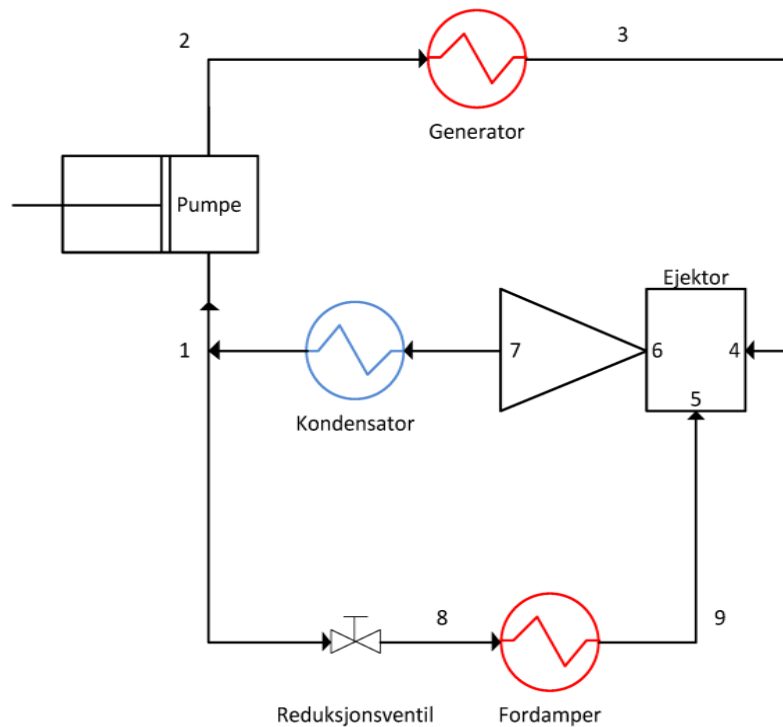
Forsøksriggen som skal benyttes til utførelse av forsøkene, har tidligere vært satt opp slik Figur 2-14 viser. Det ble da brukt en generatortemperatur lik 40 °C, slik illustrert i Figur 2-15 (Hofmann 2009).



Figur 2-15 p-h diagram for 2-fase ejektorsystem med CO₂ som kuldemedie

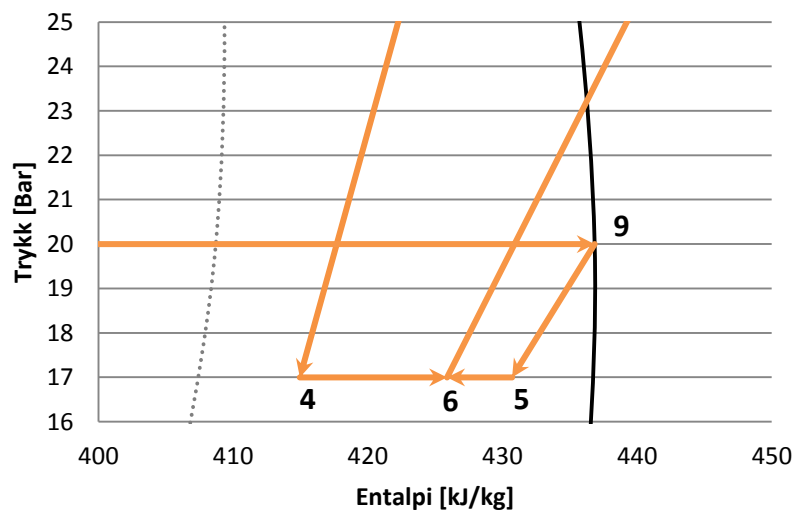
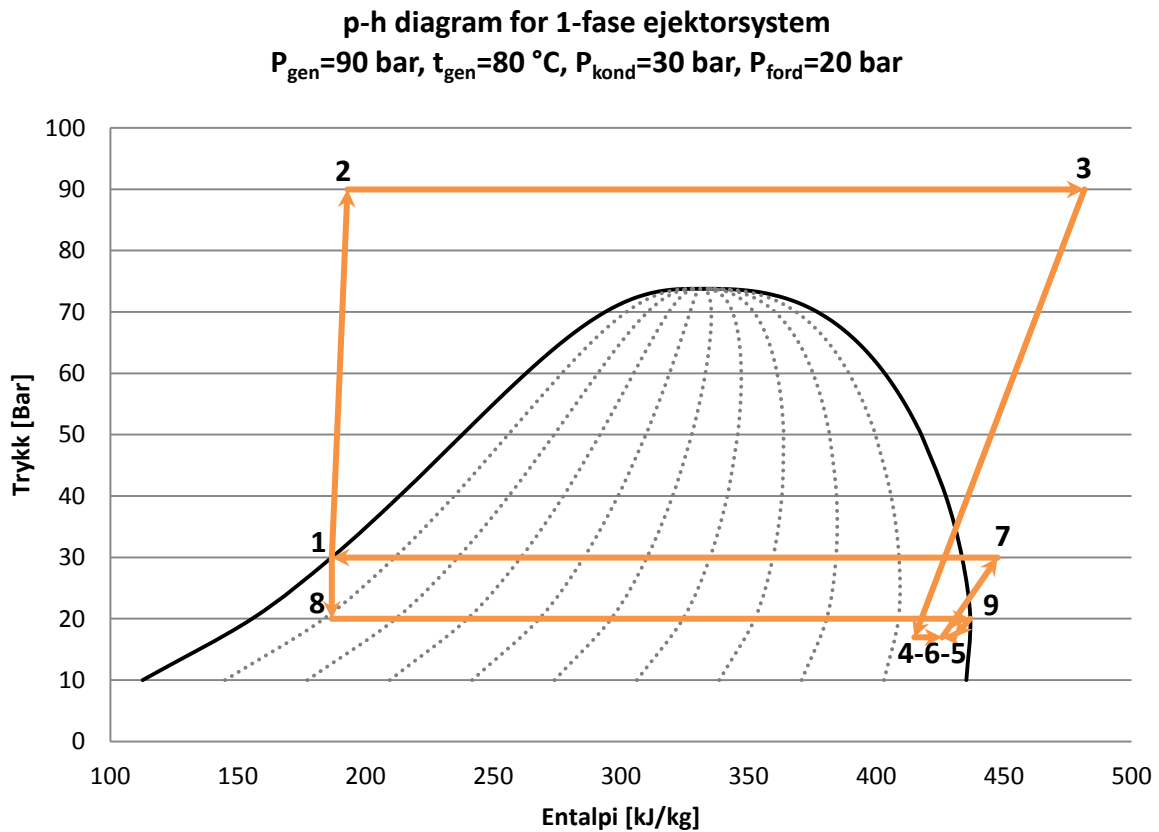
1-fase ejektorsystem

Det er denne systemløsningen som blir benyttet ved utførelse av forsøkene i denne studien. Ved å heve temperaturen inn på drivdysen blir gassen ved innløpet til drivdysen plassert lengre til høyre i p-h diagrammet, se Figur 2-17. Ettersom de isentropiske linjene har lavere stigningstall til høyre i p-h diagrammet vil entalpidifferansen mellom innløpet på drivdysen (3) og utløpet (4) øke. Dette frigjør mer energi og vil i teorien øke virkningsgraden på ejektoren. Se Avsnitt 4.2.1 for utledning av funksjonen for virkningsgrad. Temperaturer på over 60 °C inn på drivdysen (3) resulterer i at strømmingen ut av ejektoren (7) er i ren gassfase. Det vil dermed ikke være mulig å benytte en separator etter ejektoren på grunn av mangel på flytende væske som kan suges av og fordampes i fordamperen. Ejektorkretsen vil dermed ikke oppnå noen kjøleeffekt og hele poenget med ejektorkretsen faller bort. Til sammenlikning med 2-fase ejektorsystemet, blir strømmingen ut av ejektoren kondensert. Etter kondensatoren (1) forgrener strømmingen seg til pumpen og til fordamperen. Se Figur 2-16 for skisse av systemløsningen.



Figur 2-16 Flytskjema for 1-fase ejektorsystem

I punkt 7 til 1 kondenseres gassen under konstant trykk slik at det i punkt 1 er mettet væske. I punkt 1 forgrener massestrømmen seg videre til pumpen og til strupeventilen. Pumpen sirkulerer en gitt mengde for å opprettholde trykket i generatoren og inn på drivdysen. Massestrømmen gjennom drivdysen er en parameter avhengig av de termofysiske verdiene på fluidet, geometri og temperatur. Lavere temperatur gir høyere massestrøm. Det som ikke blir sirkulert via pumpen, blir sirkulert inn på sugesiden av ejektoren. Trykket blir først isentalpisk redusert gjennom reduksjonsventilen ned til ønsket fordampningstrykk. Deretter blir væsken fordampet gjennom fordamperen og entrer sugedysen i mettet gasstilstand. Med kjent massestrøm gjennom fordamperen og entalpidifferanse mellom punkt 8 og 9 kan kjøleeffekten til ejektorkretsen beregnes. I pumpen, punkt 1 til 2, økes trykket isentropisk og fra punkt 2 til 3 tilføres termisk energi i generatoren. Ved å sammenlikne Figur 2-15 og Figur 2-17 kommer det klart frem hvordan økt generatortemperatur påvirker entalpidifferansen mellom innløp og utløp av drivdysen, punkt 3 – 4. Punkt 4, 5 og 7 er prinsipielt likt med en dampkompresjonskrets, se avsnittet over. De samme utfordringene vedrørende trykkforholdet mellom fordamper og kondensator som ble omtalt for 2-fase ejektorsystem, gjelder også for dette ejektorsystemet.



Figur 2-17 p-h diagram for 2-gase ejektorsystem med CO_2 som kuldemedie

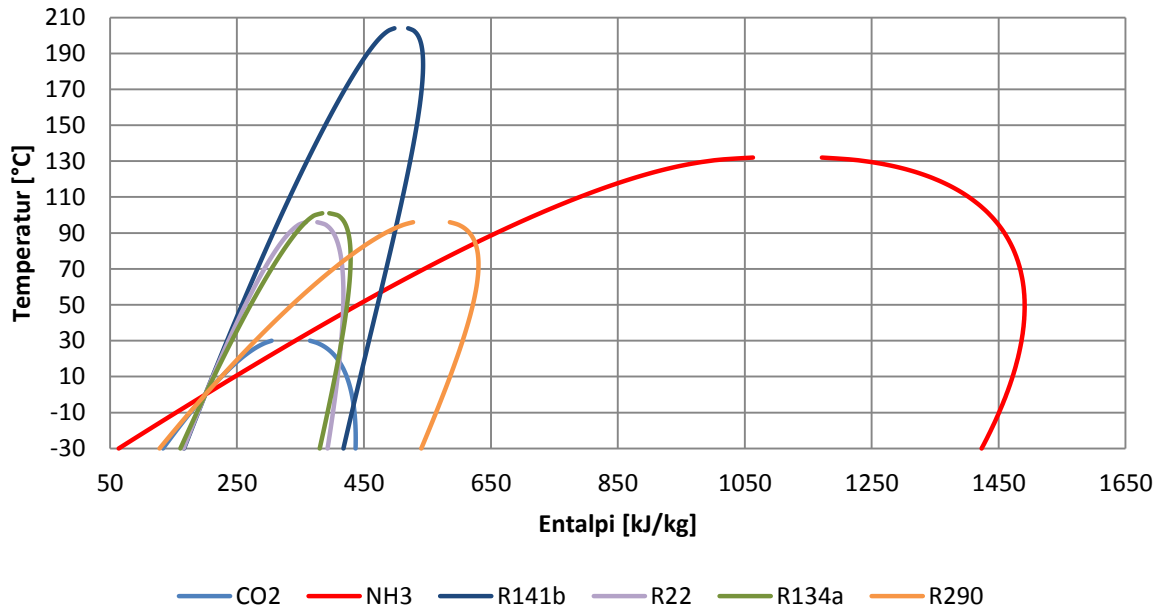
2.3 Karbondioksid

Med tanke på fremtiden og dagens fokus på miljøet, er det naturlig å bruke kuldemedier med lave verdier av GWP og ODP. Karbondioksid (CO₂, R744) er et naturlig kuldemedie med gode termofysiske egenskaper som kreves for å være tilpasset en kjøleprosess. Viktige egenskaper for et kuldemedie er (Stene 2010):

- Global påvirkning og lokal sikkerhet
- GWP, ODP
- Brennbarhet, giftig, lukt, tetthet i forhold til luft
- Termodynamiske egenskaper
- Normalt kokepunkt²
- Damptrykk kurve
- Molvekt
- Fordampningsentalpi
- Termofysiske egenskaper
- Tetthet
- Spesifikk varmekapasitet
- Viskositet
- Termisk varmeledning
- Overflatespenning
- Andre egenskaper
- Kjemisk stabilitet
- Kompatibilitet med andre materialer
- Løselighet i vann
- Blandbarhet med smøremidler
- Elektrisk motstand
- Pris og tilgjengelighet

I Figur 2-18 illustreres metningslinjene for et utvalg av kuldemedier. Referansepunkt for samtlige: $h_l = 200 \text{ kJ/kg}$ ved $t = 0 \text{ °C}$. Fordampningsentalpien for CO₂ er for lavere temperaturer sammenlignbar med alternative kuldemedier. Ettersom kritisk temperatur er 31,1 °C, vil høyeste kondenseringstemperatur begrenses til 28 °C {Stene, 2010 #337}. For temperaturer over dette blir prosessen superkritisk. Bare R-290 (propan) og NH₃ har en markant høyere fordampningsentalpi i forhold til CO₂. Høy fordampningsentalpi er ønskelig ettersom dette gir høyere kuldeeffekt med konstant massestrøm. Dette vil i stor grad påvirke kuldefaktoren til systemet ettersom kompressorarbeidet i stor grad påvirkes av massestrømmen.

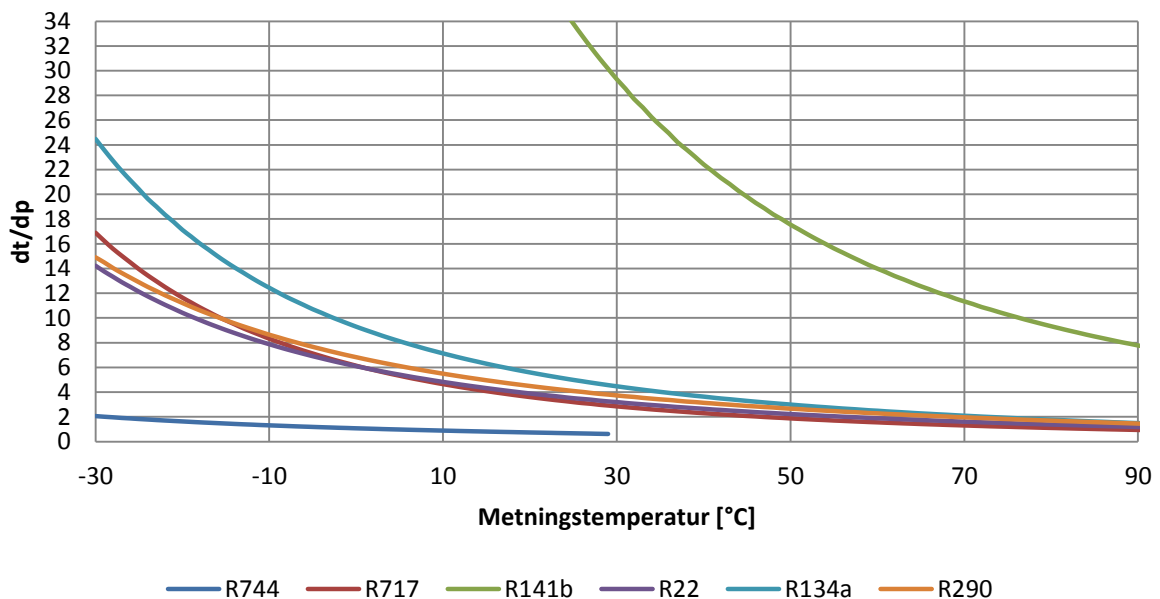
² Metningstemperatur ved 1,013 bar.



Figur 2-18 t-h diagram for flere kuldemedier

Figur 2-19 illustrerer endring i metningstemperatur pr trykkendring, $\Delta t_{sat}/\Delta p$. Her skiller CO₂ seg ut med lave verdier sammenliknet med de andre kuldemediene. Dette er en stor fordel i fordampere og kondensatorer. Trykktap i disse vil med CO₂ medføre små temperaturtap. Dette kan benyttes til (Stene 2010):

- Øke COP – Designe rør og ventiler for det samme trykkfallet
- Redusere størrelsene på rør og ventiler – Designe disse for det samme temperaturfallet



Figur 2-19 Forandring i metningstemperatur ved trykkforandring, $\Delta t_{sat}/\Delta p$

CO₂ er et naturlig og miljøvennlig kuldemedie som ble ”gjenoppfunnet” av Gustav Lorentzen på 1980-tallet. CO₂ er siden 1850 blitt brukt som kuldemedie, og har på lik linje med ammoniakk fått økt interesse på grunn av sine små innvirkninger på miljøet. CO₂ er ikke giftig, men på grunn av sin høye molvekt vil den fortrenge luft ved lekkasje og kvelning kan oppstå i områder med dårlig ventilasjon. Ettersom CO₂ oftest opererer i transkritisk tilstand, vil trykket i systemet bli høyere med CO₂ enn for andre kuldemedier. Krav til montasje og komponenter blir dermed høyere for å unngå eksplosjonsfare.

Tabell 2-1 Egenskaper for karbondioksid

Karbondioksid		
Kjemisk formel	CO ₂	
Kuldemedie nummer	R-744	
GWP	1 (0) ³	
ODP	0	
Odør grense	Luktfri	ppm ⁴
Eksponeeringsgrense	400	ppm
Dødelig konsentrasjon	>5000	ppm
Kritisk Temp	31,1 °C ⁵	
Kritisk Trykk	73,8 bara ⁶	
Trippel punkt	5,2 bara	

³ Resirkulert CO₂ fra industrien

⁴ ”Parts Per Million” eller ”deler per million”.

⁵ Kilde: RnLib

⁶ Kilde: RnLib

3 CO₂ Ejektorrigg

3.1 Tidligere bruksområder

Denne forsøksriggen ble konstruert i 2002 i forbindelse med en Doktoroppgave av Espen Tøndell. Formålet med riggen var da å kjøre eksperiment med drivdyse og ekspander. Dette var for å undersøke effekten av å erstatte strupeventilen i kuldeanlegg/ varmpumper med en ekspander og generator. Siden den gang har riggen vært ombygd flere ganger for å yte forskjellige formål. Sist gang var våren 2009 og ble den gang brukt for å måle skyvekraften ut av dyser med varierende geometri, samt kjøre forsøk på ejektorer for å determinere hvilke geometrier som gir best virkningsgrad.

3.2 Nødvendig ombygging av forsøksrigg

I løpet av høsten 2010 utførte Hundseth (2010) en evaluering av hva som må gjøres for at riggen skal kunne kjøre eksperimentelle forsøk med de parameterne (trykk, temperatur og massestrøm) som kreves. Sett bort ifra de komponentene som manglet eller var ødelagte, var det generator kretsen og ringledningen ned til kuldeanlegget i kjelleren som måtte oppgraderes. Generatorkretsen hadde for lav installert effekt for å nå de ønskede temperaturene samt rør-i-rør varmeveksleren hadde for liten kapasitet. Riggen skulle også tilkobles et nytt kuldeanlegg i kjelleren. Ringledningen ned til kjelleren måtte dermed flyttes fra det eksisterende kuldeanlegget til det nye. I tillegg var det ønskelig å oppgradere loggesystemet til LabView. Dette ble i hovedsak utført for å øke fleksibiliteten til riggen. Mer om dette i Vedlegg A-6.

3.3 Virkemåte og design av forsøksriggen

3.3.1 Oppbygning

Riggen er konstruert for å kunne måle ejektorytelse med varierende verdier på trykk og temperatur. For å kunne utføre dette i laboratoriet er det nødvendig, i tillegg til selve CO₂-kretsen, å simulere tilført energi til generatoren og fordampere og avgitt varme fra kondensatoren. Dette blir utført ved å simulere energireservoarer i form av separate kretser, hjelpekretser, som varmeveksler energi med CO₂-kretsen. Energiregnskapet til disse hjelpekretsene blir kontrollert og styrt av temperaturmålere, massestrømmålere og regulerbare elektriske varmelementer. Overført varmeenergi fra

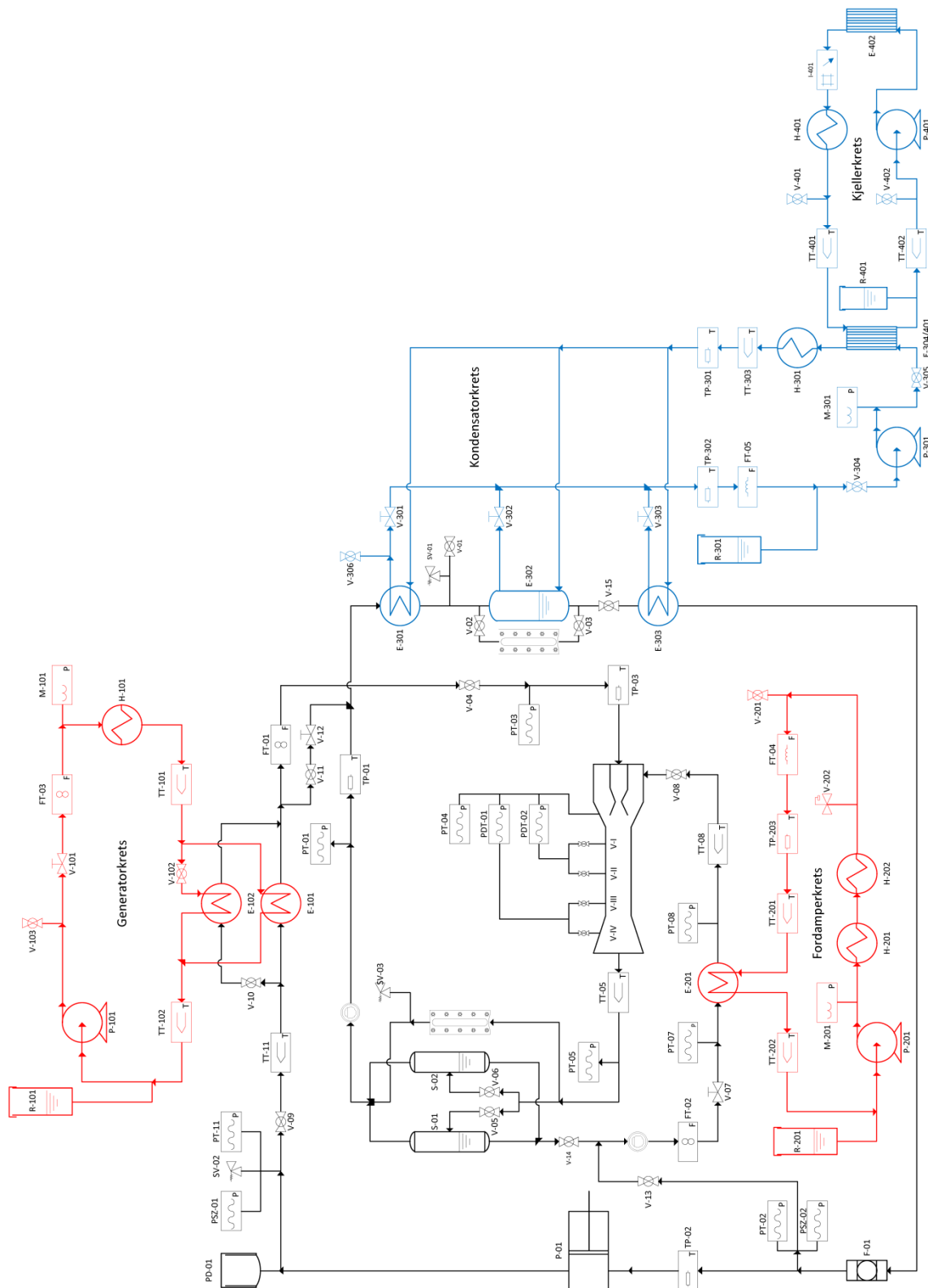
hjelpekretsene til CO₂-kretsen blir beregnet ved bruk av temperaturmålinger på innløp og utløp av alle varmevekslerene samt massestrømmålinger. På selve CO₂-kretsen er det kun pumpen som direkte tilfører energi til fluidet i form av varme. For å kompensere for varmetap er det plassert temperaturmålere på strategiske plasser, slik at loggførte data blir mest mulig nøyaktige. Dette vil for eksempel være på innløp og utløp av ejektoren.

Forsøksriggen er delt inn i følgende fluidkretser:

- CO₂-krets
- Generatorkrets
- Fordamperkrets
- Kondensatorkrets
- Kjellerkrets
 - Green & Cool kuldeanlegg

Se Figur 3-1 for P&ID⁷ av hele forsøksriggen.

⁷ Prosess & Instrumenteringsdiagram

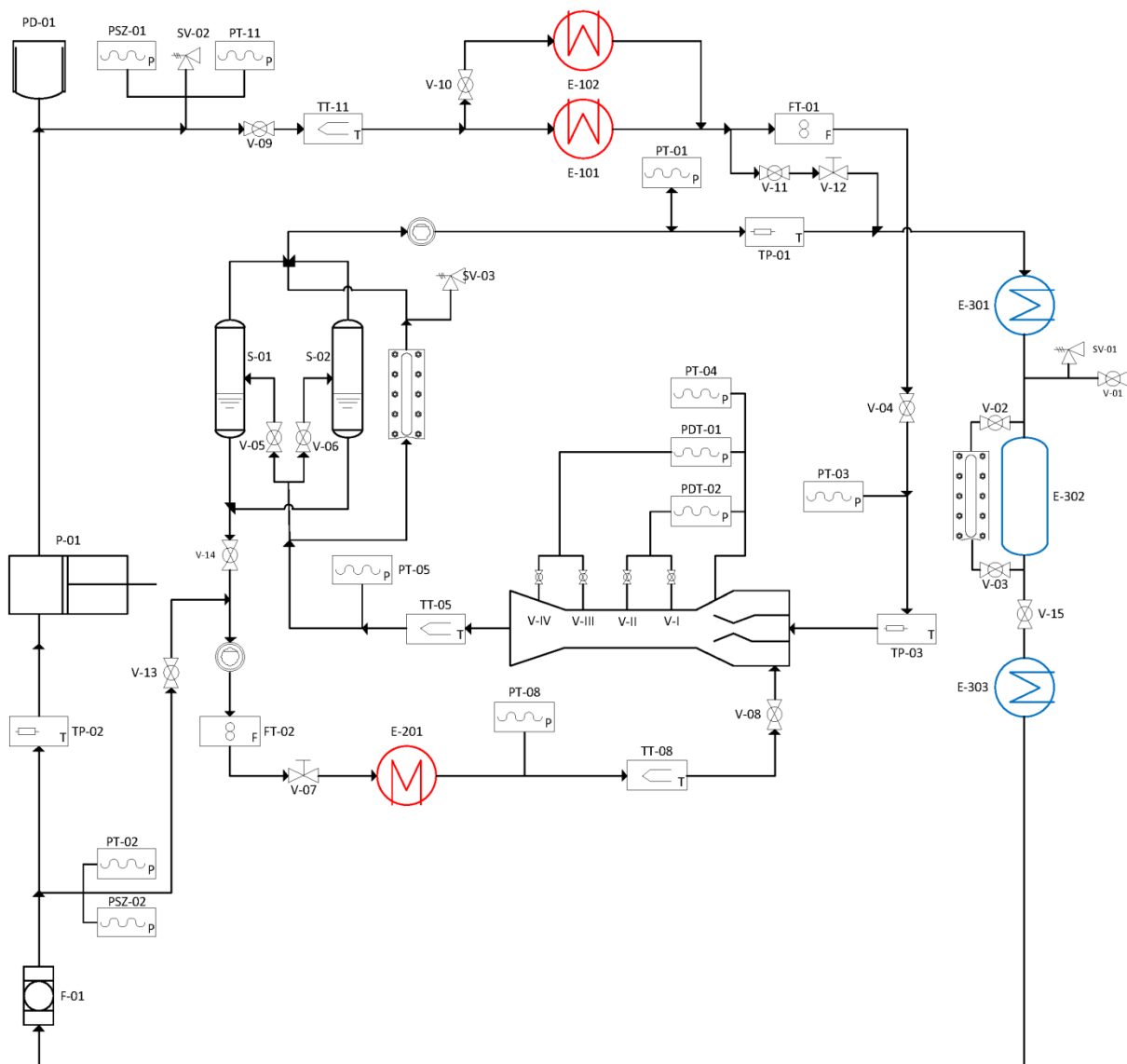


Figur 3-1 P&ID av forsøksriggen

3.3.2 CO₂-krets

Dette er hovedkretsen i riggen. Se Figur 3-2 for P&ID. Denne kretsen består hovedsakelig av en pumpe, strupeventil, ejektor og tre energireservoarer, henholdsvis generator, kondensator og fordampner. Mer om disse energireservoarene i de neste kapitlene.

Gjennom pumpe P-01 heves trykket fra kondenseringstrykk til ønsket generatortrykk. I E-101/ 102 (generatoren) blir transkritisk CO₂ oppvarmet til ønsket generatortemperatur. Energien til varmevekslerene tilføres av generatorkretsen. Fluidet som skal inn på sugesiden av ejektoren blir fordampet i varmeveksler E-201 som tilføres energi fra fordamperkretsen. Gassen ut av ejektoren blir i varmeveksler E-301/ 302 og 303 kondensert tilbake til væskeform. Regulering av sirkulert væskemengde i fordampneren justeres med reduksjonsventil V-07.



Figur 3-2 P&ID CO₂-krets

Oppsett av rigg med to-fase ut av ejektor

Når generatortemperaturen er < 55 °C vil fluidet ut av ejektoren være i to-fase-området. Teoretisk vil denne temperaturen være noe høyere, men ettersom dette ikke er en 100% adiabatisk prosess, vil noe av CO₂-strømningen fordampe fra utløpet av ejektoren til innløpet til separatorene. Små mengder med væske ut av ejektoren vil dermed ikke kunne leses av på seglasset ved separatorene. Ventilene V-11, V-12 og V-13 holdes stengt under kjøring av forsøk. Åpningen på strupeventilen V-07 reguleres slik at væsknivået i separatorene holder seg konstant. Ved konstant væsknivå vil andel fordampnet væske i fordampere tilsvare andel væske ut av ejektoren. Det er da likevekt i systemet og måleresultatene blir pålitelige. Mer om prosedyrer for utførelse av forsøk i Avsnitt 5.1.

Oppsett av rigg med ren gass ut av ejektoren

Når generatortemperaturen er >55 °C vil fluidet ut av ejektoren være i ren gass-form. Som nevnt tidligere, vil da separatorene miste sin hensikt. For at gass ikke skal bli sugd inn i fordampere fra bunnen av separatorene, stenges ventil V-14. Væsken som skal fordampes i fordampere hentes dermed fra utløpet av kondensatoren ved å åpne ventil V-13. Strupeventilen V-7 reguleres slik at ønsket massestrømforhold oppnås. I teorien er det ingen problemer med å redusere temperaturen under 55 °C med det samme oppsette av forsøksriggen. Utfordringen er at det vil akkumuleres store mengder CO₂ i de to separatorene ved utløpet av ejektoren. Volumet til disse separatorene er tilstrekkelig høyt til at det blir mangel på flytende CO₂ i mottakeren (E-302) og CO₂-pumpen vil dermed suge gass. Dette vil medføre en rekke driftsproblemer. Blant annet kan trykkfall og sirkulasjonssvikt i generatoren nevnes.

Riggen er utstyrt med to differensialtrykkmålere, PDT-01 og PDT-02. Disse er montert over ejektoren og måler trykket mellom sugekammeret og to målepunkter på mikseseksjon/ diffusor. Totalt er det fire målepunkter og ved å benytte ventilene V-I, V-II, V-III og V-IV kan operatør velge hvilket målepunkt som ønskes å benyttes. Absoluttrykket i sugekammeret måles av PT-04. Absoluttrykket i mikseseksjonen/ diffusor kan dermed beregnes. For ikke å skade differensialtrykkmålerne er det essensielt ikke å stenge både ventil V-I og V-II eller både ventil V-III og V-IV samtidig. Trykket inn på den ene siden av inngangene vil dermed kunne bli langt høyere enn hva den er designet for, noe som vil være skadelig for måleren.

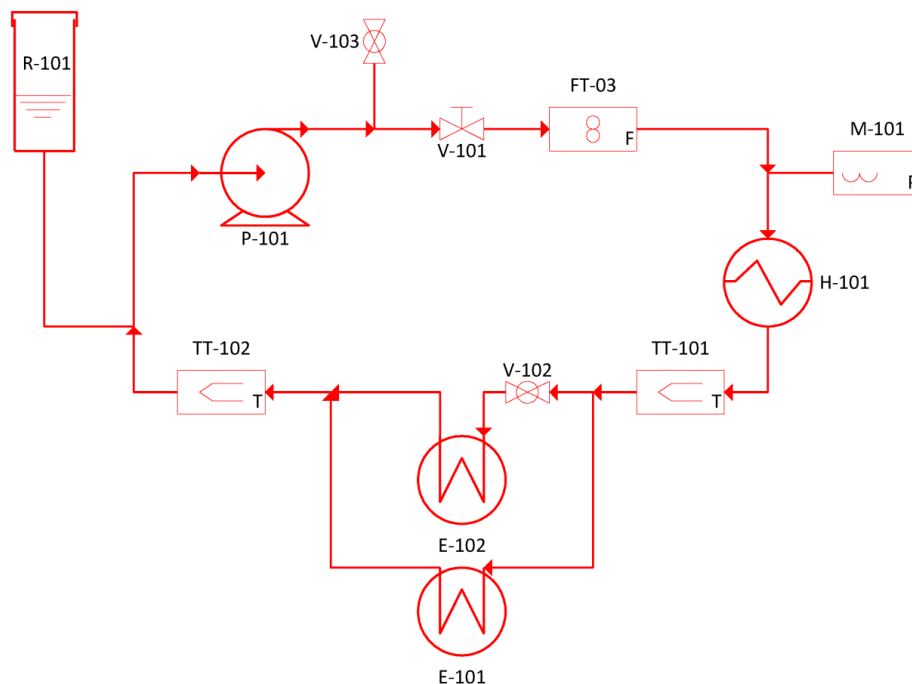
Full oversikt over essensielle komponenter finnes i Vedlegg B. Enkel beskrivelse finnes i Tabell 3-1.

Tabell 3-1 Beskrivelse av komponentene i CO₂-krets

Tag	Beskrivelse
E-101/ 102	Varmeveksler Generator
E-201	Varmeveksler Fordamper
E-301/ 302/ 303	Varmeveksler Kondensator
F-01	Partikkelfilter, 140 Mikron
FT-01	Massestrømmåler Drivstrøm
FT-02	Massestrømmåler Sugestrøm
P-01	CO ₂ -pumpe
PD-01	Pulseringsdemper
PDT-01	Differensialtrykkmåler (Tilkoblet V-I og V-II)
PDT-02	Differensialtrykkmåler (Tilkoblet V-III og V-IV)
PSZ-01	Pressostat ved utløp av P-01
PSZ-02	Pressostat ved innløp av P-01
PT-01	Trykkmåler ved innløp kondensator
PT-02	Trykkmåler ved innløp CO ₂ -pumpe
PT-03	Trykkmåler ved utløp generator
PT-04	Trykkmåler på sugeseksjonen
PT-05	Trykkmåler ved utløp ejektoren
PT-07	Trykkmåler etter reduksjonsventil V-07
PT-08	Trykkmåler ved utløp fordamper/ innløp sugesiden
PT-11	Trykkmåler utløp CO ₂ -pumpe
SV-01	Sikkerhetsventil nr. 1
SV-02	Sikkerhetsventil nr. 2
SV-03	Sikkerhetsventil nr. 3
TP-01	Temperaturmåler ved innløp kondensator, type PT-100
TP-02	Temperaturmåler ved innløp CO ₂ -pumpe, type PT-100
TP-03	Temperaturmåler ved utløp generator, type PT-100
TT-05	Temperaturmåler ved utløp ejektor, type Thermocouple T
TT-08	Temperaturmåler ved utløp fordamper, type Thermocouple T
TT-11	Temperaturmåler ved utløp CO ₂ -pumpe, type Thermocouple T
V-01	Ventil for fylling av CO ₂
V-02	Ventil for avstenging av seglass over E-302
V-03	Ventil for avstenging av seglass over E-302
V-04	Ventil for avstenging av innløp drivdyse
V-05	Ventil for avstenging av 1 av 2 separatortanker
V-06	Ventil for avstenging av 1 av 2 separatortanker
V-07	Reguleringsventil for sugestrømmen
V-08	Ventil for avstenging av innløp sugeseksjon
V-09	Ventil for avstenging av CO ₂ -pumpe utløp
V-10	Ventil for avstenging av E-102
V-11	Ventil for bypass av ejektor
V-12	Reguleringsventil for bypass av ejektor
V-13	Ventil for valg av driftsmodus
V-14	Ventil for valg av driftsmodus
V-15	Ventil for avstenging av utløp fra mottaksbeholder E-302

3.3.3 Generatorkrets

Generatorkretsen simulerer tilført energi til generatoren i CO₂-kretsen. Denne varmeenergien tilsvarer spillvarme som er tenkt som energikilde ved implementering av dette systemet i kuldeanlegg. CO₂ blir etter pumpen (P-01) varmet opp til ønsket temperatur ved å varmeveksle med fluidet i generatorkretsen. Hovedkomponentene i denne kretsen er i kronologisk rekkefølge; pumpe (P-101), reguleringsventil (V-101), massestrømmåler (FT-03), manometer (M-101), varmekolbe (H-101), temperaturføler (TT-101), varmeveksler (E-101/102), temperaturføler (TT-102) og åpent reservoar (R-101), se Figur 3-3 for P&ID av kretsen. Temperaturen inn på varmeveksleren reguleres av tilført effekten på varmekolben. Massestrømmen reguleres ved å strupe pumpen (P-101) på utløpet ved å benytte en reguleringsventil (V-101). Varmeveksleren er av typen rør-i-rør med 2 rørsøyfer koblet i parallell, hver sløyfe på 30m. Den øverste rørsøyfen kan ekskluderes ved å stenge ventilen V-102. Mer om designet av disse varmevekslerene i Vedlegg B-3.



Figur 3-3 P&ID Generatorkrets

For å beregne avgitt effekt i varmeveksleren benyttes termoelement målinger på termoelement TT-101 og TT-102 på innløp og utløp av varmeveksler E-101/102. Fluidet som sirkulerer i generatorkretsen er rent vann. De termofysiske egenskapene kan dermed hentes direkte fra en tabell. Med kjent massestrøm kan avgitt energi enkelt beregnes fra Formel 3-1.

$$\dot{Q} = \dot{m} * C_{p_w} * \Delta T$$

Formel 3-1 Avgitt/ mottatt varmeenergi i varmeveksler

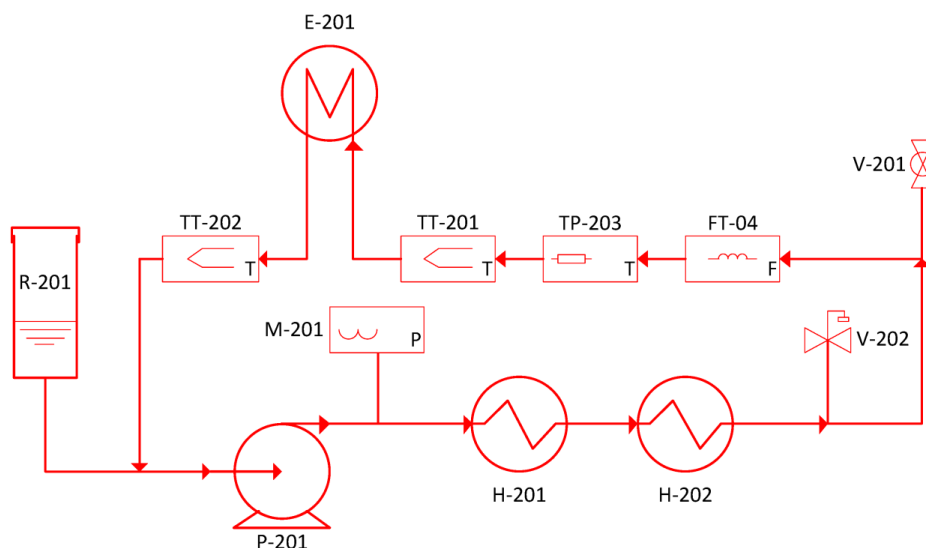
Full oversikt over essensielle komponenter finnes i Vedlegg B. Enkel beskrivelse finnes i Tabell 3-2.

Tabell 3-2 Beskrivelse av komponentene i generatorkrets

Tag	Beskrivelse
E-101/ 102	Varmevekslere, oppvarming av CO ₂ , type rør-i-rør, lengde 2*30 m.
FT-03	Massestrømmåler, Rheonik; mottaker RHM 06, sender: RHE08
H-101	Elektrisk varmekolbe 12 kW, Backer modell IU313RK.
M-101	Manometer. Måleområde: 0 - 2,5 bar
P-101	Sirkulasjonspumpe, Grundfos modell CRN 2-50
R-101	Fluid reservoar, type åpen med lokk. Materiale: plexiglass
TT-101	Temperaturmåler ved innløp varmeveksler E-101/ 102, type Thermocouple T.
TT-102	Temperaturmåler ved utløp varmeveksler E-101/ 102, type Thermocouple T.
V-101	Ventil for struping av P-101, type kuleventil med 1 turn regulering.
V-102	Ventil for avstengning av E-102, type kuleventil.
V-103	Ventil for drenering av fluid, type kuleventil.

3.3.4 Fordamperkrets

Fordamperkretsen har som oppgave å tilføre CO₂-kretsen (fordamperen) energi. Hovedkomponentene i denne kretsen er i kronologisk rekkefølge; pumpe (P-201), manometer (M-201), elektrisk varmekolbe (H-201/ 202), massestrømmåler (FT-04), temperaturmåler (TP-203 og TT-201), varmeveksler (E-201), temperaturmåler (TT-202) og åpent reservoar (R-201), se Figur 3-4. Avgitt effekt beregnes på samme måte som for generatorkretsen. Fordamperkretsen inneholder en glykolblanding med 47,75 vol% med etyleneglykol fra Shell, type Glycoshell. Dette gir glykolblandingen et frysepunkt på -34 °C.



Figur 3-4 P&ID Fordamperkrets

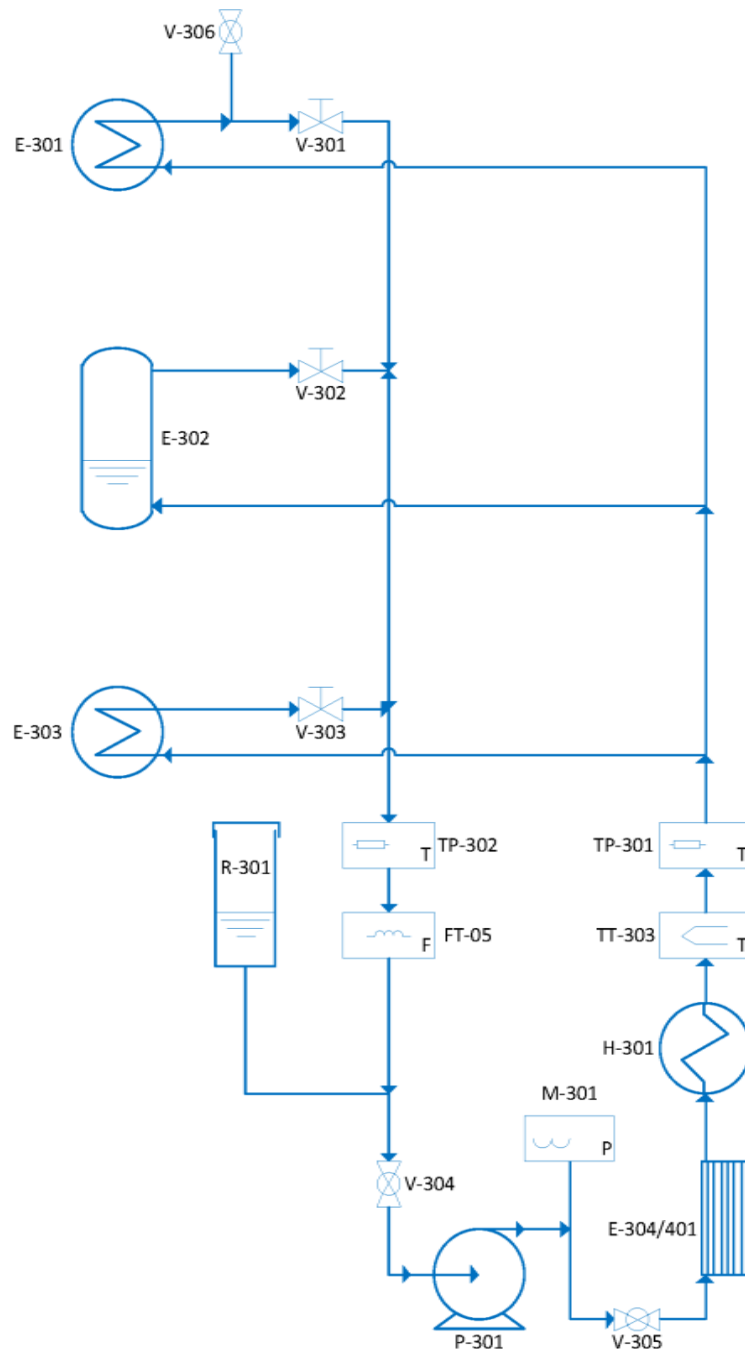
Full oversikt over essensielle komponenter finnes i Vedlegg B. Enkel beskrivelse finnes i Tabell 3-3.

Tabell 3-3 Beskrivelse av komponentene i fordamperkrets

Tag	Beskrivelse
E-201	Varmeveksler, fordampning av CO ₂ , type rør-i-rør, lengde 6 m.
FT-04	Massestrømmåler, Rheonik; mottaker RHM 03, sender: RHE08
H-201	Elektrisk varmekolbe 2 kW, Pyrox
H-202	Elektrisk varmekolbe 6 kW, Backer
M-201	Manometer. Måleområde: 0 – 10 bar
P-201	Sirkulasjonspumpe, Grundfos modell UPS25-125 180
R-201	Fluid reservoar, type åpen med lokk. Materiale: plexiglass
TT-201	Temperaturmåler ved innløp varmeveksler E-201, type Thermocouple T.
TT-202	Temperaturmåler ved utløp varmeveksler E-201, type Thermocouple T.
TP-203	Temperaturmåler ved innløp varmeveksler E-201, type PT-100.
V-201	Ventil for lufting under fylling, type kuleventil
V-202	Ventil for å skille ut bobler, oppdriftsstyrt.

3.3.5 Kondensatorkrets

I motsetning av generator- og fordamperkretsen tilfører ikke kondensatorkretsen energi til CO₂-kretsen men fungerer som et energisluk. Når CO₂ kondenserer tar kondensatorkretsen opp energien og overfører denne energien til kjellerkretsen. Hovedkomponentene i denne kretsen er i kronologisk rekkefølge; pumpe (P-301), manometer (M-301), varmeveksler (E-304/ 401), elektrisk varmekolbe (H-301), temperaturmålere (TT-303 og TP-301), tre parallelle varmevekslere (E-301/ 302/ 303), temperaturmåler (TP-302), massestrømmåler (FT-05) og åpent reservoar (R-301), se Figur 3-5. De tre varmevekslerene har som funksjon å kondensere, samle opp og underkjøle CO₂. Kondensatoren og underkjøleren er på henholdsvis 10m og 2m. Mottakeren er en beholder fra Swagelok med en rørsløyfe. Ved hjelp av ventilene V-301 V-302 og V-303 kan kjøleeffekten på hver av de tre varmevekslerene reguleres. Kretsen består også av et varmeelement. Dette varmeelementet har som funksjon å opprettholde stabil kondenseringstemperatur. Glykolblandingen består av 47 vol% glykol med et frysepunkt på -33 °C. Varme som er tatt opp i de tre varmevekslerene blir avgitt til kjellerkretsen via en platevarmeveksler (E-304/ 401). Mengde energi tatt opp fra CO₂-kretsen beregnes etter samme metode som for de andre hjelpekretsene.



Figur 3-5 P&ID Kondensatorkrets

Full oversikt over essensielle komponenter finnes i Vedlegg B. Enkel beskrivelse finnes i Tabell 3-4.

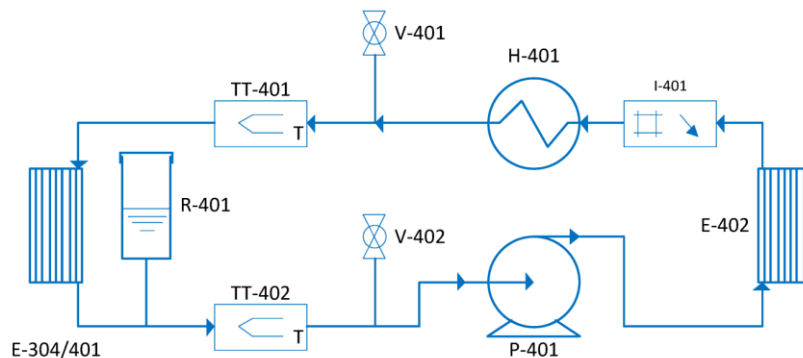
Tabell 3-4 Beskrivelse av komponentene i kondensatorkrets

Tag	Beskrivelse
E-301	Varmeveksler, forkjøling av CO ₂ , type rør-i-rør, lengde 10 m.
E-302	Varmeveksler, kondensering av CO ₂ , beholder fra Swagelok.
E-303	Varmeveksler, underkjøling av CO ₂ , type rør-i-rør, lengde 2 m.
E-304/ 401	Platevarmeveksler, Asarums Industri AB, modell M29-50 GG
FT-05	Massestrømmåler, ABB; mottaker DM41F, sender: 50XM2000
H-301	Elektrisk varmekolbe 3 kW. Backer.
M-301	Manometer. Måleområde: 0 – 15 bar
P-301	Sirkulasjonspumpe, Grundfos modell CRN 2-50
R-301	Fluid reservoar, type åpen med lokk. Materiale: plexiglass
TP-301	Temperaturmåler ved innløp varmeveksler E-301/ 302/ 303, type PT-100.
TP-301	Temperaturmåler ved utløp varmeveksler E-301/ 302/ 303, type PT-100.
TT-303	Temperaturmåler ved innløp E-301/ 302/ 303, type Thermocouple T.
V-301	Ventil for regulering kjøleeffekten på E-301, kuleventil med 1 turn regulering.
V-302	Ventil for regulering kjøleeffekten på E-302, kuleventil med 1 turn regulering.
V-303	Ventil for regulering kjøleeffekten på E-303, kuleventil med 1 turn regulering.
V-304	Ventil for avstengning før P-301, kuleventil
V-305	Ventil for avstengning etter P-301, kuleventil
V-306	Ventil for lufting under fylling, kuleventil

3.3.6 Kjellerkrets

Denne kretsen har som hovedfunksjon å ta opp varmeenergi fra kondensatorkretsen (E-304/401) og avgi denne til fordampere til kuldmaskinen (E-402). Denne kuldmaskinen fra Green & Cool er lokalisert i kjelleren nesten rett under forsøksriggen. Hovedkomponentene i denne kretsen er i kronologisk rekkefølge; pumpe (P-401), varmeveksler (E-402), elektrisk varmekolbe (H-401), temperaturmåler (TT-401), varmeveksler (E-304/ 401), åpent reservoar (R-401) og temperaturmåler (TT-402). Ettersom kuldmaskinen ikke kan tilkobles styringssystemet på riggen, er kjellerkretsen utstyrt med et varmeelement. Dette gjør det mulig å sette temperaturen på innløpet av varmeveksler E-304/ 401 høyere enn utløpet av E-402 og set-temperaturen til kuldeanlegget. Varmeelementet er dermed dimensjonert slik at det kan avlaste hele kjøleeffekten til kuldeanlegget. På den måten vil kuldeanlegget kunne være stilt inn på fast fordampningstemperatur. Temperaturen på kjellerkretsen reguleres dermed ikke av selve kuldeanlegget men av en temperaturstyrt varmekolbe. Dersom forsøkskjøringen på riggen stopper opp og temperaturen i kjellerkretsen faller under setpunktet, vil varmekolben koble inn. Kuldeanlegget vil dermed kunne være i drift, selv når forsøksriggen ikke er i drift. Det vil dermed bli god temperaturregulering fra kuldeanlegget til

kondenseringskretsen via kjellerkretsen. Glykolblandingen består av 47,75 vol% glykol med et frysepunkt på $-34\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Figur 3-6 P&ID Kjellerkrets

Full oversikt over essensielle komponenter finnes i Vedlegg B. Enkel beskrivelse finnes i Tabell 3-5.

Tabell 3-5 Beskrivelse av komponentene i kjellerkrets

Tag	Beskrivelse
E-304/ 401	Platevarmeveksler, Asarums Industri AB, modell M29-50 GG
E-402	Platevarmeveksler, fordampner til Green & Cool.
H-401	Elektrisk varmekolbe 12 kW. Backer modell IU313RK.
I-401	Massestrømmåler tilhørende Green & Cool.
P-401	Sirkulasjonspumpe, Grundfos modell
R-401	Fluid reservoar, type åpen med lokk. Materiale: plexiglass
TT-401	Temperaturmåler ved innløp varmeveksler E-304/ 401, type Thermocouple T.
TT-402	Temperaturmåler ved utløp varmeveksler E-304/ 401, type Thermocouple T.
V-401	Tilkoblingspunkt for alternativt utstyr.
V-402	Tilkoblingspunkt for alternativt utstyr.

3.3.7 Kuldeanlegg, Green & Cool

Dette kuldeanlegget er et transkritisk CO₂ kuldeanlegg hvor gasskjøleren varmeveksler mot en vannkrets som holder ca. $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Leverandøren oppgir en kjøleeffekt på 10,5kW ved fordampningstemperatur på $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ med 45 % etylenglykol i kjellerkretsen.



Figur 3-7 Green & Cool ARCTIC DO170LT CO₂ kjøleanlegg

Tabell 3-6 Produktdata på Green & Cool kjøleanlegg

Produktdata	
Produsent	Green & Cool World Refrigeration AB
Modell	ARCTIC DO170LT
Serie nummer	1122
Produktnummer	267171
Maks. arbeidstrykk (HP)	120 bar
Maks. arbeidstrykk (LP)	80 bar
Kuldemedie	CO ₂

På den trykkfølsomme skjermen lokalisert på døren til instrumenteringsskapet, kan fordampningstemperaturen settes av operatør. I tillegg kan temperaturer og trykk leses av på utvalgte plasser i CO₂-kretsen.

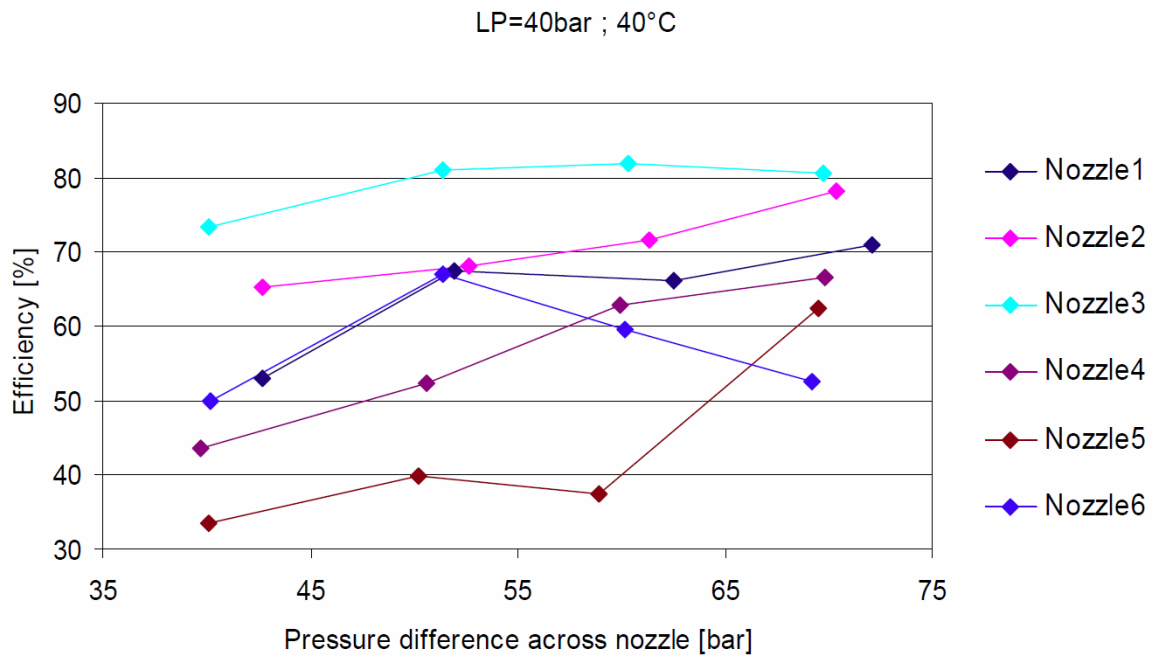


Figur 3-8 Kontrollpanelet på Green & Cool kjøleanlegg

3.4 Ejektordesign og geometri

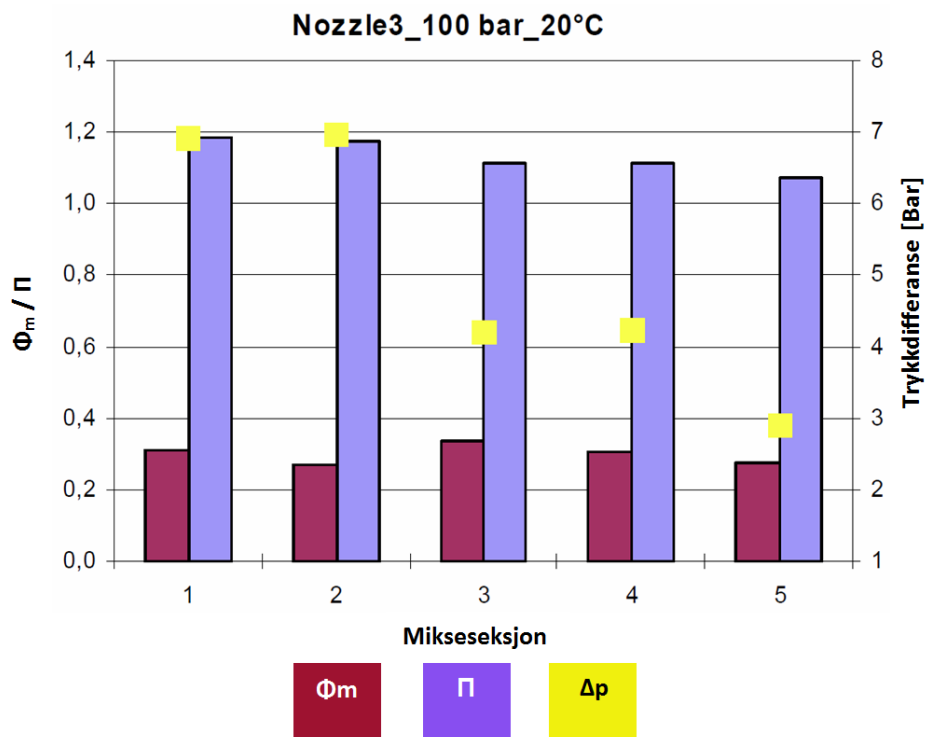
Ejektoren som benyttes i forsøkene er designet på Sintef Energiforskning og produsert ved Z-werkzeugbau-gmbh i Østerrike. Mikseseksjonen og drivdysen som benyttes ble produsert i august 2008. Tilgjengelig er totalt 5 mikseseksjoner og 6 drivdyser med varierende geometri. Alle komponentene er dreid ut i messing bortsett fra drivdysen og Swagelok komponentene som er av rustfritt stål. Christian Hofmann utførte i 2009 eksperimentelle forsøk på samtlige av disse mikseseksjonene og drivdysene for å bestemme hvilken geometri som gir høyest trykkforhold og massestrømforhold.

Basert på disse forsøkene ble drivdyse nr. 3 (*N3*) valgt. Som Figur 3-9 viser, har *N3* høyere virkningsgrad i forhold til de andre aktuelle dysene uavhengig av trykkforholdet mellom innløp og utløp.



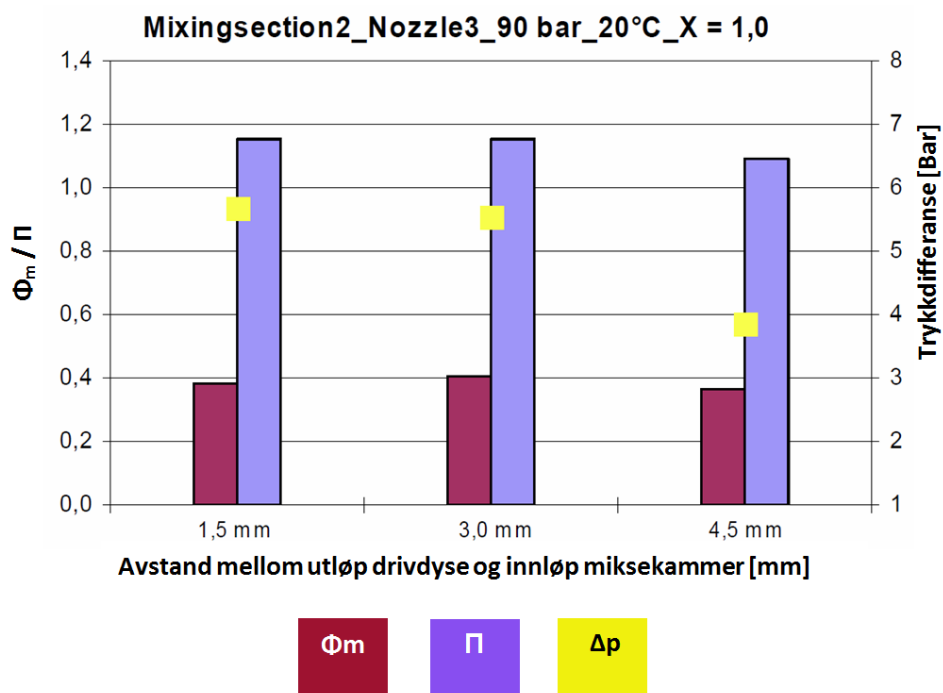
Figur 3-9 Virkningsgraden til seks av de aktuelle dysene (Hofmann 2009)

Mikseseksjon nr. 1 (*D1*) ble valgt ettersom denne gir høyest trykkforhold. Som Figur 3-10 viser er også denne mikseseksjonen blant de beste når det gjelder massestrømforhold.

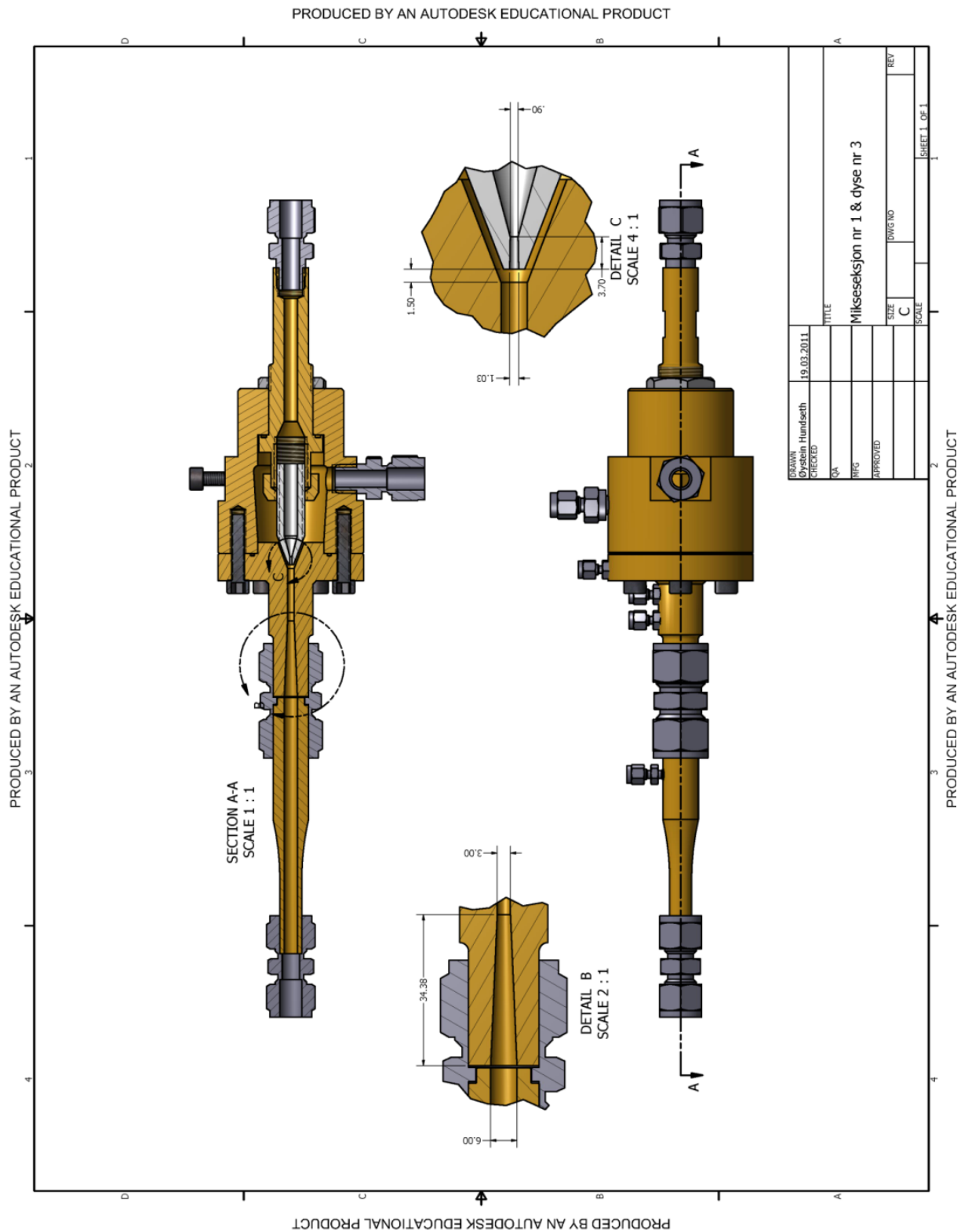


Figur 3-10 Figur som viser ytelsen for de fem aktuelle mikseseksjonene med drivdysse N3 (Hofmann 2009)

Forsøkene til Hofmann (2009) viser også at avstanden mellom utløpet av dysen og innløpet av miksekammeret har høy innflytelse på ytelsen til ejektoren. Som Figur 3-11 viser, vil en avstand på 1.5 mm gi det høyeste trykkløftet og det høyeste trykkforholdet. Huang et al. (1999) fant ved eksperimentelle forsøk at avstanden mellom utløpet av drivdysen og innløpet til miksekammeret skal være tilnærmet $1,5 \cdot$ diameter til miksekammer for at massestrømforholdet skal bli høyest mulig. Dette tilsvarer for denne mikseseksjonen 4,5mm. Som figuren viser, er massestrømforholdet lavere ved denne avstanden. Også massestrømforholdet er blant de beste med denne avstanden. Se Figur 3-12 DETAIL C for skisse av hvordan ejektoren er plassert i forhold til mikseseksjonen. Denne figuren viser også skisse av hele ejektoren i tverrsnitt med D1 og N3 montert.



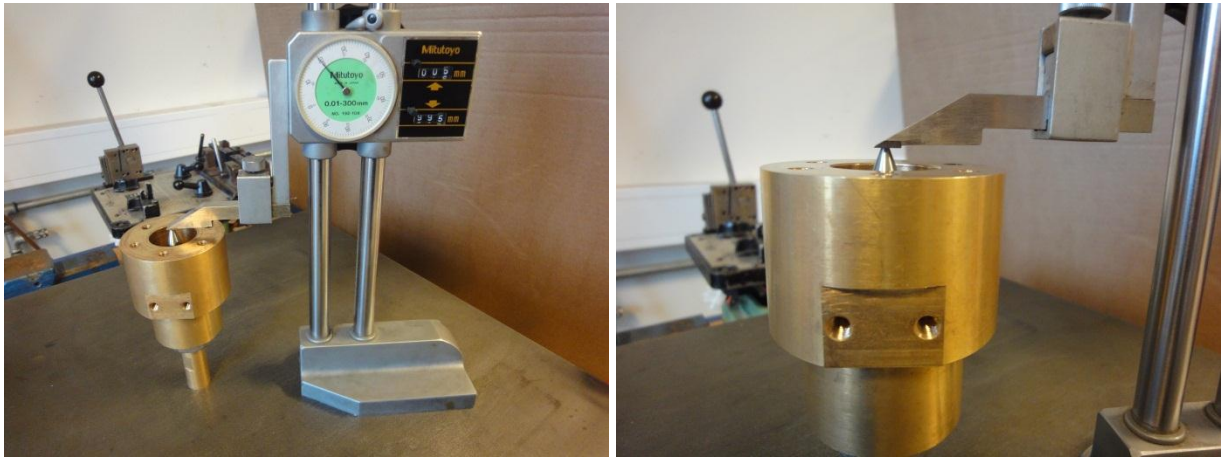
Figur 3-11 Variasjoner i ejektorytelse ut i fra avstand mellom drivdysen og miksekammer (Hofmann 2009)



Figur 3-12 Ejektor tverrsnittsskisse. Målestokk: mm. Designet i Autodesk Inventor 2011

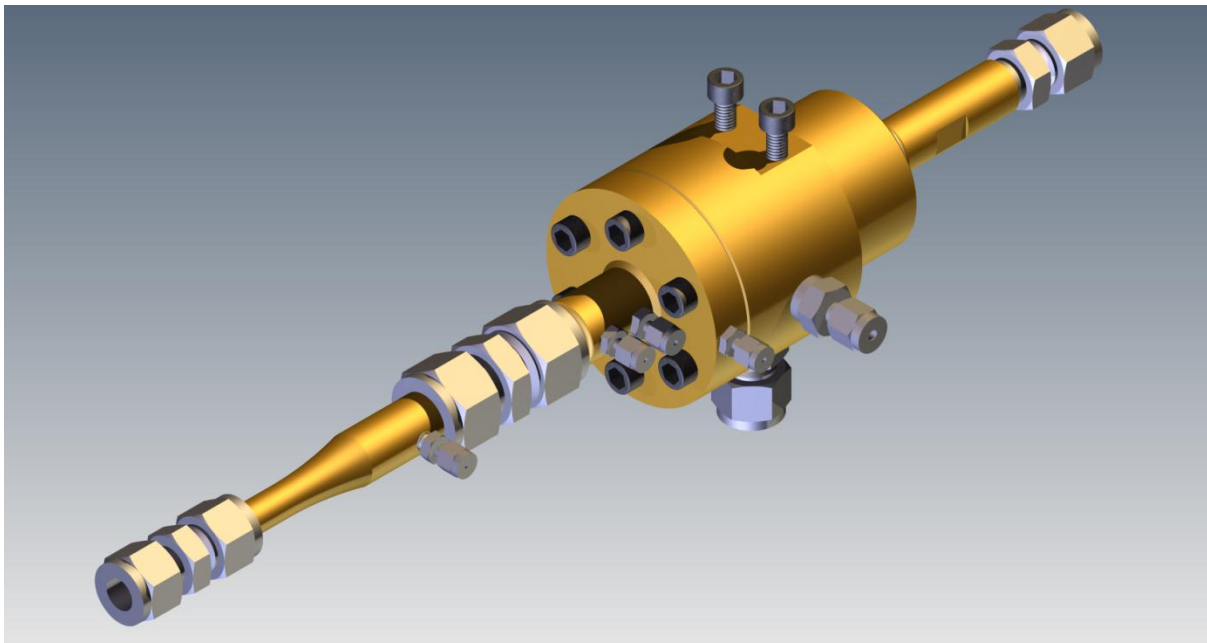
For å oppnå nøyaktig 1,5 mm avstand mellom dyse og mikseseksjon ble en høydemåler fra Mitutoyo benyttet, type 192-106. Denne har en målenøyaktighet på 0,01 mm. Dette ble utført ved å beregne

nødvendig avstand mellom kanten til hovedseksjonen og utløpet på dysen. Avstanden ble beregnet til 5,22 mm. Se Figur 3-13 for illustrasjon av hvordan dette ble utført.



Figur 3-13 Justering av avstand mellom dyse og mikseseksjon

En 3-D tegning av hele ejektoren med $D1$ finnes i Figur 3-14. Fra høyre vises dyseholder, hovedseksjon, mikseseksjon og enderør. Det som ikke vises er selve drivdysen ettersom denne er lokalisert inne i hovedseksjonen. Samtidig vises skruer for feste av ejektoren til riggen (toppen av hovedseksjonen), trykkmålepunkter og innløpet på sugesiden (under hovedseksjonen). Drivstrømmen kommer fra høyre inn på dyseholderen. Drivstrømmen og sugestrømmen kommer ut som en felles strøm ut av enderøret til venstre i figuren.



Figur 3-14 Skisse av komplett ejektor med mikseseksjon $D1$. Designet i Autodesk Inventor

3.4.1 Dyseholder

Dyseholderen er komponenten som drivdysen er skrudd fast i. I andre enden entrer drivstrømmen. I utforingen som vises i Figur 3-15 er det en pakning som tetter mellom dyseholderen og hovedseksjonen, se Figur 3-19. Gjengene brukes for å skru den fast til hovedseksjonen og sørge for god tetning.



Figur 3-15 Dyseholder

3.4.2 Drivdyse

Drivdysen som benyttes ble valgt ut basert på tidligere forsøk. Se Figur 3-16 for bilde av drivdysen som skal benyttes. Drivdysen skrues inn i dyseholderen og låses fast med en mutter (Figur 3-17).

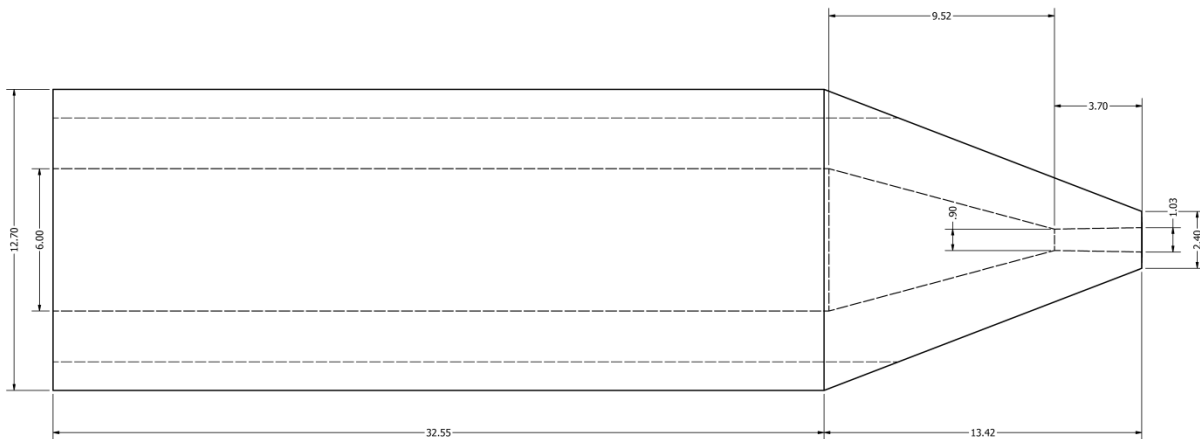


Figur 3-16 Drivdyse N3



**Figur 3-17
Låsemutter**

For detaljerte mål på N3, se Figur 3-18 og Vedlegg E.



Figur 3-18 Skisse av drivdyse N3. Målestokk: mm. Designet i Autodesk Inventor 2011

3.4.3 Hovedseksjon

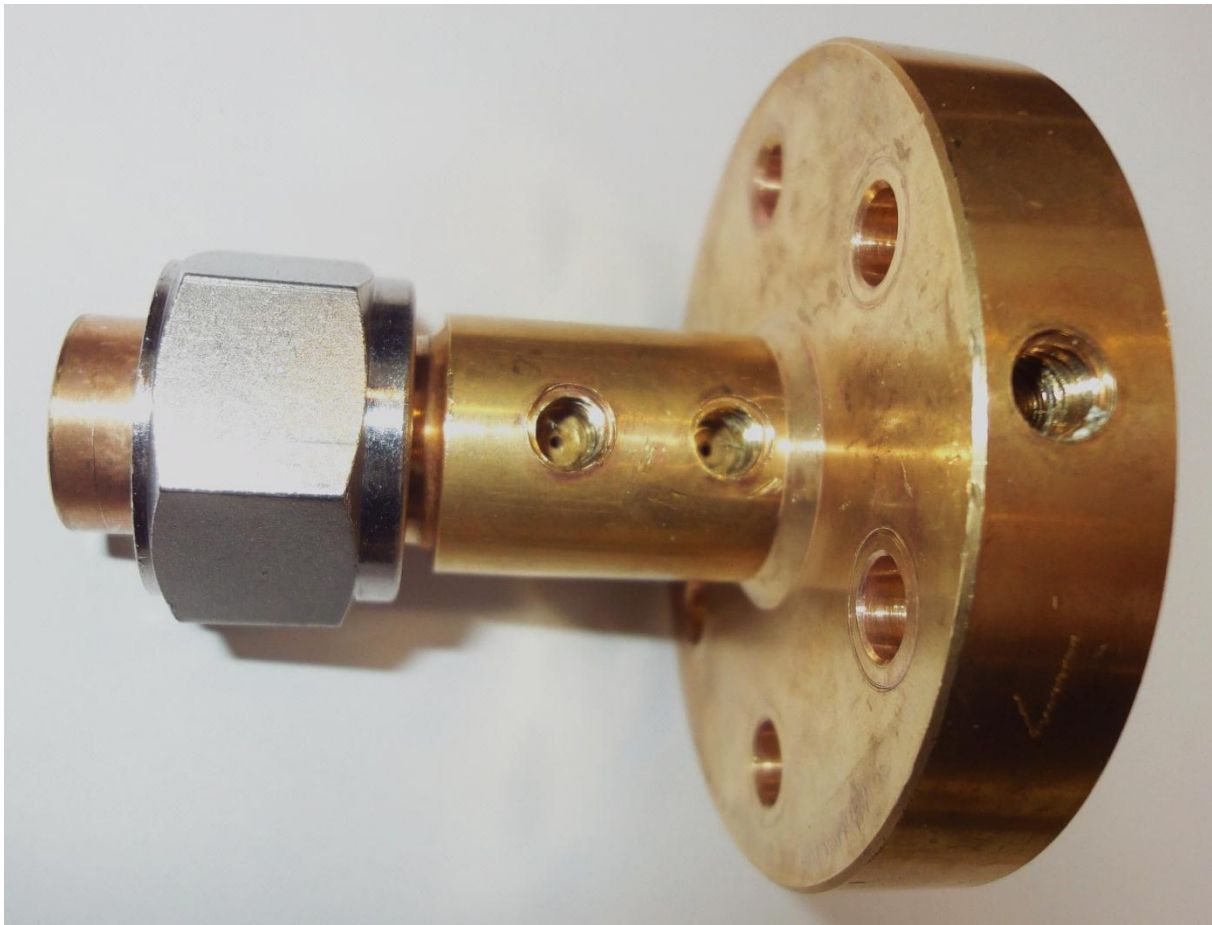
I Figur 3-19 vises hovedseksjonen med dyseholder og dyse på plass. Til denne componenten skrues dyseholder med dyse fast, mikseseksjonen, rørstuss fra sugesiden og trykkmåleuttak.



Figur 3-19 Hovedseksjon

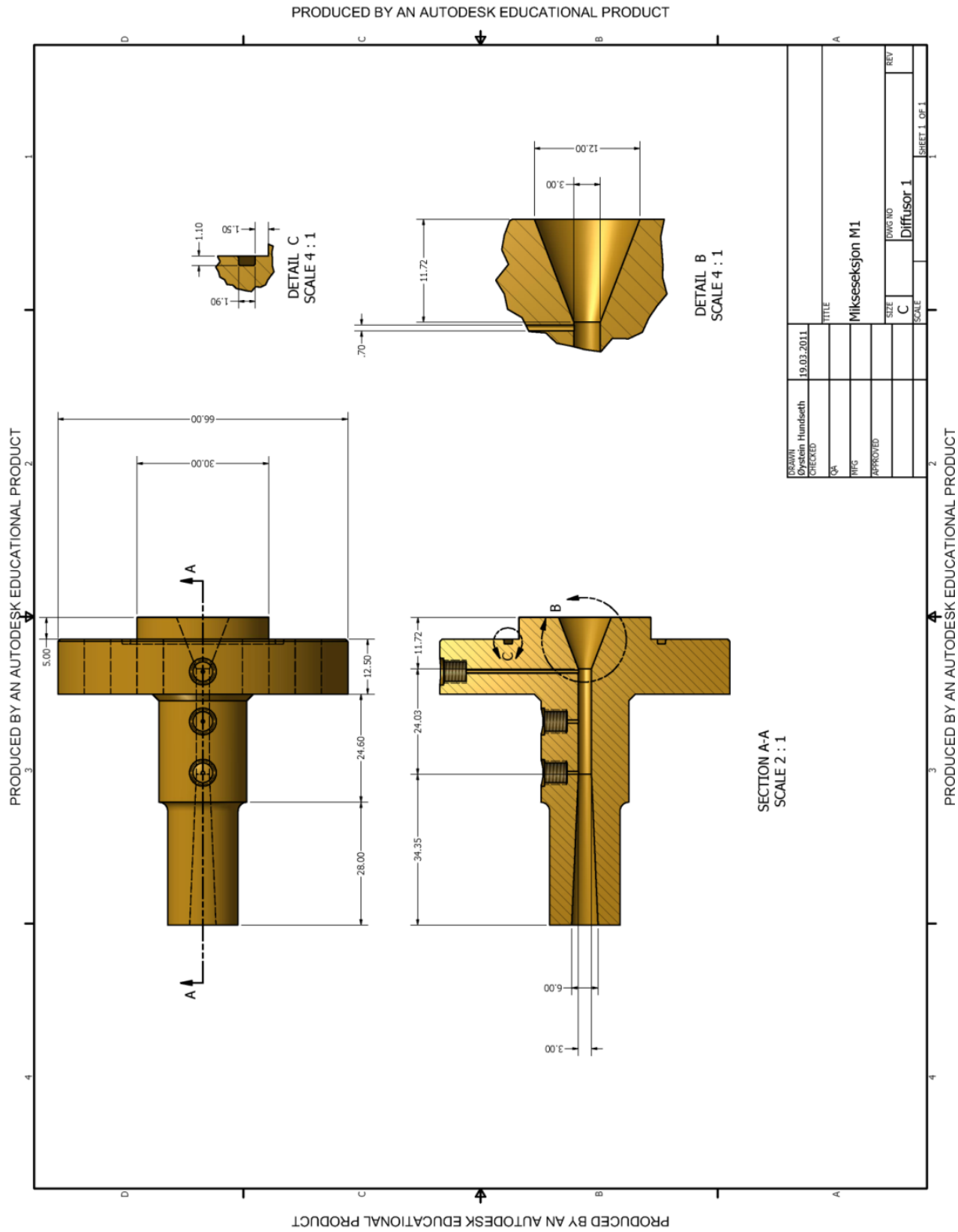
3.4.4 Mikseseksjon

Mikseseksjonen skrues fast til hovedseksjonen med 6 skruer. For å unngå lekkasjer er det også her en pakning av typen o-ring. Mikseseksjonen består av sugedyse, mikseseksjon og diffusoren. I tillegg har den 3 trykkmålepunkter. For å feste mikseseksjonen sammen med enderøret er den utstyrt med en mutter fra Swagelok. Se Figur 3-20 for bilde av *D1* og Figur 3-21 for skisse av *D1*. Flere detaljerte mål på *D1* finnes i Vedlegg F.



Figur 3-20 Mikseseksjon *D1*

I Figur 3-21 vises også de 3 trykkmålepunktene som er lokalisert på *D1*. Som figuren viser er disse lokalisert ved utløpet av dysen, midt i mikseseksjonen og ved innløpet av diffusoren. Forstørret utsnitt av dysen på mikseseksjonen og utforingen for pakningen finnes i Figur 3-21 utsnitt DETAIL B og DETAIL C.



Figur 3-21 Mikseseksjon D1. Målestokk: mm. Designet i Autodesk Inventor 2011

3.4.5 Enderøret

Enderøret er utstyrt med muttere fra Swagelok i begge ender. Røret kan dermed skrues fast til mikseseksjonen via et skjøtestykke (Swagelok) og til CO₂-kretsen i riggen. Den har også et trykkmålepunkt ved utløpet av diffusoren på mikseseksjonen. Innvendig diameter på enderøret er 6 mm. Enderøret har som hovedfunksjon å sørge for uniform strømningsmønster ved utløpet av diffusoren. I Figur 3-12 DETAIL B vises hvordan overgangen mellom utløpet av diffusoren og innløpet av enderøret foregår uten forstyrrelser i form av geometriforandringer. Med geometriforandringer menes her variasjoner i indre diameter eller bend som vil kunne forstyrrer strømningsmønsteret eller trykkoppbyggingen i diffusoren.



Figur 3-22 Enderøret

3.5 Styre- og loggesystem

3.5.1 Oppkobling

For å oppgradere riggen opp til dagens standard, ble hele det elektriske anlegget byttet ut. Dette inkluderer alt i fra hovedstrømstilførsel inn til styringsskapet til oppkobling av målesensorene. Dette ble også anbefalt utført av Hundseth (2010). Formålet med oppgraderingen var å øke driftssikkerheten, øke brukeropplevelsen og øke fleksibiliteten til riggen. Det elektriske tilfredsstillende "Forskrift om sikkerhet ved arbeid i og drift av elektriske anlegg" noe som sikrer blant annet personer i nærheten av anlegget mot dødelige støt. Se illustrasjon av styringssystemet i Figur 3-23.



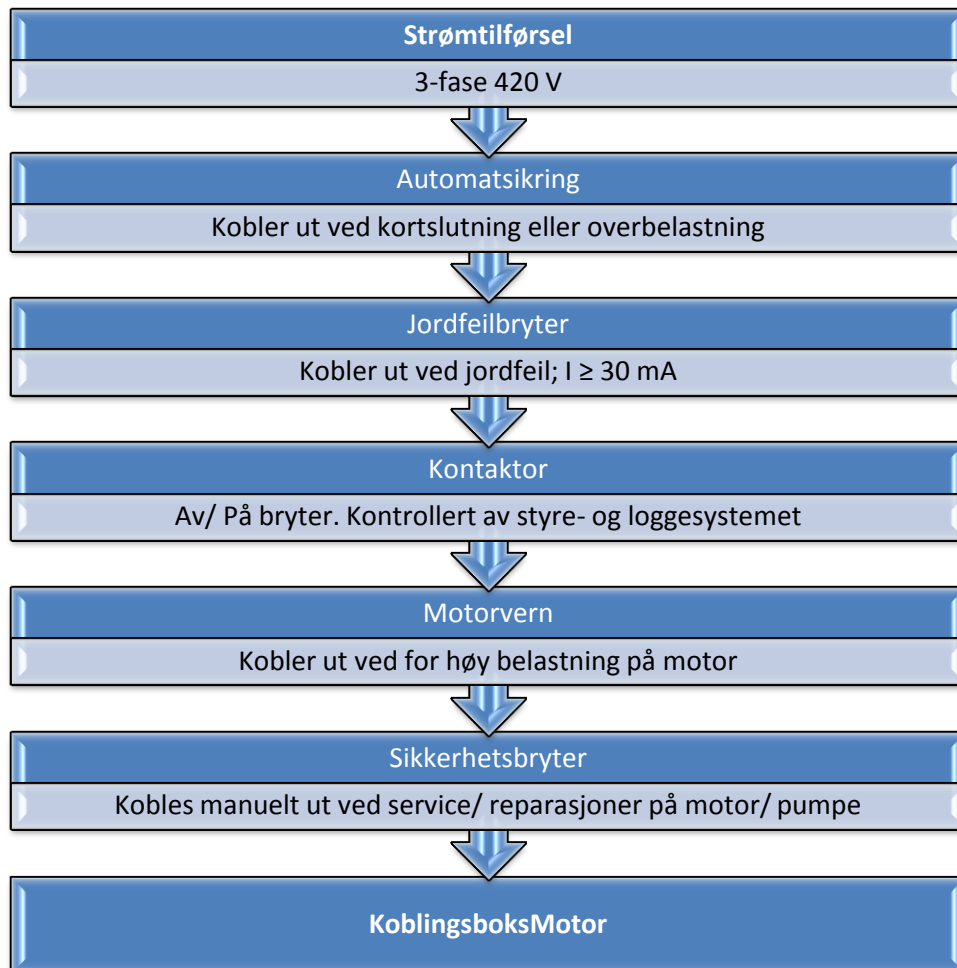
Figur 3-23 Instrumenteringsskapet

I tillegg til sikkerhetsventilene, er det lagt inn flere beskyttelsesvern i instrumenteringssystemet som forhindrer at riggen skal kunne opereres utenfor sitt driftsområde. Dette inkluderer jordfeilbryter, overbelastningsvern, motorvern, nødstoppbryter, temperaturvern på varmeelementene og pressostater. I tillegg er det montert sikkerhetsbrytere på alle pumper. Se Vedlegg G for enlinjeskjema.

Nødstoppbryterene S2 og S3 er plassert på instrumenteringsskapet og ved PC. Nødstoppbryterene bryter strømmen til hele riggen, unntatt kurs til stikkontakt og nødstop. Dette utføres ved å koble ut effektbryter Q1. Denne må tilbakestilles for å kunne koble inn strømmen på nytt. Dette utføres ved å trykke inn "Reset Nødstop" knappen S1 på instrumenteringsskapet. Først da kan effektbryter Q1 kobles inn igjen. Styringsenheten for nødstoppen er Q6. Se Vedlegg H for koblingskjema.

Motorene til sirkulasjonspumpene er tilkoblet strømtilførselen via flere brytere, vern og sikringer. Se Vedlegg G for oppkoblingsrekkefølge. Pumpe P-101 (M1), P-301 (M3) og P-401 (M4) er tilkoblet 3-

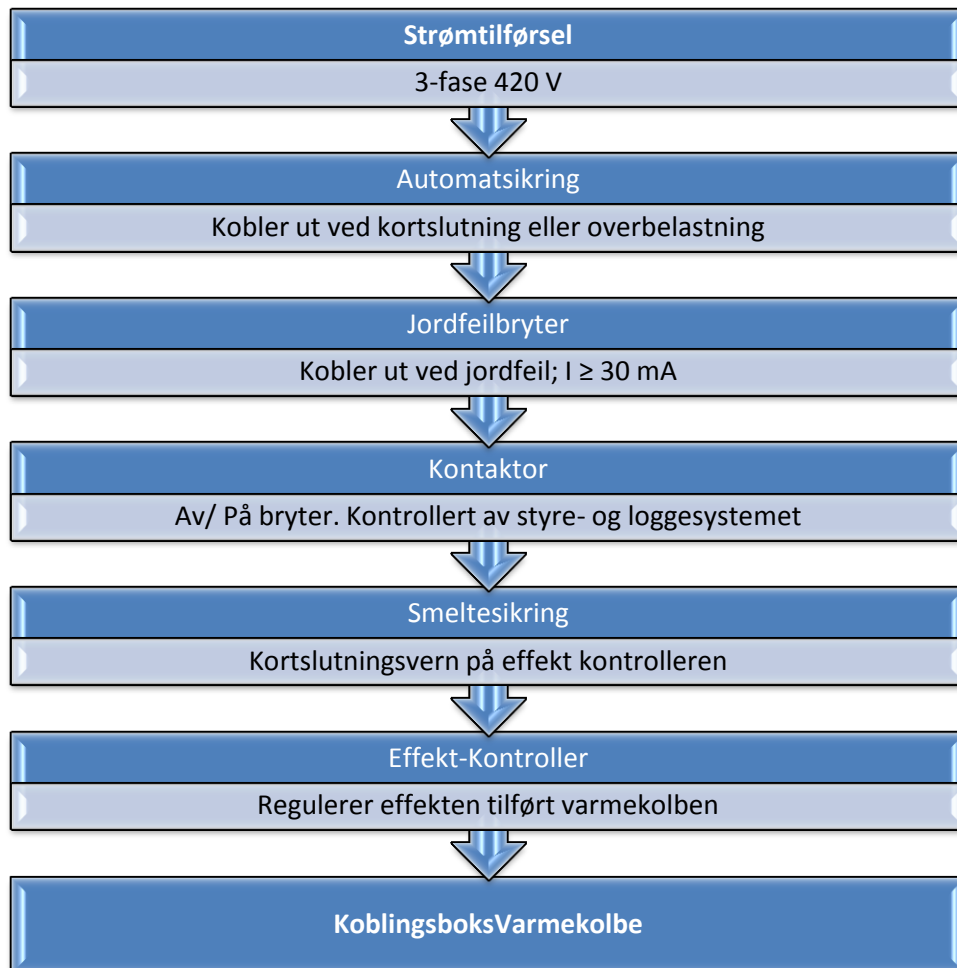
fase spenning. Pumpe P-201 (M2) og P-01 (M5) er tilkoblet 1-fase spenning. P-01 har ikke eksternt motorvern i motsetning av de andre, ettersom denne er frekvensstyrt. Motorvernet ligger dermed innebygd i styringsboksen til motoren (M5). Se Vedlegg G for koblings skjema og Figur 3-24 for illustrasjon av oppkoblingsrekkefølgen.



Figur 3-24 Oppkobling av sirkulasjonspumper

Oppkoblingen av varmekolbene er illustrert i Figur 3-25. Alle varmekolbene er koblet opp for 3-fase spenning. Temperaturvernene på varmekolbene kobler ut strømtilførselen dersom temperaturen blir for høy i selve sylindere hvor varmekolben overfører varme til fluidet. Varmekolbe E-101 (E-1) og E-401 (E-5) har innebygde kontaktorer som bryter strømmen dersom temperaturen overstiger satt verdi. Disse tilbakestilles ved å trykke ned en knapp på koblingsboksen til varmekolben. Varmekolbe E-202 (E-3) og E-301 (E-2) har ikke innebygde kontaktorer. Når temperaturføleren kobler ut ved satt verdi, er det kontaktoren i styringsskapet som kobler ut. Denne må tilbakestilles via programvaren ved å slå varmekolben av og på igjen. Temperaturene ved ønsket utkobling, stilles inn på en justeringsskrue inne i koblingsboksen. Varmekolbe H-101 og H-401 har fast verdi på

temperaturvernet satt fra leverandøren. Varmekolbene vil ikke kunne kobles inn før hysteresen er tilfredstilt⁸. Det vil dermed ikke være mulig å koble inn en varmekolbe med en gang etter at det har koblet ut. Se Tabell B-6 i Vedlegg B-2 for spesifikasjoner. Smeltesikringene er behøvelige ettersom automatsikringene er for trege til å kunne beskytte effekt-kontrolleren mot kortslutning.



Figur 3-25 Oppkobling av varmekolber

Pressostatene PSZ-01 og PSZ-02 er koblet henholdsvis på utløpet og innløpet av CO₂-pumpen. Disse bryter strømtilførselen til pumpen dersom trykket på innløpet eller utløpet overstiger bestemte verdier. Se Vedlegg B-7 for spesifikasjoner. Disse er tilkoblet styre- og loggesystemet og må dermed tilbakestilles via programvaren. Dette utføres ved å slå CO₂-pumpen av og på igjen.

Styre- og loggesystemet er basert på en kontroller levert fra National Instruments modell cRIO-9074 med en påbyggingsenhet modell cRIO-9144. Av totalt 16 moduler tilgjengelig, er 12 stykker utnyttet.

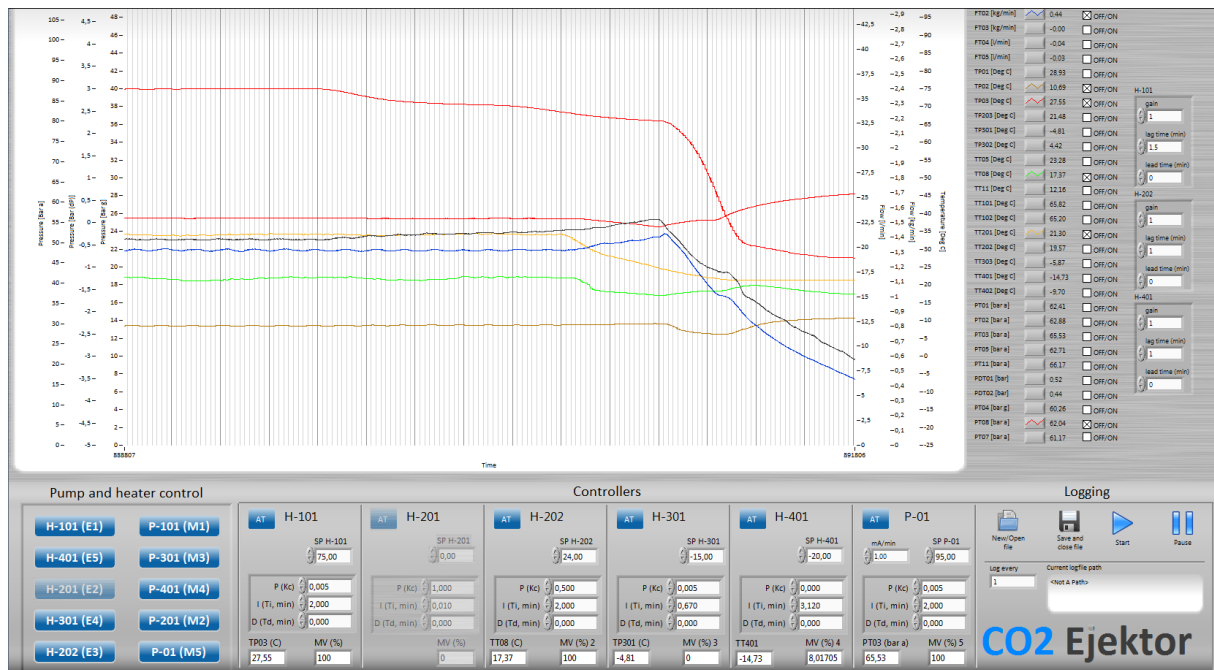
⁸ Temperaturen har sunket til under setpunktet

Oversikt over hvilke type moduler som er plassert i hvilken port, kan finnes i Tabell 3-7. Koblingskjema for hver modul finnes i Vedlegg H.

Tabell 3-7 Styre- og loggesystemet

cRIO Enhet	Modul Nr	Type Modul	Tilkoblet Enhet	I/O Signal
Y1 cRIO-9074	Modul 1	NI9219	FT	mA
	Modul 2	NI9219	FT/ PT	mA
	Modul 3	NI9219	PT/ PDT	mA
	Modul 4	NI9219	PT / M5	mA
	Modul 5	NI9219	Ledig	
	Modul 6	NI9213	TT	V
	Modul 7	NI9217	TP	mA
	Modul 8	NI9217	TP	mA
Y2 cRIO-9144	Modul 1	NI9265	M5/ Effekt Kontroller (V)	V
	Modul 2	NI9265	Effekt Kontroller (V)	V
	Modul 3	NI9472	Kontaktor	V
	Modul 4	NI9472	Kontaktor	V
	Modul 5	NI9425	Kontaktor/ Motorvern	V

Styringen av riggen er programmert i LabView. LabView har et grafisk brukergrensesnitt som gjør programmeringen enklere og mer brukervennlig. Den programmerte koden for styring av riggen blir lastet opp til cRIO-9074. Programmet som inneholder brukergrensesnittet, blir kompilert til en ".exe" fil som kjøres lokalt fra harddisken på operatør-PC. Skulle det oppstå problemer med PCen, vil dermed ikke de programmerte sikkerhetsfunksjonene bli deaktivert under drift. Ettersom cRIO-9074 har langt lavere sannsynlighet for driftsfeil i forhold til en PC, vil dette øke sikkerheten under kjøring av forsøk. Se Figur 3-26 for illustrasjon av skjermbildet til operatør av riggen.



Figur 3-26 Brukergrensesnitt i LabView

Regulering av temperaturer i fordamperkrets, kondenseringskrets, kjellerkrets og generatorkrets blir utført av PI-regulatorer i LabView som regulerer pådraget til effekt-kontrollerne. CO₂-pumpen reguleres etter trykkmåler PT-03 via en PI-regulator som kontrollerer frekvensstyringen på motoren, se Vedlegg B-1. På grunn av store forsinkelser mellom referansesignal og kilde, var det behøvelig å benytte tidsstyring på signalet fra PI-regulatoren på enkelte enheter. Denne styringen er i LabView satt opp i serie etter PI-regulatoren. Ved å benytte tidsstyring på signalet ble det mulig å oppnå tilfredsstillende stabilitet i systemet for å kunne utføre målinger. Verdier på PI-regulatorene og tidsstyring kan finnes i Tabell 3-8.

Tabell 3-8 Verdier på PI-regulatorer og tidsstyring av styresignal

Enhet	Referanse Signal	Kc	I	Gain	Lag	Lead
H-101	TP-03	0,001	2	1,5	0,9	0
H-202	TT-201	0,007	2	1	1	0
H-301	TP-301	0,005	0,67	NA	NA	NA
H-401	TT-401	0,005	3,1	1	1	0
P-01	PT-03	0,001	0,5	NA	NA	NA

For å sikre mot at generatorkretsen blir overhettet, er det satt inn en begrensning slik at TT-101 ikke kan bli 15 °C mer enn TP-03. Dette er for å unngå at temperaturvernet på varmekolbe H-101 skal slå ut dersom generatorkretsen aktiveres når CO₂-pumpe P-01 ikke er i drift.

3.5.2 Logging av forsøksdata

Aktivisering av logging av måledata utføres også i LabView. I Labview kan operatør åpne ny fil og begynne logging, avslutte logging og stenge aktiv fil, ta pause og oppstart etter endt pause. Operatøren velger også hvor ofte en loggeserie skal utføres. En teller registrerer hvor mange loggeserier som er loggført. Skal Excel arket som er designet for håndtering av loggført data benyttes, kreves det minimum 150 loggeserier. Excelfilen "CO2 Ejector Calculation Sheet.xlsm" importerer ønsket loggfil og behandler de 150 første loggseriene. For å gjenkjenne de utførte forsøkene, blir alle filene lagret i den samme mappen med særegne filnavn. Alle loggfilene fra Labview blir lagret lokalt på operatør-PC under C:\Logfiles. Alle loggfilene lagres under et filnavn som i kronologisk rekkefølge inneholder; dagens dato, klokkeslett ved oppstart av logging, generatortrykk (PT-03), generatortemperatur (TP-03), fordampningstrykk (PT-08) og kondenseringstrykk (PT-05). Eksempelvis kan et filnavn være: 29-04-2011_0914_Pgen-90_Tgen-70_Pevp-37_Pcond-43.cvs. Filtypen ".cvs" er kompatibelt med Excel og kan åpnes direkte.

3.5.3 Behandling av loggført data

For å behandle de store mengdene med data som blir lagret ved hvert forsøk, er det blitt utarbeidet et Microsoft Excel ark. Dette arket benytter Macro og RnLib for å utføre de nødvendige beregningene som trengs for å evaluere hvert forsøk. RnLib benyttes for å hente ut de termofysiske egenskapene til CO₂ ved de forskjellige tilstandene. Macro og programmering i Visual Basic benyttes for å kunne importere loggfilen fra Labview og for å beregne standardavviket for alle målepunktene. I tillegg blir excelarket oppdatert med dagens dato, navn på operatør og ansvarlig person for eksperimentet og lagring av excelarket med det samme filnavnet som den importerte loggfilen. Excelarket blir automatisk lagret av to årsaker. Den ene er for å sikre at hovedfilen/ malen ikke blir overskrevet og den andre er for at det skal være enkelt å kunne kjenne igjen og sammenlikne loggfilen med excelarket hvor den er blitt importert. Excelarket blir lagret lokalt under C:\Logfile. Et lite utsnitt av excelarket kan finnes i Vedlegg I. Excelarket håndterer også total usikkerhet i beregninger, c_p og tetthet i glykolblandinger, skissering av ejektorkrets i p-h diagram og kalibrering av trykkmålerne. I tillegg er det et eget ark som er tilpasset som vedlegg i Microsoft Word dokumenter som inneholder de mest nødvendige data og målerverdiene. Utdrag av noen forsøksresultater er vist i Vedlegg J.

Funksjoner for å beregne c_p -verdier og tetthet for glykolblandinger er utarbeidet ut i fra verdier hentet fra CoolPack. Funksjonen for c_p -verdier er basert på blandingsforhold og snittemperatur på glykolblandingen i varmeveksler og verdier for tetthet er basert på blandingsforhold og temperatur gjennom volumstrømmåleren.

Trykkmålerne ble kalibrert ut i fra gjennomsnittlig målt trykk når riggen ikke var i drift. Sett bort i fra høydeforskjeller mellom trykkmålerne, skulle de i teorien vist samme verdi. På grunn av relativt store avvik, ble alle kalibrert ut i fra gjennomsnittstrykket mellom alle trykkmålerne. 2. grads polynomfunksjoner ble utarbeidet slik at alle trykkmålerne har likt referansetrykk på ca. 55 bara. Alle beregninger er basert på kalibrerte verdier.

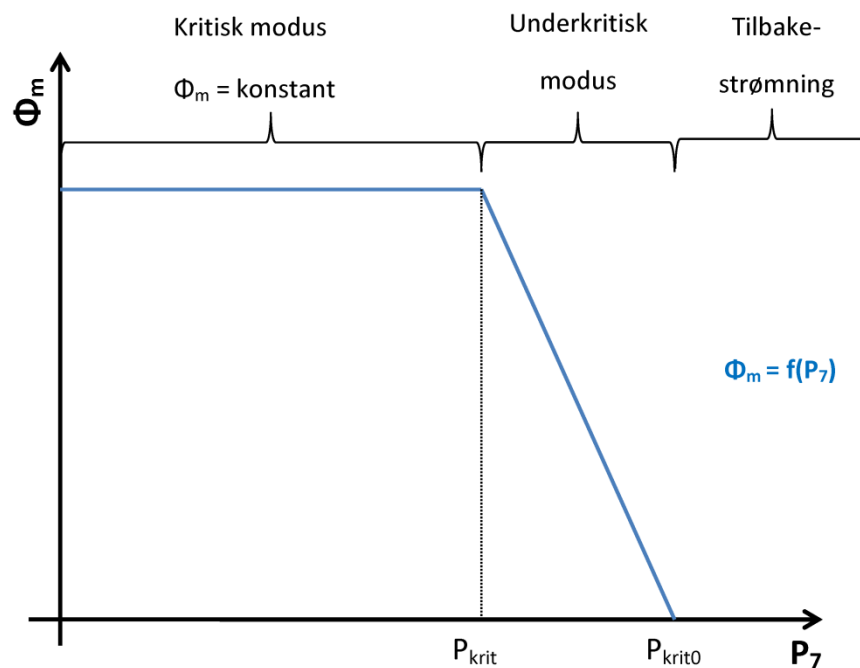
4 Datamodeller og forsøksdata

En av de første publiserte datamodellene ble utviklet av Keenan et al. (1950). Denne modellen var basert på ideell gass dynamikk og tok høyde for bevaring av massestrøm, moment og energi. Denne modellen var opphavet til de velkjente konstant trykk og areal modellene. Ved å sammenlikne de eksperimentelle forsøkene opp mot modellen viste det seg at konstant areal modellen var en god tilnærming til virkeligheten. Konstant trykk modellen viste seg å være utilstrekkelig og videre utvikling var nødvendig. For å bedre modellen for konstant trykk miksing, definerte Munday & Bagster (1977) et gitt tverrsnittareal i ejektoren hvor sugestrømmen blir choket av overføring av moment fra drivstrømmen. Dette tverrsnittarealet ble definert som "γ". Huang et al. (1985) videreutviklet denne tanken og definerte et fiktivt areal hvor sugestrømmen ble choket. Dette arealet ble definert som "effektivt areal A_e ". Eames et al. (1995) utførte eksperimentelle forsøk på et 1-fase ejektorsystem. Vann ble i dette tilfellet brukt som kuldemedie på grunn av den økte bruken av HFK gasser i kuldeanlegg og deres negative innvirkninger på miljøet. Resultatene viste en potensiell COP opp mot 0,5. En 1-D modell for R141b ble utviklet av Huang et al. (1999). Denne modellen var basert på effektivt areal A_e definert av Huang et al. (1985). Forsøksresultater fra et 1-fase ejektorsystem ble brukt for å verifisere modellen og parametere benyttet. Kornhauser (1990) utviklet en 1-D iterativ modell for R-12 for bruk til bevaring av ekspansjonsarbeid. Den teoretiske energibesparelsen på 21 % viste seg ved senere forsøk å være i realiteten bare noen få prosent (Harrell & Kornhauser 1995). Deng et al. (2007) registrerte opp mot 22 % økt COP i et transkritisk CO₂ kuldeanlegg ved å erstatte strupeventilen med en ejektor. Guangming et al. (2010) utførte forsøk med en transkritisk CO₂ ejector i et 2-fase ejektorsystem og sammenlignet resultatene mot en datamodell.

4.1 Tilstander og strømningsfenomener

I litteraturen har ejektoren tre driftsmodus. Kondenseringstrykket (p_7 , Figur 2-11) styrer i stor grad hvilket modus ejektoren befinner seg i. Se Figur 4-1 for grafisk fremstilling av hvordan kondenseringstrykket påvirker massestrømforholdet. Legg merke til at massestrømforholdet er konstant til frem til p_7 når kritisk trykk p_{krit} , for deretter å falle raskt. Ejektorytelsen vil i stor grad bestemmes av hastigheten til driv- og sugestrømmen. Særskilt interesse er det om drivstrømmen har nok energi til å akselerere sugestrømmen fra stagnasjonstilstand ved innløpet til sugedysen, til sonisk hastighet gjennom mikseseksjonen. Dette vil avgjøre om strømmingen blir choket gjennom

mikseseksjonen, noe som vil i stor grad påvirke massestrømforholdet mellom driv- og sugestrømmen Φ_m og dermed kuldefaktoren COP_e .



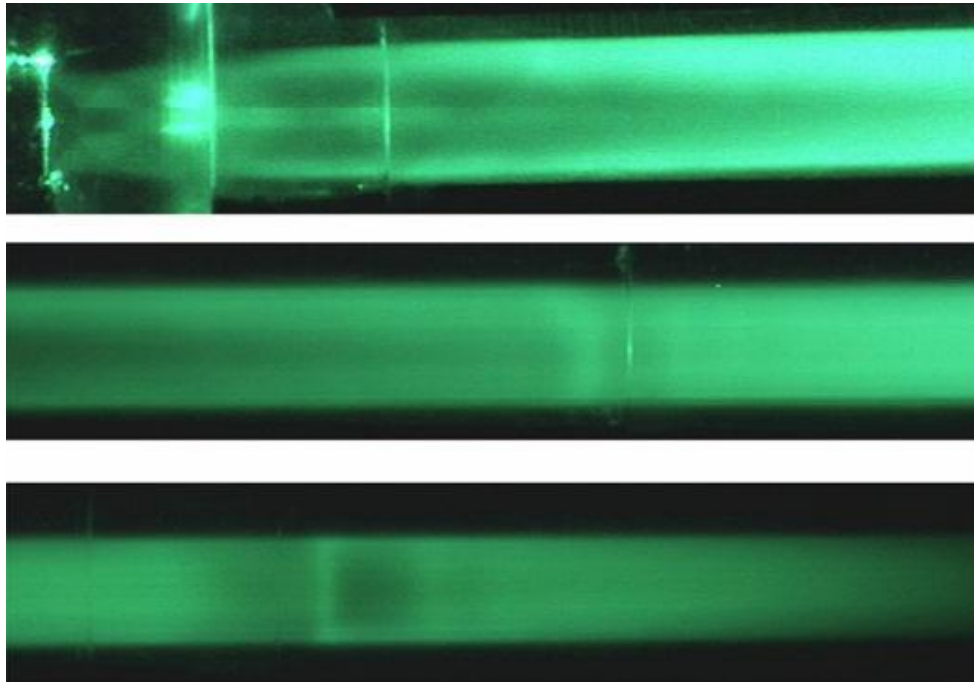
Figur 4-1 Driftsmodus med varierende trykk ut av diffusoren. Trykket til driv- og sugestrømmen er holdt konstant. Tegnet etter Huang & Chang (1999).

Huang og Chang (1999) definerte de tre driftsmodusene som:

- 1 – Kritisk modus / Dobbel choking: $p_7 \leq p_{krit}$, $\Phi_m = \text{konstant}$
- 2 – Underkritisk modus / Enkel choking: $p_{krit} < p_7 < p_{krit0}$, $\Phi_m = \text{variabel}$
- 3 – Tilbakestrømning/ funksjonsfeil: $p_7 \geq p_{krit0}$, $\Phi_m \leq 0$

Kritisk modus: Choking forekommer i både drivdyse og i miksekammer/ diffusor. Massestrømforholdet vil være konstant når trykket ved utløpet av diffusoren er lavere eller lik kritisk trykk. Kuldeytelsen blir dermed konstant. Når utløpstrykket til diffusoren er i dette trykkområdet, vil et støt lokalisert i miksekammeret eller i diffusoren forårsake en brå trykkøkning. Dette støtet er et viktig moment for å konvertere hastighetsenergi til trykkenergi. Ved reduksjon av trykket p_7 vil dette støtet vandre mot diffusoren og ved høyere trykk vil støtet vandre innover i miksekammeret (Chunnanond & Aphornratana 2004). I Figur 4-2 vises en illustrasjon av Bouhanguel et al. (2010) hvor støt-toget (også kalt pseudo-støt og støt-system) ved utløpet av drivdysen og det kvasinormale støtet i diffusoren vises. Legg også merke til hvordan driv- og sugestrømmen er separert med et grensesjikt

ved utløpet av drivdysen for deretter å mikses gjennom første delen av mikseseksjonen (øverste bildet).

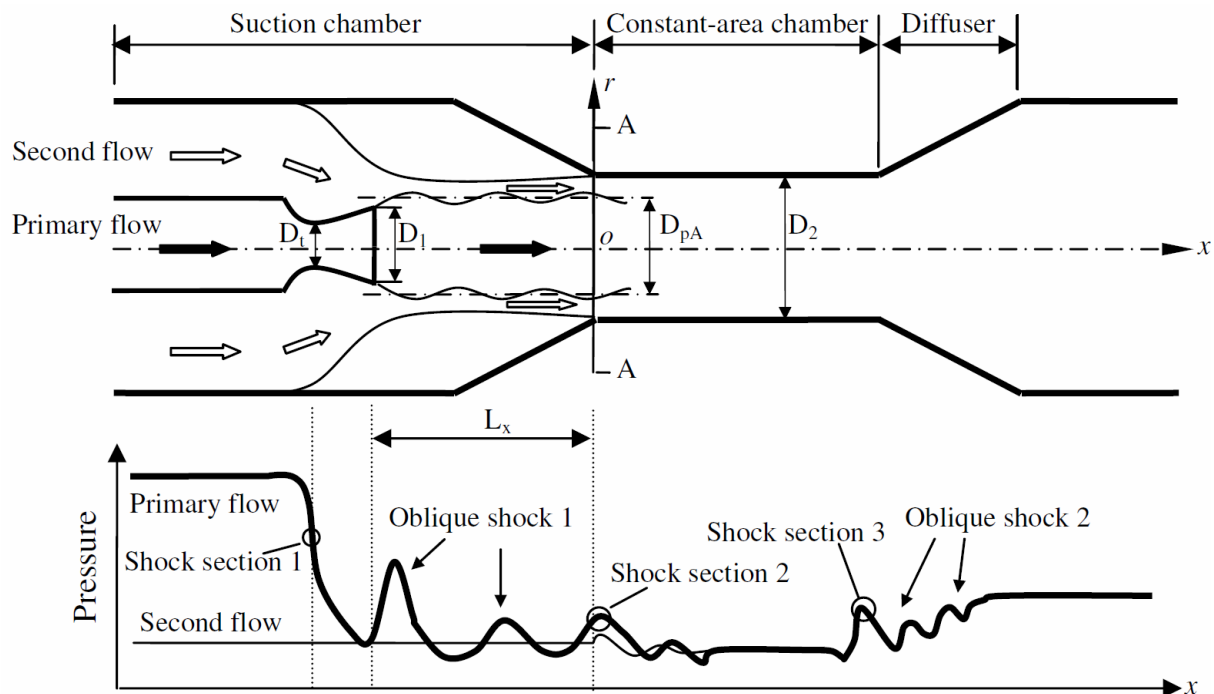


Figur 4-2 Visualisering av støt i miksekammer og diffusor med choking av sugestrømmen. Øverste bildet: Utløp av drivdysen og halve miksekammer. Midtre bildet: Siste halvdel av miksekammeret. Nederste bildet: Diffusoren (Bouhanguel et al. 2010)

Rusly et al. (2005) viste at ved å holde sugetrykket og utløpstrykket til diffusoren konstant, kunne flere støtmønstre fremtvinges ved å variere på trykk og temperatur på drivstrømmen. Ved å teste på relativt lave verdier på parametrene til drivstrømmen ble det funnet en rekke skjeve støt ved utløpet av drivdysen. Gjennom miksekammeret og diffusoren var det ingen støt. Med middels verdier på parametrene til drivstrømmen ble det funnet et støt lokalisert i diffusoren i tillegg til flere skjeve støt ved utløpet av drivdysen. Antagelsene om konstant-trykk miksing og støt i Huang et al. (1999) sin 1-D modell for kritisk modus viste seg dermed som en god antagelse. Ved høye verdier på parametrene til drivstrømmen ble det funnet et normalstøt like ved utløpet til diffusoren i tillegg til flere skjeve støt ved utløpet av drivdysen.

Zhu et al. (2007) kom frem til at drivstrømmen chokes i halsen på drivdysen. Ved utløpet av drivdysen gjennom pre-miksekammeret og miksekammeret var det en serie med skjeve støt. Disse støtene akselererte sugestrømmen til choked tilstand ved innløpet til miksekammeret. Driv- og sugestrømmen begynte først å mikses etter støtet i begynnelsen av miksekammeret. Trykket i ejektoren ble til slutt hevet til kondenseringstrykket ved et nytt støt i enden av miksekammeret eller i

diffusoren. Se Figur 4-3 for illustrasjon. Disse resultatene samsvarer godt med resultatene fra Rusly et al. (2005).

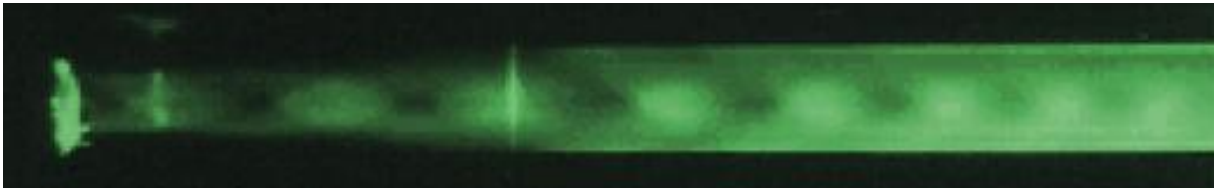


Figur 4-3 Strømningskarakteristikk i kritisk modus (Zhu et al. 2007)

Et hypotetisk areal i en ejektor i kritisk modus hvor sugestrømmen når sonisk hastighet blir av Munday & Bagster (1977) og Huang et al. (1985) definert som “ $\gamma\gamma$ ” og “effektivt areal A_e ”. Dette arealet ble definert for å kunne stedfeste hvor i ejektoren sugestrømmen blir choked og dermed hvor miksingene kunne begynne mellom driv- og sugestrømmen. Plasseringen av dette arealet kunne være i pre-miksekammeret eller i miksekammeret. Zhu & Li (2009) mente at en nøyaktig analyse av strømningsmønsteret i punktet hvor sugestrømmen når sonisk hastighet i kritisk modus, er av særskilt interesse ved modellering av ejektor. Dette på grunn av støtet som oppstår i etterkant og de innvirkninger dette har på trykkoppbygningen gjennom ejektoren og dermed ytelsen.

Underkritisk modus: Trykket ved utløpet av diffusoren p_7 er for høyt til at sugestrømmen gjennom miksekammeret blir choked. Illustrasjonen i Figur 4-4 av Bouhanguel et al. (2010) viser et støt-tog dannes fra utløpet til drivdysen og vandrer nedover i miksekammeret. Ettersom sugestrømmen ikke chokes, dannes det ingen støt i diffusoren. Hastigheten til driv- og sugestrømmen er subsonisk før den entrer diffusoren. Massestrømforholdet vil variere med trykket i p_7 . Når trykket p_7 er lik kritisk trykk, vil massestrømforholdet og kuldefaktoren være lik null. I dette området vil massestrømforholdet kunne variere sterkt selv ved små endringer i operasjonelle parametre på

ejektoren, se underkritisk område i Figur 4-1. Ejektorytelsen vil dermed kunne variere i stor grad. På grunn av dette er det ønskelig at ejektoren opererer i kritisk modus.



Figur 4-4 Utvikling av støt-tog i miksekammer uten choking av sugestrømmen. Utløpet av drivdysen er til venstre i figuren (Bouhanguel et al. 2010)

Tilbakestrømning: Trykket ut av diffusoren er for høyt og massestrømforholdet er null eller negativ. Choking vil verken forekomme i miksekammer eller i drivdysen. Sugestrømmen vil gå i revers og ejektoren mister sin hensikt.

Ejektorytelsen bestemmes av geometrien til komponentene og driftsbetingelsene. For best mulig ytelse, bør ejektoren kjøres i kritisk modus med utløpstrykket til diffusoren lavere eller lik kritisk trykk. Verdien til kritisk trykk er en variabel avhengig av momentet og trykket til den blandede strømmingen gjennom miksekammeret. Etersom sugestrømmen blir sugd inn i ejektoren med lav hastighet, vil momentet til den blandede strømmen være lik momentet til drivstrømmen ved utløpet av drivdysen. For å øke det kritiske trykket må altså trykket til drivstrømmen eller sugestrømmen økes (Chunnanond & Aphornratana 2004). Ved å øke trykket til sugestrømmen vil massestrømforholdet øke dersom trykket p_7 holdes konstant. Dette resulterer i økt fordampningstemperatur noe som i de fleste tilfeller ikke er ønskelig.

4.2 Datamodellering

Den teknologiske utviklingen de senere årene har vært formidabel og PC-ene har prosessorkapasitet til å utføre avanserte modelleringer som tidligere modellutviklere bare kunne drømme om. De senere årene har det dermed kommet mange matematiske modeller for å bedre forståelsen av strømningsmønsteret, trykkoppbygningen og kuldeytelsen til ejektorer basert på kondenseringstrykket, to-fase strømning og hydrodynamikk. Fordelene ved en datamodell kontra eksperimentelle forsøk ble av He et al. (2009) forklart;

Utviklingen av en datamodell tar mindre tid og koster mindre enn eksperimentelle forsøk. Store mengder simuleringresultater hentes ut uten ekstra kostnad og er velegnet for undersøkelse av

parametere og optimaliseringsanalyse. Samtidig kan enkelte parametere være vanskelige å hente ut ved eksperimentelle forsøk, eksempelvis tilstander inne i ejektoren.

Som omtalt i Avsnitt 4.1 er beskrivelsen av strømningsmønsteret gjennom en ejektor svært omfattende. Det er dermed nødvendig med noen antagelser for å forenkle datamodelleringen:

1. Veggene inne i ejektoren er adiabatisk (Ingen varmeoverføring fra metallet til fluidene)
2. Strømningene inne i ejektoren er stasjonære (Ingen forandringer over tid)
3. Driv- og sugestrøm tilføres ejektoren med ingen hastighet
4. Ingen utløpshastighet ut av diffusoren
5. Driv- og sugestrømmen begynner å mikses ved uniformt trykk i sugedysen

4.2.1 Generelle likninger

De aller fleste ejektormodeller har sin grunnpilar fra bevaring av masse, moment og energi.

$$\sum \rho_i u_i A_i = \sum \rho_u u_u A_u$$

Formel 4-1 Bevaring av massestrøm

$$P_i A_i + \sum m_i u_i = P_u A_u + \sum m_u u_u$$

Formel 4-2 Bevaring av moment

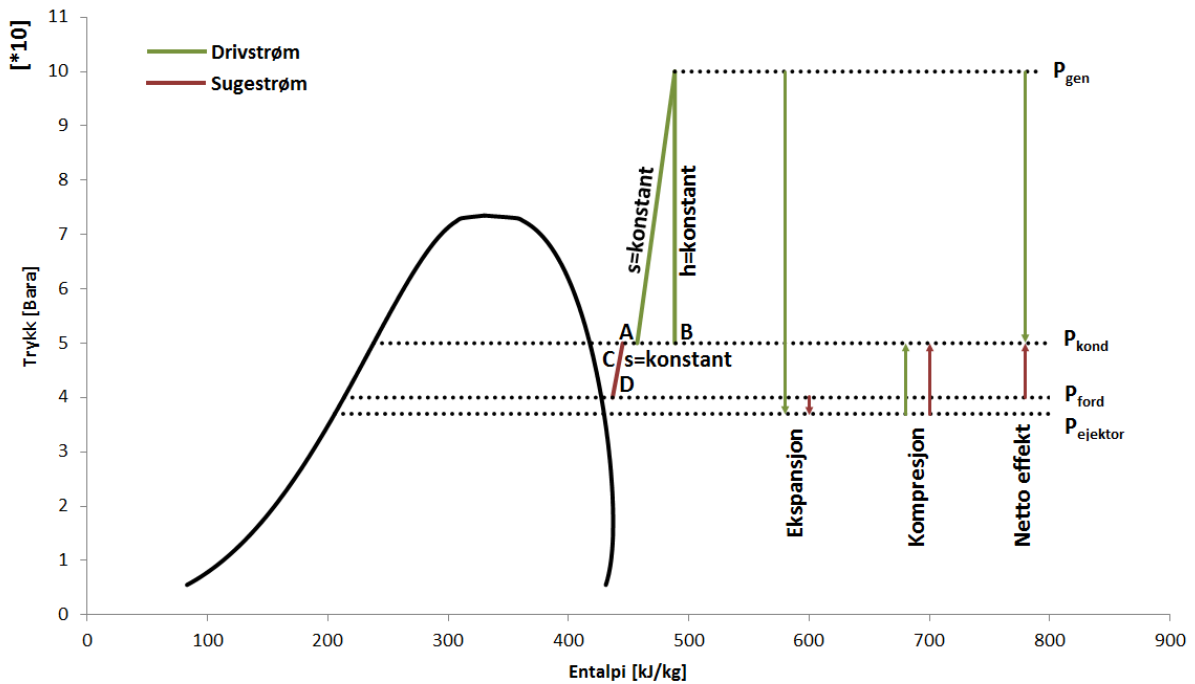
$$\sum m_i \left(h_i + \frac{u_i^2}{2} \right) = \sum m_u \left(h_u + \frac{u_u^2}{2} \right)$$

Formel 4-3 Bevaring av energi

Hovedformålet med ejektoren er å heve trykket til sugestrømmen fra fordampningstrykket til kondenseringstrykket. Selve drivkraften for å utføre dette arbeidet er drivstrømmen når trykket reduseres fra generatortrykket til kondenseringstrykket. For å tallfeste hvor godt ejektoren yter, benyttes virkningsgraden η_e . Virkningsgraden til ejektoren beregnes etter Formel 4-4. Se Figur 4-5 for illustrasjon av punkthenvisingene.

$$\eta_e = \Phi_m \cdot \frac{h_C - h_D}{h_A - h_B}$$

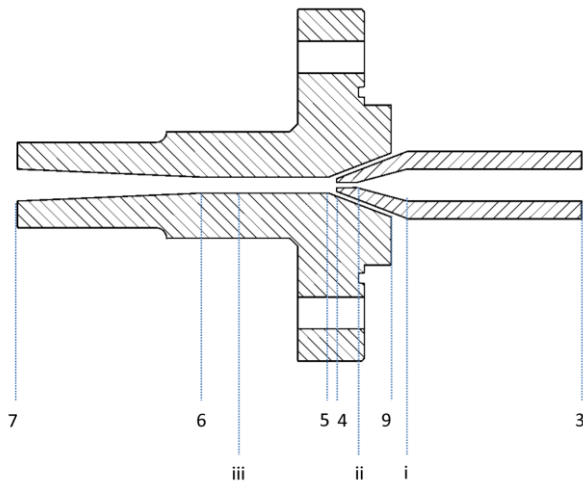
Formel 4-4 Ejektor virkningsgrad



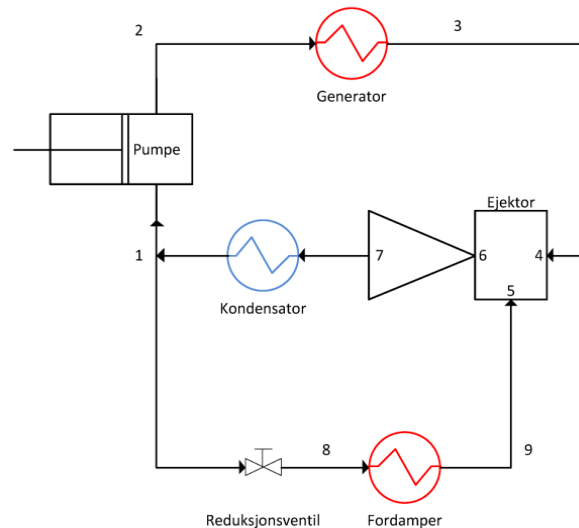
Figur 4-5 Kompresjon og ekspansjon av driv- og sugestrømmen i en en-fase ejektor med CO_2 . $p_{gen} = 100 \text{ bara}$, $T_{gen} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_{kond} = 50 \text{ bara}$ og $p_{ford} = 40 \text{ bara}$

4.2.2 En-dimensjonal datamodell for 1-fase ejektorsystem

Alexis & Karayiannis (2005) utviklet en forenklet modell for å simulere potensialet ved å benytte en soldrevet ejektor i Aten i Hellas. Denne modellen er basert på masse- og energibevaring, Formel 4-1 og Formel 4-3. Modellen er i utgangspunktet modellert for R-141b som kuldemediet, men er her videreutviklet for tilpasning til superkritisk CO_2 i et 1-fase ejektorsystem. For å ta hensyn til det komplekse strømningsmønsteret med blant annet choking og støt, benyttes virkningsgrader på drivdyse og diffusoren. I Figur 4-8 vises fremgangsmåten for hvordan modellen beregner ejektortyelsen. Denne modellen er avhengig av noen antatt kjente innledende parametere. Disse er trykk og temperatur inn på drivdysen (p_3 og t_3), fordampningstrykket (p_g), kondenseringstrykket (p_1), overheting ut av fordamperen (Δt_{OH}), underkjøling ut av kondensatoren (Δt_{UK}) og virkningsgrad på drivdyse og diffusor (η_{DD} og η_{SD}). Se Figur 4-6 og Figur 4-7 for nummerering av punktene i ejektoren og ejektorsystemet.



Figur 4-6 Illustrasjon av dyse og mikseseksjon med henvisning til punktene



Figur 4-7 1-fase ejektorsystem

- | | | |
|-----|---|--|
| 1 | - | Utløp kondensator |
| 2 | - | Utløp pumpe |
| 3 | - | Innløp drivdyse |
| 4 | - | Utløp drivdyse |
| 5 | - | Innløp miksekammer |
| 6 | - | Utløp miksekammer |
| 7 | - | Utløp diffusor/ Mikseseksjon |
| 8 | - | Utløp strupeventil |
| 9 | - | Innløp sugedyse |
| i | - | Tilstand før konvergerende del av drivdyse |
| ii | - | Tilstand i halsen til drivdyse |
| iii | - | Plassering hvor normalstøt forekommer, definert som yy eller A_e |

Det antas ingen trykkfall gjennom kondensatoren. Dette resulterer i at trykket ut av kondensatoren (p_1) er lik kondenseringstrykket p_7 . For å beregne entalpien i punkt 1, beregnes først temperaturen til mettet væske (t_{G1}) ved trykket p_1 . Entalpien etter kondensatoren kan dermed beregnes ut i fra trykket p_1 og temperaturene t_{G1} og Δt_{UK} . Det antas at trykket ut av pumpen er lik trykket inn på drivdysen (p_3) samt ingen entalpiøkning over pumpen ($h_2 = h_1$). Entalpien ut av fordamperen (h_9) beregnes etter trykket p_9 , mettet gass temperatur ved trykket p_9 (t_{G9}) og overhetingstemperaturen Δt_{OH} . Entalpi- og entropieverdiene for innløpet til drivdysen (h_3 og s_3) beregnes ut ifra p_3 og t_3 . Trykket ut av strupeventilen før fordamperen (p_8) settes lik trykket på sugestrømmen inn på ejektoren (p_9).

Entalpien h_8 settes lik h_1 . Ettersom denne modellen ikke tar hensyn til trykket innad i ejektoren, antas trykket i ejektoren lik fordampningstrykket p_9 . Entalpiverdien inn på sugesiden h_5 antas dermed lik entalpiverdien ut av fordamperen h_{10} . Trykket ut av drivdysen (p_4) settes lik p_9 . Ekspansjonen gjennom drivdysen antas isentropisk og s_4 settes lik s_3 . Isentropisk entalpiverdi ut av drivdysen (h_{4_is}) kan dermed beregnes ut i fra trykket p_4 og entropiverdien s_{4_is} . Entalpiverdien ut av drivdysen kan dermed beregnes ut ifra Formel 4-5.

$$\eta_{DD} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4is}}$$

Formel 4-5 Isentropisk virkningsgrad på drivdyse

For at modellen skal ha et utgangspunkt, må massestrømforholdet Φ_m antas i første omgang. Basert på denne kan den teoretiske entalpiverdien h_7 beregnes ut ifra Energilikningen, Formel 4-3. Dette utføres ved å anta ingen hastigheter ved alle innløp og utløp på ejektoren. Videre beregnes h_6 ut i fra beregnet verdi av h_7 ved å sette opp et likningssett bestående av tre likninger basert på massestrøm- og energibevaring, Formel 4-1 og Formel 4-3. Ettersom choking og støt er ivaretatt som en del av virkningsgraden til diffusoren, skjer ingen trykkoppbygning før innløpet til diffusoren. Trykket inn på diffusoren p_6 settes dermed likt trykket p_4 . Temperaturen t_6 beregnes ut ifra entalpien h_6 og trykket p_6 . Entropiverdien beregnes dermed av temperaturen t_6 og trykket p_6 . Trykket ut av diffusoren p_7 settes lik trykket ut av kondensatoren p_1 og entropien s_7 settes lik entropien s_6 . Isentropisk entalpiverdi h_{7_is} ut av diffusoren kan dermed beregnes ut i fra s_7 og p_7 . Faktisk entalpiverdi h_7 beregnes ut i fra Formel 4-6.

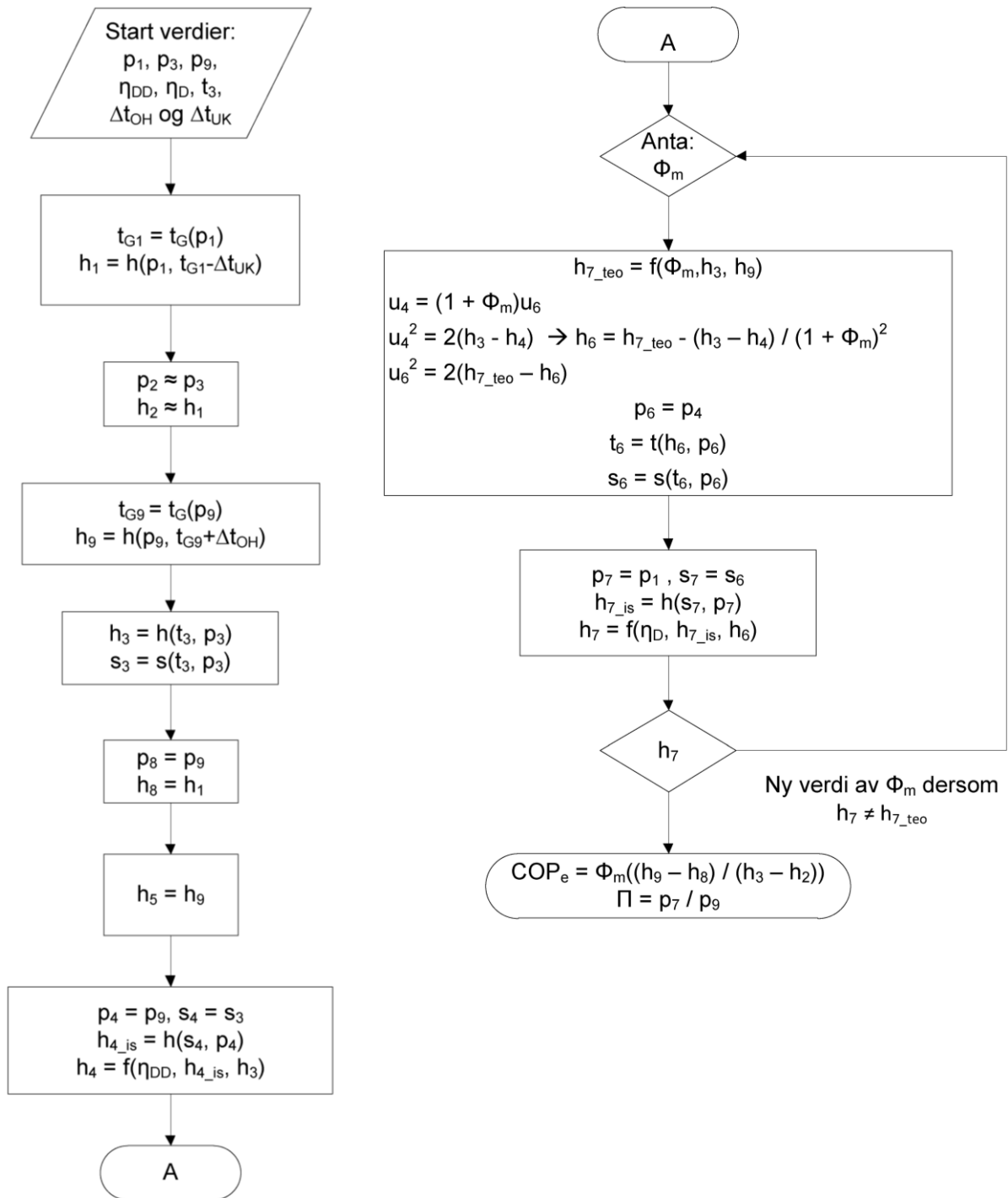
$$\eta_D = \frac{h_{7_is} - h_6}{h_7 - h_6}$$

Formel 4-6 Isentropisk virkningsgrad på diffusor

Derom $h_7 \neq h_{7_teo}$ må en ny verdi av massestrømforholdet Φ_m velges. Programmet vil utføre denne iterasjonen til ønsket nøyaktighet er oppnådd. Formel 4-1 for massestrømbevaring og Formel 4-3 for energibevaring er dermed tilfredsstillt og riktig verdi for massestrømforholdet Φ_m er funnet. Kuldefaktoren til systemet vil dermed kunne beregnes ut i fra Formel 4-7.

$$COP_e = \Phi_m \frac{h_9 - h_8}{h_3 - h_2}$$

Formel 4-7 Kuldefaktor for ejektorsystem



Figur 4-8 Blokkdiagram for En-dimensjonal datamodell

For å tilpasse modellen mot eksperimentell data, benyttes virkningsgrader på drivdyse og diffusor. Ettersom modellen tar inn kondenseringstrykk og fordampningstrykk som innledende parametere, er altså trykkforholdet forhåndsbestemt. Sluttresultatet fra modellen er massestrømforholdet og dermed COP_e .

4.3 Beregning av nøkkelverdier ut fra forsøksdata

I tabellene under vises fremgangsmåten for å finne og beregne nøkkeldata basert på loggført data fra måleinstrumentene i forsøksriggen. Dette inkluderer beregning av overført effekt i CO₂-kretsen og i sirkulasjonskretsene, pumpearbeid, trykkforhold, massestrømforhold og COP_e. Se Figur 4-7 for illustrasjon av nummerering og Figur 3-1 for plassering av måleinstrumentene i P&ID diagrammet.

Tabell 4-1 viser hvilket instrument som er benyttet for å beregne entalpi- og entropiverdier for alle punktene i Figur 4-7. RnLib benyttes for å hente ut verdiene for entalpi og entropi.

Tabell 4-1 Beregning av entalpi og entropi basert på forsøksresultatene

Trykk [bara]	Temperatur [°C]	Entalpi [kJ/kg]	Entropi [kJ/kgK]
$p_1 = PT - 02$	$t_1 = TP - 02$	$h_1 = h(p_1, t_1)$	$s_1 = s(p_1, t_1)$
$p_2 = PT - 11$	$t_2 = TT - 11$	$h_2 = h(p_2, p_2)$	$s_2 = s(p_2, p_2)$
$p_3 = PT - 03$	$t_3 = TP - 03$	$h_3 = h(p_3, t_3)$	$s_3 = s(p_3, t_3)$
$p_7 = PT - 05$	$t_7 = TT - 05$	$h_7 = h(p_7, t_7)$	$s_7 = s(p_7, t_7)$
$p_8 = PT - 07$	$t_8 = t_G(PT - 07)$	$h_8 = h_1$	$s_8 = s(h_8, p_8)$
$p_9 = PT - 08$	$t_9 = TT - 08$	$h_9 = h(p_9, t_9)$	$s_9 = s(p_9, t_9)$

Tabell 4-2 viser hvordan nøkkeldata for CO₂-kretsen beregnes basert på entalpiverdier funnet i Tabell 4-1. Samtidig vises hvilket måleinstrument som ligger bak henvisningene til kondenseringstrykk, fordampetrykk og trykket i ejektoren (utløpet av drivdysen).

Tabell 4-2 Definisjon av trykkhenvisninger og beregning av nøkkeldata i CO₂-krets

Trykk [bara]	Effekt [kW]	Ejektorytelse [-]
$p_4 = p_5 = p_6 = (PT - 04) + 1,013$	$Q_{gen} = \frac{\dot{m}_{gen} \cdot (h_3 - h_2)}{60}$	$\Phi_m = \frac{\dot{m}_{gen}}{\dot{m}_{ford}} = \frac{FT - 01}{FT - 02}$
$p_{ford} = p_8$	$Q_{kond} = \frac{(\dot{m}_{gen} + \dot{m}_{ford}) \cdot (h_7 - h_1)}{60}$	$COP_e = \Phi_m \cdot \frac{h_3 - h_2}{h_9 - h_8} = \frac{Q_{gen}}{Q_{ford}}$
$p_{kond} = PT - 01$	$Q_{ford} = \frac{\dot{m}_{ford} \cdot (h_9 - h_8)}{60}$	$\Pi = \frac{p_7}{p_9}$
	$P_{CO_2-pumpe} = \frac{\dot{m}_{gen} \cdot (h_2 - h_1)}{60}$	

Tabell 4-3 viser hvordan overført effekt beregnes for sirkulasjonskretsene. Verdiene for spesifikk varmekapasitet og tetthet beregnes fra verdier hentet i CoolPack basert på komposisjonen til fluidet.

Tabell 4-3 Beregning av overført effekt i sirkulasjonskretsene

Generatorkrets	Fordamperkrets	Kondensatorkrets
$\bar{t} = \frac{(TT - 101) + (TT - 102)}{2}$	$\bar{t} = \frac{(TT - 201) + (TT - 202)}{2}$	$\bar{t} = \frac{(TP - 301) + (TP - 302)}{2}$
$\Delta t = (TT - 101) - (TT - 102)$	$\Delta t = (TT - 201) - (TT - 202)$	$\Delta t = (TP - 301) - (TP - 302)$
$c_p = c_p(\bar{t})$	$c_p = c_p(\bar{t})$	$c_p = c_p(\bar{t})$
$\dot{m} = FT - 03$	$\rho = \rho(\bar{t})$	$\rho = \rho(\bar{t})$
$Q_{gen} = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t}{60}$	$\dot{V} = FT - 04$	$\dot{V} = FT - 05$
	$\dot{m} = \dot{V} \cdot \frac{\rho}{1000}$	$\dot{m} = \dot{V} \cdot \frac{\rho}{1000}$
	$Q_{ford} = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t}{60}$	$Q_{kond} = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t}{60}$

4.4 Usikkerhetsanalyse

Usikkerhetsanalyse benyttes for å determinere nøyaktigheten til måleseriene og dermed beregnede resultater. Når resultater oppgis, er det dermed essensielt å oppgi resultatet med en gitt usikkerhet. Dersom usikkerheten på to resultater er $\pm 15\%$, er det liten vits i å sammenlikne disse dersom forskjellen mellom dem er lavere enn usikkerheten. Samtidig kan usikkerhet brukes for å oppnå resultater med en gitt nøyaktighet. I litteraturen blir det nevnt to typer usikkerhet, systematisk og tilfeldige. Den totale usikkerheten δX består dermed av systematisk og tilfeldig usikkerhet.

Systematisk usikkerhet kan komme av kalibrering av målesensorene, behandling av data og nøyaktighet på målesensorene. Tilfeldig usikkerhet vil i hovedsak påvirkes av ikke-stabile forhold under logging av data. Tilfeldig usikkerhet reduserer presisjonen til eksperimentet og systematisk usikkerhet reduserer nøyaktigheten til eksperimentet. Av disse, er det klart enklere å definere størrelsen på tilfeldig usikkerhet i forhold til systematisk usikkerhet. I motsetning av tilfeldig usikkerhet, eksisterer det ingen prosedyre på hvordan systematisk usikkerhet kan kvantifiseres. Dette på grunn av at "riktig" verdi av eksperimentet ikke er kjent.

4.4.1 Behandling av tilfeldig usikkerhet

Ved behandling av tilfeldig usikkerhet blir det tatt utgangspunkt i gjennomsnittlig verdi på en måleserie. En måleserie består av 150 loggført data for hver sensor på riggen. Dette blir utgangspunktet for verdien som oppgis som “beste” verdi i resultatene. Gjennomsnittet av en måleserie beregnes fra Formel 4-8.

$$\bar{X} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i$$

Formel 4-8 Beregning av gjennomsnittet av en måleserie

For å kunne si noe om nøyaktigheten til denne måleserien, er det essensielt å kunne kvantifisere hvor spredt målingene er fra gjennomsnittsverdien. Kvantifisert verdi på spredningen blir definert som standardavvik. Desto mindre spredning, jo mer pålitelig er måleserien. Spredningen blir beregnet ut i fra Formel 4-9. Ved å benytte denne formelen vektlegges alle målingene likt.

$$S_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (X_i - \bar{X})^2}{N - 1}}$$

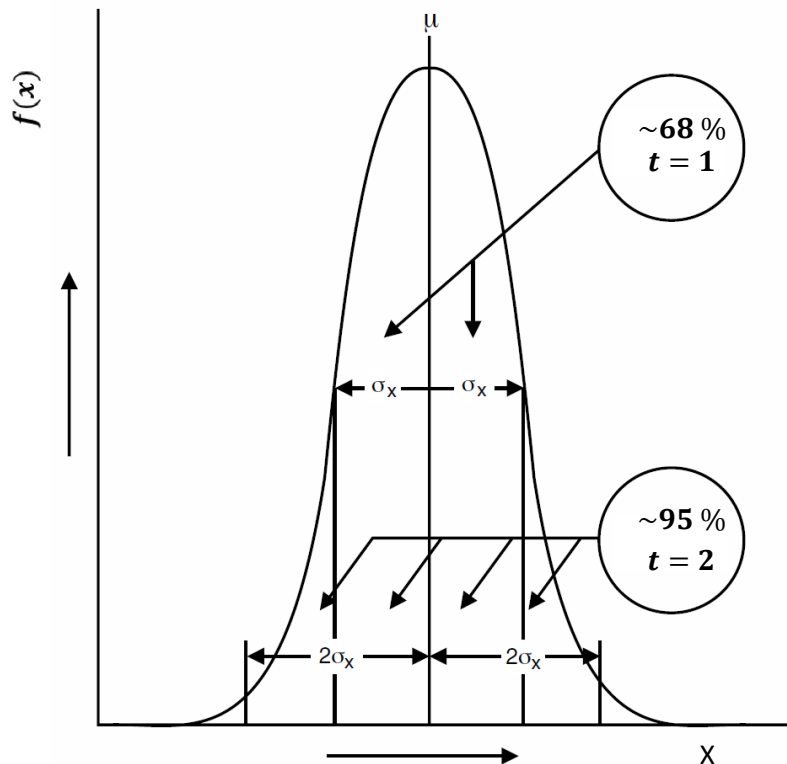
Formel 4-9 Beregning av spredning i en måleserie

Ut i fra Formel 4-8 og Formel 4-9 kan funksjonen for Gaussian-normalfordeling, eller bare normalfordeling, settes opp. Se Formel 4-10 med befolkningsgjennomsnitt μ , standardavviket for befolkningen σ og befolkningsverdi X .

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-(x-\mu)^2/2\sigma^2}$$

Formel 4-10 Normalfordeling av tilfeldig usikkerhet

I Figur 4-9 vises normalfordelingen i en befolkning med $N \rightarrow \infty$. Som det kommer frem i figuren, øker tilliten til målingene når standardavviket øker. Dette går selvsagt på bekostning av nøyaktigheten til resultatene, noe som vil kunne resultere i at målingene må forkastes på grunn av for stor usikkerhet.



Figur 4-9 Gaussian-normalfordeling

Dersom $N \rightarrow \infty$ vil $f(x)$ fordele seg rundt \bar{X} slik at intervallet $\bar{X} \pm S_x$ inneholder $\sim 68\%$ av målingene. For å øke tillitten til resultatene, kan S_x multipliseres med en konstant t slik at intervallet for resultatene øker, se Figur 4-9 for illustrasjon.

Standardavviket S_x er et standardavvik som er likt for alle målingene i måleserien. Mest interessant er det forventede standardavviket for gjennomsnittsverdien som ble beregnet fra Formel 4-8. Det antas intuitivt at standardavviket for gjennomsnittsverdien av målingene er lavere enn for de øvrige målingene. Standardavviket for gjennomsnittsverdien kan beregnes av Formel 4-11.

$$S_{\bar{X}} = \frac{S_x}{\sqrt{N}}$$

Formel 4-11 Standardavvik for gjennomsnittet for en måleserie

Merk at Formel 4-8, Formel 4-9 og Formel 4-11 ikke forandrer benevnningen på målingene. Dersom systematisk usikkerhet ikke er tatt i betraktning, presenteres målingene som:

$$X = \bar{X} \pm S_{\bar{X}}$$

Formel 4-12 Presentasjon av måling med tilfeldig usikkerhet

Uttrykket for en Gaussian befolkning (normal fordeling) med N målinger, gjennomsnittsverdi μ og \bar{X} , standardavvik σ og konstanten t er gitt i Formel 4-13.

$$Prob\left(\bar{X} - t \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{N}} \leq \mu \leq \bar{X} + t \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{N}}\right)$$

Formel 4-13 Beregning av tiltrointervall

Konstanten t leses av i en tabell ut ifra hvor mange målinger som er utført samt ønsket tiltro. Allment akseptert blant ingeniører er tiltro på 95 %. Tiltro på 95 % betyr at det er 95 % sjans for at gjennomsnittet ligger i intervallet beregnet av Formel 4-13. Med $N=150$ og tiltro på 95 % blir verdien for t avlest til 1,96. I praksis blir denne verdien ofte avrundet til 2. Også i denne rapporten anses tiltro på 95 % som en akseptabel verdi. Den nye verdien for standardavviket for gjennomsnittet blir ofte kalt presisjonsgrense av gjennomsnittet.

$$P_{\bar{X}} = \frac{tS_X}{\sqrt{N}}$$

Formel 4-14 Presisjonsgrense for gjennomsnittet av en måleserie

4.4.2 Behandling av total usikkerhet

Ved behandling av systematisk usikkerhet, også kalt Bias, blir det tatt utgangspunkt i verdier oppgitt fra leverandørene til instrumentene. Instrumentene involverer selve måleinstrumentene, samt kontrolleren som mottar signalet og tolker dette. Selv om alle signalene fra måleinstrumentene blir prosessert av den samme kontrolleren, har denne ulik usikkerhet ut ifra hvilket signal den får inn. Dette må tas hensyn til når den totale usikkerheten for et signal skal bestemmes. Systematisk usikkerhet for måleinstrumentene og kontrolleren blir kalt henholdsvis $B_{Måler}$ og $B_{Kontroller}$. Den totale usikkerheten for en måleserie δX_i beregnes etter Formel 4-15. Behandlingen av tiltrointervallet er her overført fra å gjelde kun for tilfeldig usikkerhet (Formel 4-14) til å gjelde for den totale usikkerheten.

$$\delta X_i = t \cdot \sqrt{S_{\bar{X}}^2 + B_{Måler}^2 + B_{Kontroller}^2}$$

Formel 4-15 Beregning av total usikkerhet for en måleserie

Tabell 4-4 Usikkerhetsberegninger på måleinstrumentene ved en måleserie

Måler	\bar{X}	S_X	$S_{\bar{X}}$	$B_{Måler}$	$B_{Kontroller}$	δX_i	
FT01	1,38	0,01	0,00	0,00	0,00	0,01	kg/min
FT02	1,33	0,01	0,00	0,00	0,00	0,01	kg/min
FT03	15,75	0,02	0,00	0,02	0,02	0,03	kg/min
FT04	9,03	0,03	0,01	0,04	0,01	0,04	L/min
FT05	16,31	0,03	0,00	0,07	0,02	0,07	L/min
TP01	34,66	0,06	0,01	0,05	0,50	0,50	°C
TP02	8,50	0,11	0,02	0,05	0,50	0,50	°C
TP03	74,86	0,23	0,04	0,05	0,50	0,50	°C
TP203	34,48	0,25	0,04	0,05	0,50	0,50	°C
TP301	-4,90	0,04	0,01	0,05	0,50	0,50	°C
TP302	5,39	0,03	0,00	0,05	0,50	0,50	°C
TT05	35,30	0,24	0,04	0,10	0,02	0,11	°C
TT08	21,70	0,47	0,08	0,10	0,02	0,13	°C
TT11	11,58	0,07	0,01	0,10	0,02	0,10	°C
TT101	76,42	0,41	0,07	0,10	0,02	0,12	°C
TT102	71,84	0,43	0,07	0,10	0,02	0,12	°C
TT201	34,27	0,25	0,04	0,10	0,02	0,11	°C
TT202	25,89	0,18	0,03	0,10	0,02	0,11	°C
TT303	-5,97	0,08	0,01	0,10	0,02	0,10	°C
TT401	-11,19	0,15	0,02	0,10	0,02	0,10	°C
TT402	-4,89	0,12	0,02	0,10	0,02	0,10	°C
PT01	59,82	0,03	0,01	0,10	0,06	0,12	bara
PT02	59,77	0,06	0,01	0,08	0,06	0,10	bara
PT03	95,00	0,13	0,02	0,08	0,10	0,12	bara
PT04	54,19	0,05	0,01	0,08	0,05	0,10	barg
PT05	60,35	0,03	0,01	0,08	0,06	0,10	bara
PT07	55,32	0,08	0,01	0,08	0,06	0,10	bara
PT08	56,06	0,04	0,01	0,10	0,06	0,11	bara
PT11	97,57	0,19	0,03	0,10	0,10	0,14	bara
PDT01	4,15	0,01	0,00	0,01	0,00	0,01	bar
PDT02	2,30	0,02	0,00	0,01	0,00	0,01	bar

4.4.3 Behandling av usikkerhet i sammensatte funksjoner

Sammensatte beregninger må ta hensyn til usikkerhetene i alle målingene som benyttes i funksjonen. Ettersom funksjoner ofte kombinerer verdier med forskjellig benevnning, er det essensielt å gjøre usikkerheten benevningsløs. Dette utføres ved å dele usikkerheten δX_i på gjennomsnittsverdien \bar{X} .

$$R = R_i(X_1, X_2 \dots X_N)$$

Formel 4-16 Sammensatt funksjon

Usikkerheten til den sammensatte funksjonen gjengitt i Formel 4-16 beregnes ut ifra Formel 4-17.

$$\delta R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial X_1} \cdot \delta X_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_2} \cdot \delta X_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial X_N} \cdot \delta X_N\right)^2}$$

Formel 4-17 Usikkerheten til en sammensatt funksjon

For å beregne usikkerheten i for eksempel overført varme i en varmeveksler blir det tatt utgangspunkt i Formel 4-18. Parameterne representerer overført varme \dot{Q} , massestrøm til fluidet \dot{m} , entalpiverdi på fluidet ut av varmeveksleren h_{ut} og entalpiverdi på fluidet inn på varmeveksleren h_{inn} .

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h_{ut} - h_{inn})$$

Formel 4-18 Formel for overført varme i en varmeveksler på CO₂-siden

Formel 4-17 blir dermed seende ut som Formel 4-19.

$$\delta \dot{Q} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{m}} \cdot \delta \dot{m}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial h_{ut}} \cdot \delta h_{ut}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial h_{inn}} \cdot \delta h_{inn}\right)^2}$$

Formel 4-19 Formel for usikkerhet for Formel 4-18

De partiell deriverte leddene i Formel 4-17 blir dermed:

$$\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{m}} = h_{ut} - h_{inn}$$

$$\frac{\partial \dot{Q}}{\partial h_{ut}} = \dot{m}$$

$$\frac{\partial \dot{Q}}{\partial h_{inn}} = -\dot{m}$$

Usikkerheten til massestrømmen $\delta \dot{m}$ er beregnet basert på standardavviket til måleserien samt kjent usikkerhet på instrumentene, se Formel 4-15. Entalpiverdiene blir beregnet i RnLib og usikkerheten må dermed beregnes basert på trykk og temperatur.

$$h = h(p, t)$$

Usikkerheten for entalpiverdien beregnes dermed etter Formel 4-20.

$$\delta h = \sqrt{\left(\frac{\partial h}{\partial p} \delta p\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial t} \delta t\right)^2}$$

Formel 4-20 Formel for usikkerhet i entalpiverdier

De partiellderiverte leddene i Formel 4-20 blir dermed:

$$\frac{\partial h}{\partial t} = c_p(p, t)$$

Verdien for spesifikk varmekapasitet c_p hentes direkte ut fra RnLib ved å spesifisere trykket p og temperaturen t .

$$\frac{\partial h}{\partial p} = \frac{h(p + \Delta p, t) - h(p, t)}{\Delta p}$$

Forandringen i entalpi ved en gitt trykkvariasjon beregnes etter formelen over.

Usikkerheten til trykket δp og temperaturen δt er beregnet på lik linje med $\delta \dot{m}$ etter Formel 4-15. Alle parameterne i Formel 4-19 er nå funnet og usikkerheten til overført varme i en varmeveksler kan dermed beregnes. Det samme utføres for alle andre verdier som beregnes.

5 Resultater

5.1 Utførelse av forsøk

Forsøkene ble utført med varierende verdier på fordampningstrykk, kondenseringstrykk, generatortrykk, generatortemperatur og massestrømforhold. Ut av fordamperen er det 5 °C overheting og ut av kondensatoren 5 °C underkjøling. Forsøkene viser at disse parameterne har i større eller mindre grad innvirkning på ytelsen til ejektoren. I tillegg til trykkforhold og massestrømforhold, er det særdeles relevant å se på fordampningstrykket (måler PT-07) for å kunne determinere bruksområdet ejektoren kan benyttes innen. I litteraturen om ejektorer blir hovedsakelig trykkforholdet og massestrømforholdet omdiskutert når ejektorytelsen skal diskuteres. Dette gjør det problematisk å kunne definere arbeidsområdet ejektoren kan operere i. Eksempelvis kan et trykkforhold på 1.2 bety et fordampningstrykk på 35 bara og kondenseringstrykk på 42 bara, eller fordampningstrykk på 50 bara og kondenseringstrykk på 60 bara. Basert på kun informasjon om trykkforholdet er det dermed vanskelig å kunne si noe om bruksområdet til ejektoren.

Selve forsøkene ble utført under stabile forhold. Det vil si at alle verdier for trykk og temperatur var innenfor henholdsvis 0,1 bar og 0,1 °C. Det var spesielt temperaturen ut av fordamperen som kunne variere. Dette gjorde det noe problematisk å holde 5 °C overheting ut av fordamperen. Ettersom mindre avvik på denne temperaturen får liten innvirkning på videre beregninger og sluttresultatene, blir små avvik her god tatt. Stabilt nivå med flytende CO₂ i beholder E-302 er også essensielt for at energiregnskapet skal gå opp. Ved variasjoner i nivået, vil ikke summen av massestrømmen gjennom generatoren og fordamperen tilsvare massestrømmen gjennom kondensatoren når riggen kjøres i 1-fase-modus. I 2-fase-modus vil massestrømmen gjennom kondensatoren og generatoren avvike fra hverandre.

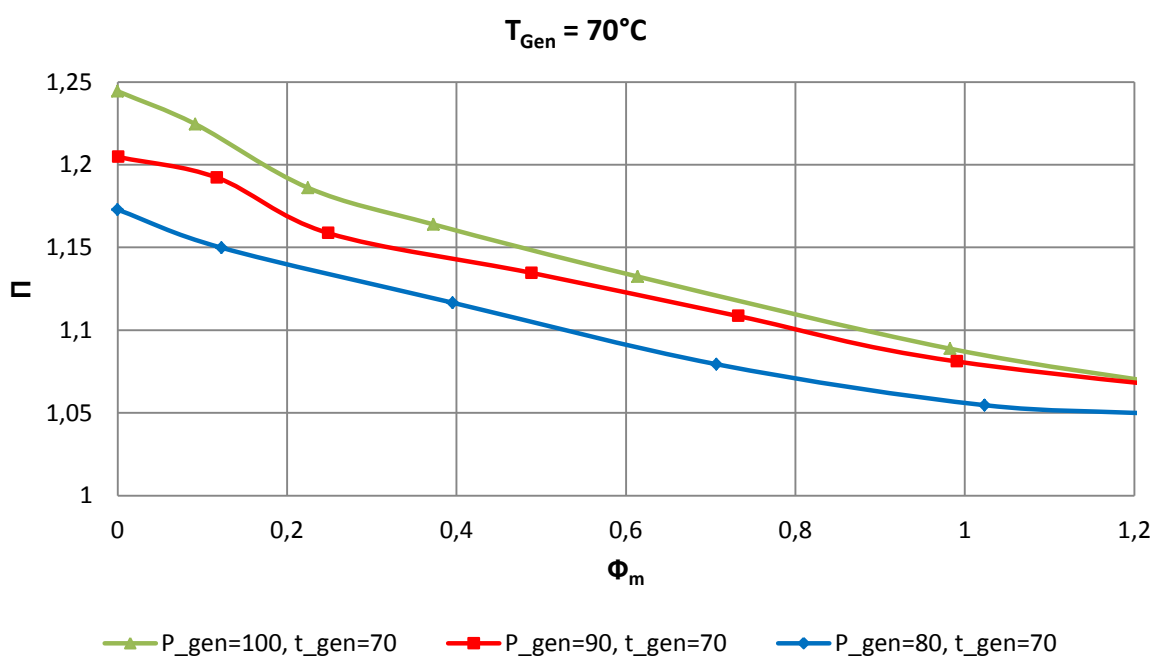
Logging av verdier ble utført når stabile tilstander var oppnådd. Det ble loggført >150 loggninger med 1 sekund i intervall. Videre beregninger blir dermed basert på snittverdier fra 2,5 minutter med logging. Dette anses som tilstrekkelig, ettersom logging kun blir utført under stabile tilstander.

5.2 Forsøksresultater

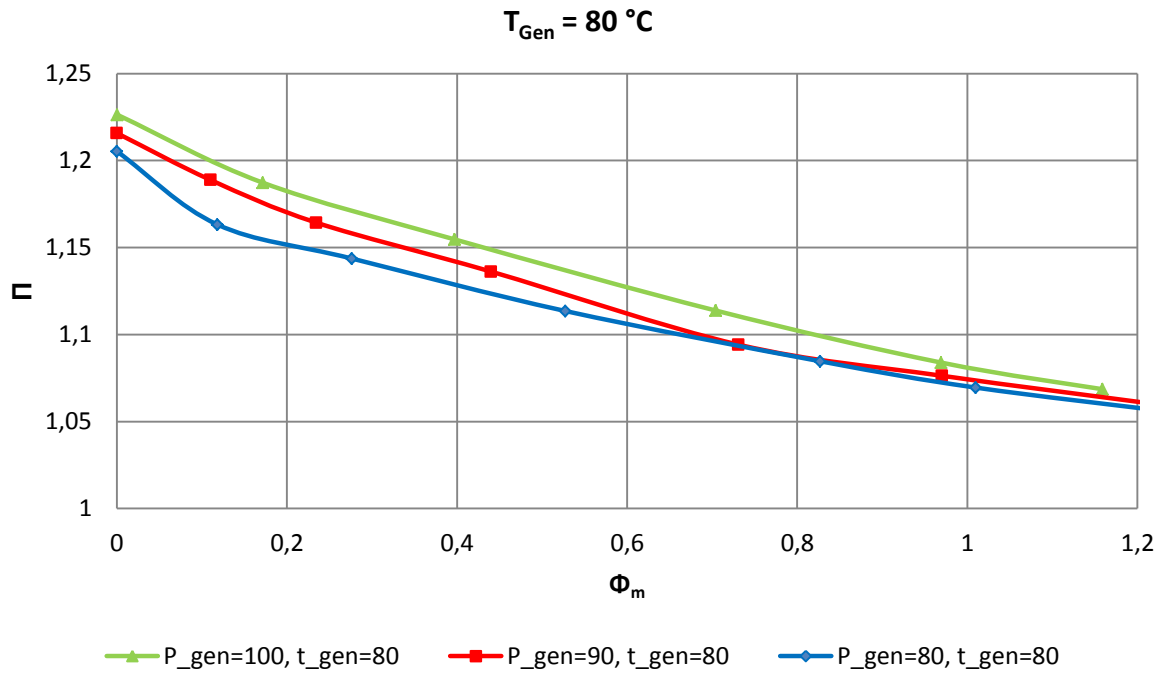
5.2.1 Ejektorytelse med drivdysse N3 og mikseseksjon D1

Ejektorytelsens påvirkning av generatortrykk og generatortemperatur

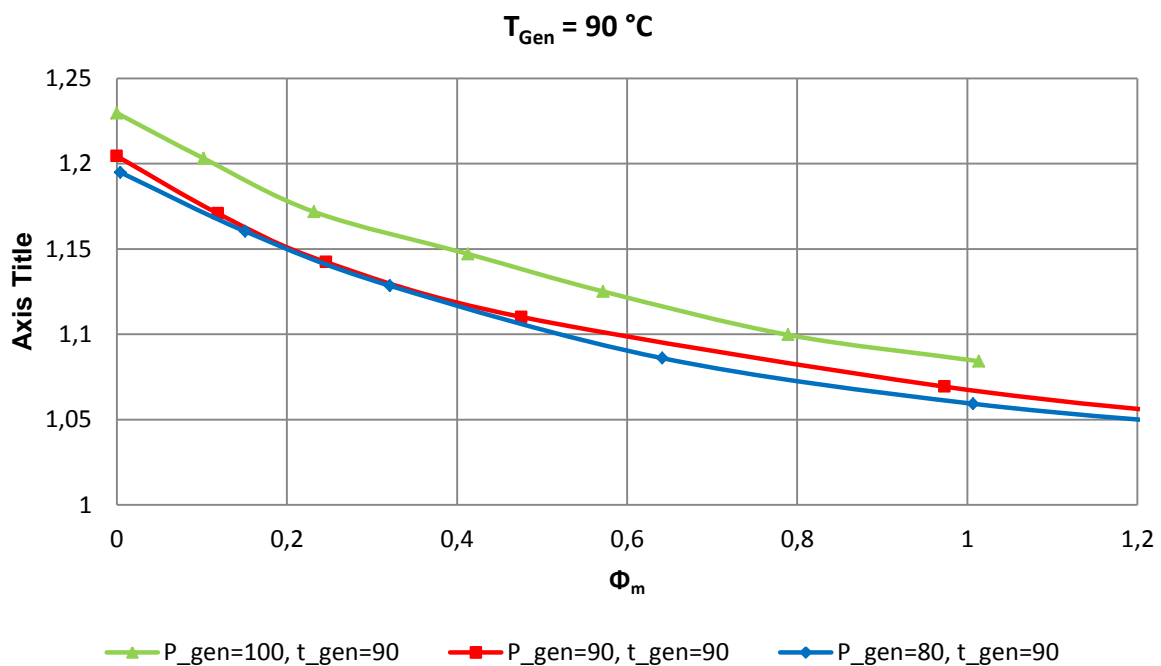
De første forsøkene ble utført for å bestemme hvilket trykk og temperatur inn på drivdysen som gir det høyeste trykkforholdet i forhold til massestrømforholdet. Forsøkene ble utført med generatortrykk på 80 bara, 90 bara og 100 bara, generatortemperatur på 70 °C, 80 °C og 90 °C med massestrømforhold mellom 0 og 1,2. Nøkkelverdier av utførte forsøk kan finnes i Vedlegg J. Som Figur 5-1, Figur 5-2 og Figur 5-3 viser, er det en klar sammenheng mellom generatortrykk og trykkforhold. Massestrømforholdet blir regulert ved å justere på reduksjonsventilen V-07. Som forventet gir lav massestrømforhold det høyeste trykkforholdet. Dette kan enkelt forklares med at ejektoren bruker mer energi på å bygge opp trykk, enn hva den bruker på å sirkulere fluid gjennom fordampere.



Figur 5-1 Trykkforhold kontra massestrømforhold. Generatortemperatur = 70 °C



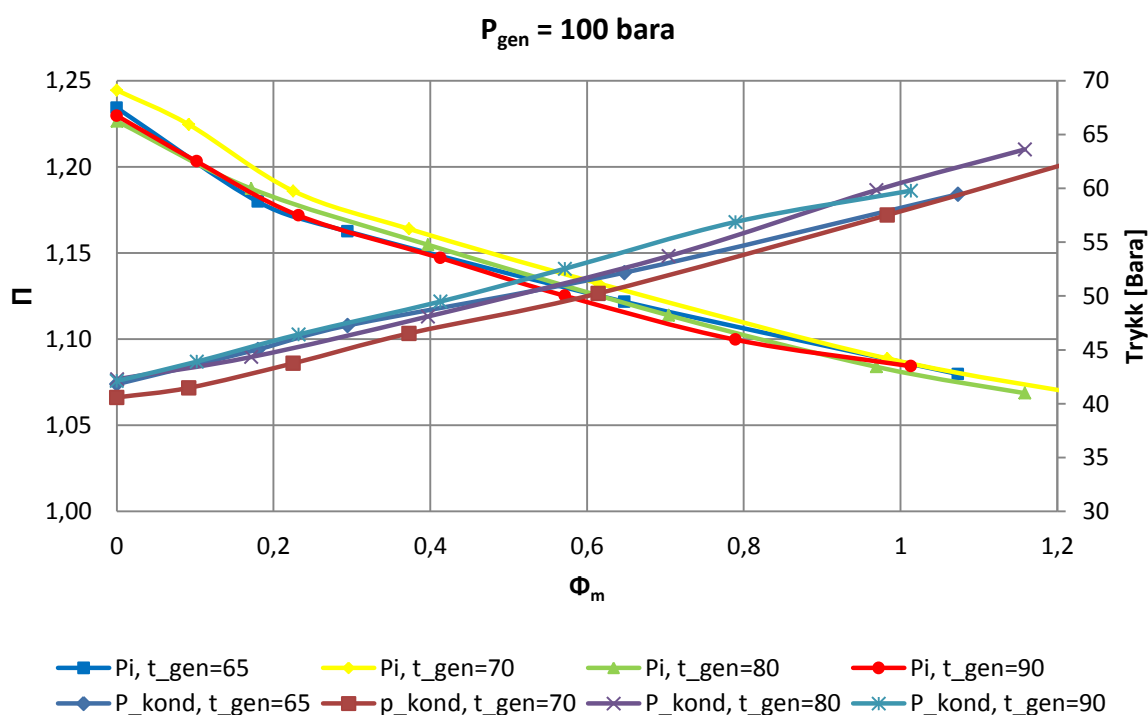
Figur 5-2 Trykkforhold kontra massestrømforhold. Generatortemperatur = $80 \text{ } ^\circ\text{C}$



Figur 5-3 Trykkforhold kontra massestrømforhold. Generatortemperatur = $90 \text{ } ^\circ\text{C}$

Fra figurene vises en klar sammenheng mellom trykkforhold og generatortrykk. For samtlige generatortemperaturer som er undersøkt, er det det høyeste generatortrykket som gir det største trykkforholdet.

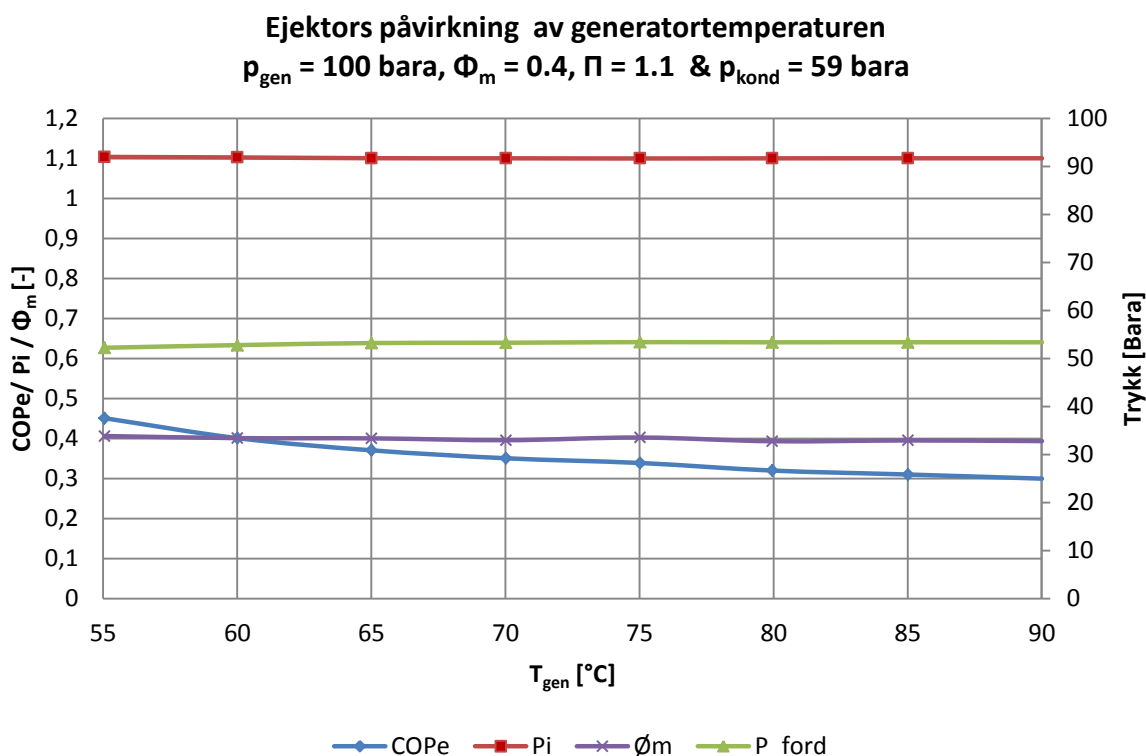
I Figur 5-4 oppsummeres de beste resultatene fra Figur 5-1, Figur 5-2 og Figur 5-3. I tillegg er det tatt med en måleserie med generatortemperatur på 65 °C. I figuren er også kondenseringstrykket for de aktuelle måleseriene tatt med. Fra figuren vises nesten identiske resultater for trykkforholdet, uavhengig av generatortemperaturen. De små avvikene i trykkforhold kan antas å være direkte relatert til kondenseringstrykket. Som det blir vist i Figur 5-8 øker trykkforholdet ved lavere kondenseringstemperatur. I Figur 5-4 kommer måleseriene med laveste kondenseringstrykk best ut på trykkforholdet. Den avgjørende faktoren for trykkforholdet er dermed ikke entalpidifferansen gjennom drivdysen, men heller trykkdifferansen mellom innløp og utløp på drivdysen. Denne trykkdifferansen vil i stor grad påvirke hastigheten på drivstrømmen ut av drivdysen som åpenbart påvirker trykkforholdet i positiv retning.



Figur 5-4 Trykkforhold kontra massestrømforhold. Generatortrykk = 100 bara

For å bekrefte antagelsene gjort over, ble det utført en måleserie hvor fordamper- og kondenseringstrykket og massestrømforhold ble holdt konstant. Resultatene er illustrert i Figur 5-5. Med bakgrunn i resultatene over, velges generatortrykk på 100 bara, ettersom dette har vist å gi beste avkastning mellom trykk- og massestrømforhold. Det valgte fordamper- og kondenseringstrykket gir et trykkforhold på 1,11 med kondenseringstrykk på 59 bara. Som figuren viser, vil COP_e reduseres ved høyere generatortemperatur. Bakgrunnen for dette blir videre diskutert under Figur 5-5. Forsøksserien i Figur 5-5 ble utført med generatortemperatur helt ned til 55 °C. Dette er mulig på grunn av den relativt lave massestrømforholdet på 0,4. Ved høyere verdier ville

fluidet ved utløpet av ejektoren være i 2-faseområdet. Generator temperatur lik 60 °C bør benyttes for å sikre at dette ikke forekommer. Basert på disse resultatene, er det klart at generatortrykk på 100 bara og generator temperatur lik 60 °C gir de beste forutsetningene for å benytte dette ejektorsystemet sammen med store kuldeanlegg.

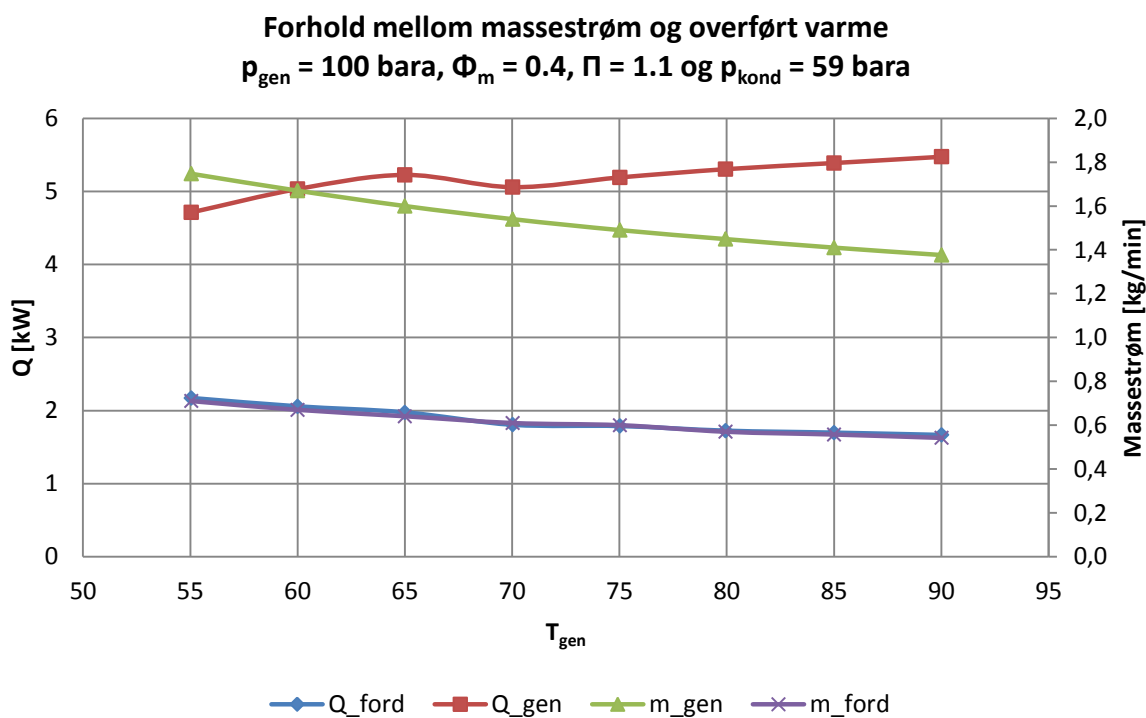


Figur 5-5 Ejektorytelse og dens påvirkning av T_{gen} , p_{gen} , Φ_m og p_{kond} er konstant

I Figur 5-6 vises målte verdier for massestrøm og beregnede verdier for overført effekt/ varme i varmevekslerene i generatorkretsen og fordamperkretsen. Resultatene er basert på samme måleserie som Figur 5-5. Fra figuren kommer det klart frem hvorfor COP_e synker ved forhøyde verdier på generator temperaturen. Når generator temperaturen øker, ser vi at massestrømmen gjennom generatoren reduseres. Dette skjer på grunn av redusert tetthet til CO_2 når temperaturen stiger. Mindre massestrøm vil dermed kunne trengte gjennom drivdysen. Til tross for redusert massestrøm gjennom generatoren, vil effektbehovet øke ved økt generator temperatur. Dette er på grunn av konstant temperatur inn på generatoren⁹ og økt temperatur ut av generatoren. Med konstant massestrømforhold vil massestrømmen gjennom fordampere reduseres proporsjonalt med massestrømmen gjennom generatoren. Gitt av dette, reduseres fordampningsarbeidet i fordampere proporsjonalt med redusert massestrøm gjennom fordampere. Ettersom COP_e er en

⁹ Temperaturen inn på generatoren tilsvarer kondenseringstemperaturen.

funksjon av generatorarbeid og fordampningsarbeid, vil COP_e reduseres ved høyere verdier på generatortemperaturen når massestrømforholdet er konstant. Gitt av dette er det bekreftet at økt generatortemperatur fører til redusert COP_e når trykk- og massestrømforholdet samt kondenseringstrykket/ fordampningstrykket er konstant.

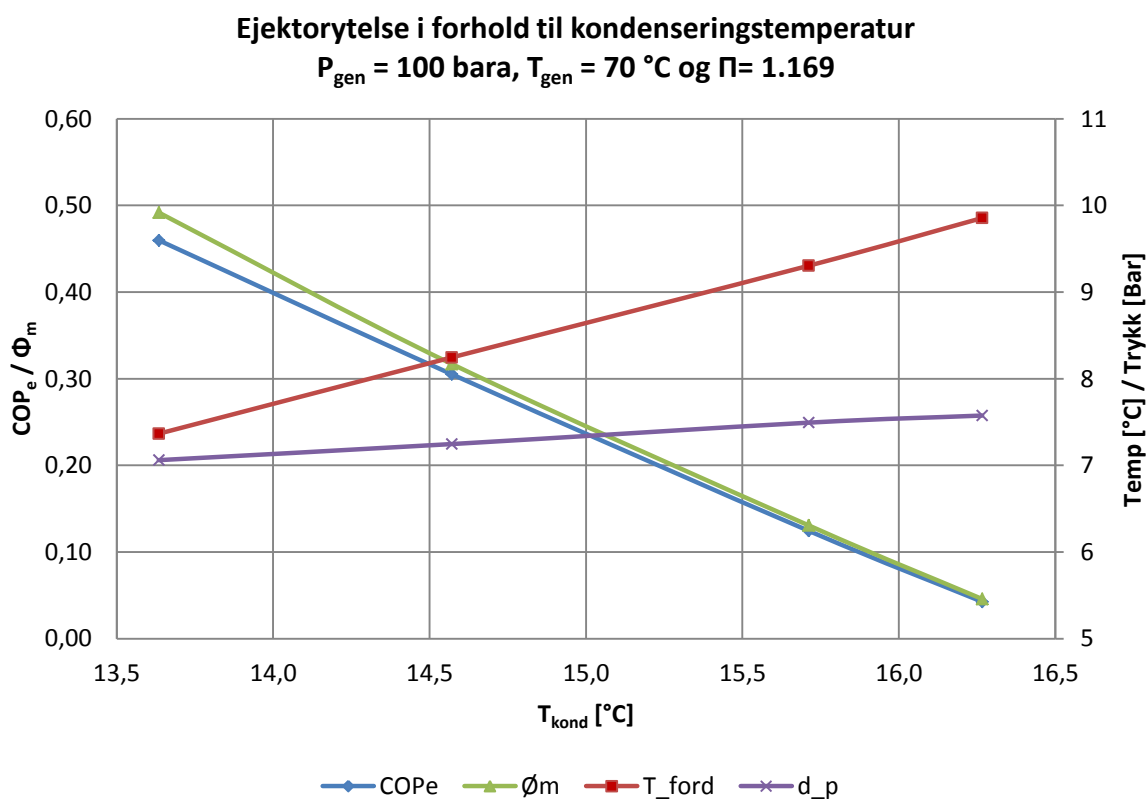


Figur 5-6 Generatortemperaturens påvirkning på massestrømmene og overført energi i fordampner og generator

Ejektorytelse i off-design

I Figur 5-7 illustreres hvordan COP_e blir påvirket når kondenseringstemperaturen økes fra 13,6 °C til 16,3 °C. Generatortrykk, generatortemperatur og trykkforholdet bevares konstant på henholdsvis 100 bara, 70 °C og 1,169. Som figuren viser, faller COP_e fra 0,46 til 0,04 ved å forandre kondenseringstemperaturen med 2,7 °C. Årsaken til det brå fallet i COP_e er resultatet av at ejektoren har problemer med å opprettholde trykkforholdet når kondenseringstemperaturen stiger. For å opprettholde trykkforholdet må dermed massestrømforholdet reduseres. Dette utføres ved å regulere på ventil V-07 for å redusere massestrømmen på sugesiden av ejektoren. På grunn av

konstant trykkforhold vil også trykkdifferansen¹⁰ øke med kondenseringstemperaturen. I dette tilfellet er ejektoren i “underkritisk modus” som ble omtalt i Avsnitt 4.1.



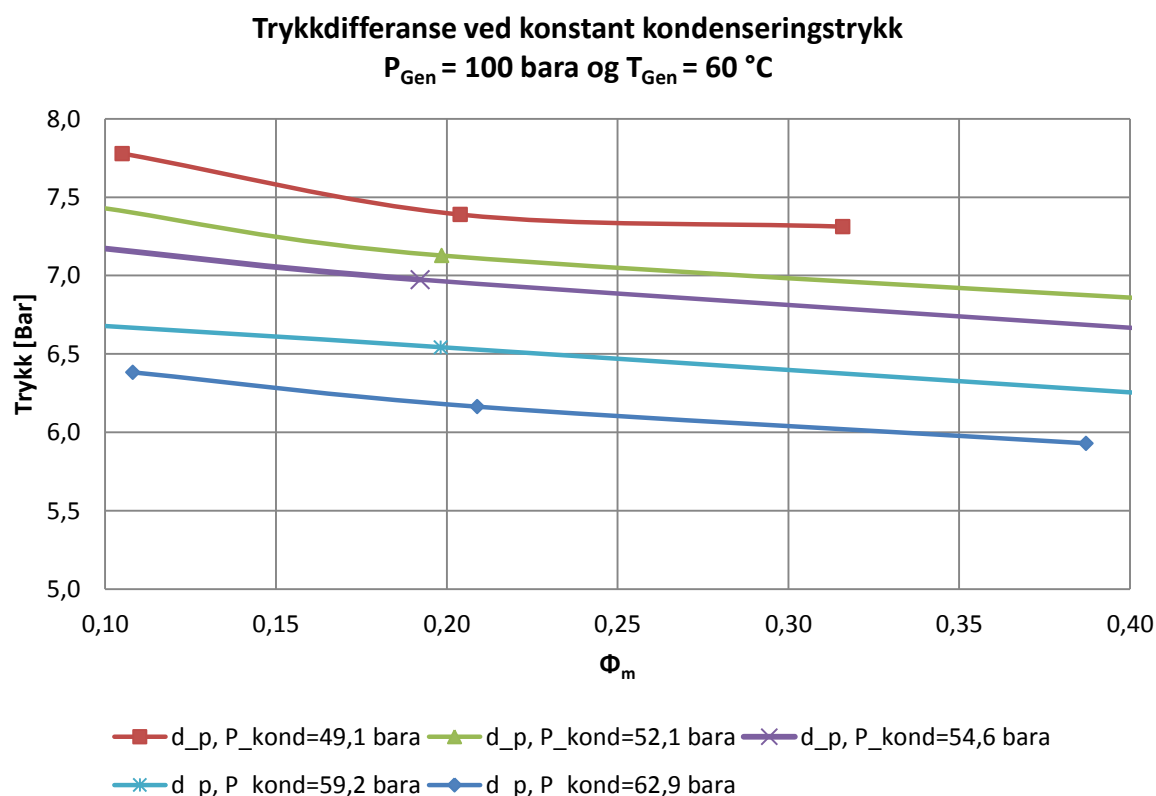
Figur 5-7 Ejektorytelse og dens påvirkning av kondenseringstemperatur ved konstant P_{gen} , T_{gen} og Π

Kondenseringstrykkets innvirkning på ejektorytelsen og virkningsgrad

Trykkdifferansen over ejektoren er som kjent av spesiell interesse. I Figur 5-8 illustreres hvordan trykkdifferansen påvirkes av kondenseringstrykket og massestrømforholdet. Figuren viser en klar økning i trykkløftet ved lavere verdier på kondenseringstrykket. Det vil si at ejektoren yter bedre ved lavere fordampningstrykk. Som vist i Figur 5-4 vil ikke grafen til trykkløftet være en eksponentiell funksjon når massestrømforholdet nærmer seg null. Når massestrømforholdet nærmer seg null vil dermed ikke trykkløftet stige markant. En-dimensjonale modeller av blant andre Alexis & Karayiannis (2005), Boumaraf & Lallemand (2009) og Elakhdar et al. (2011) har vist en eksponentiell graf mellom trykkforholdet og massestrømforholdet når massestrømforholdet går mot null. Til tross for at trykkforholdet øker når massestrømforholdet går mot null, er det vist i Figur 5-8 at dette ikke er tilfelle i realiteten med CO_2 som kuldemedie. Basert på disse resultatene samt resultatene fra

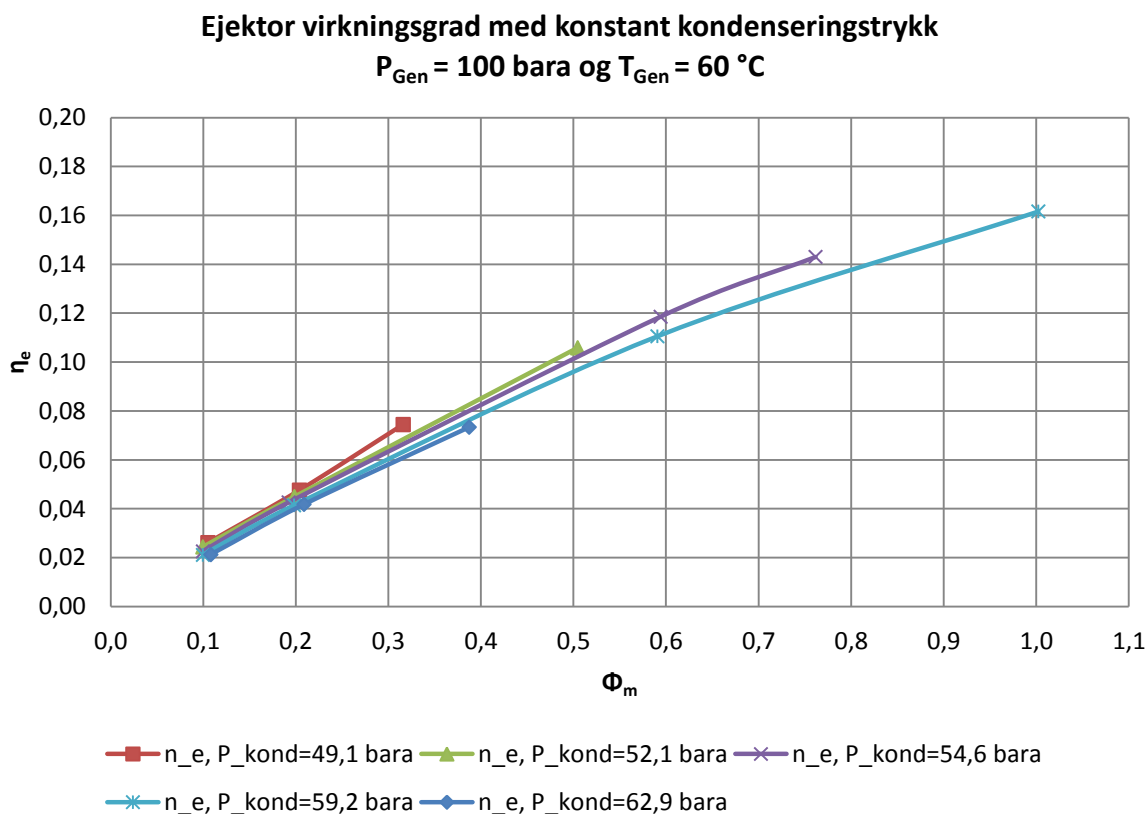
¹⁰ delta P

Figur 5-1, Figur 5-2 og Figur 5-3, vil trykkløftet kunne økes ved å redusere kondensering- og fordampningstrykket eller øke generatortrykket.



Figur 5-8 Trykkdifferanse i bara med konstant kondenseringstrykk og varierende Φ_m

Ettersom virkningsgraden for ejektorer er en funksjon avhengig av blant annet trykkløftet, er det ved de lavere verdiene på kondenseringstrykket som gir best resultater. Dette vises i Figur 5-9. Samtidig er denne funksjonen avhengig av hvor mye masse som blir løftet fra fordampningstrykket opp til kondenseringstrykket. Dermed vil ejektor virkningsgraden øke med massestrømforholdet.



Figur 5-9 Ejektor virkningsgrad med konstant kondenseringstrykk og varierende Φ_m

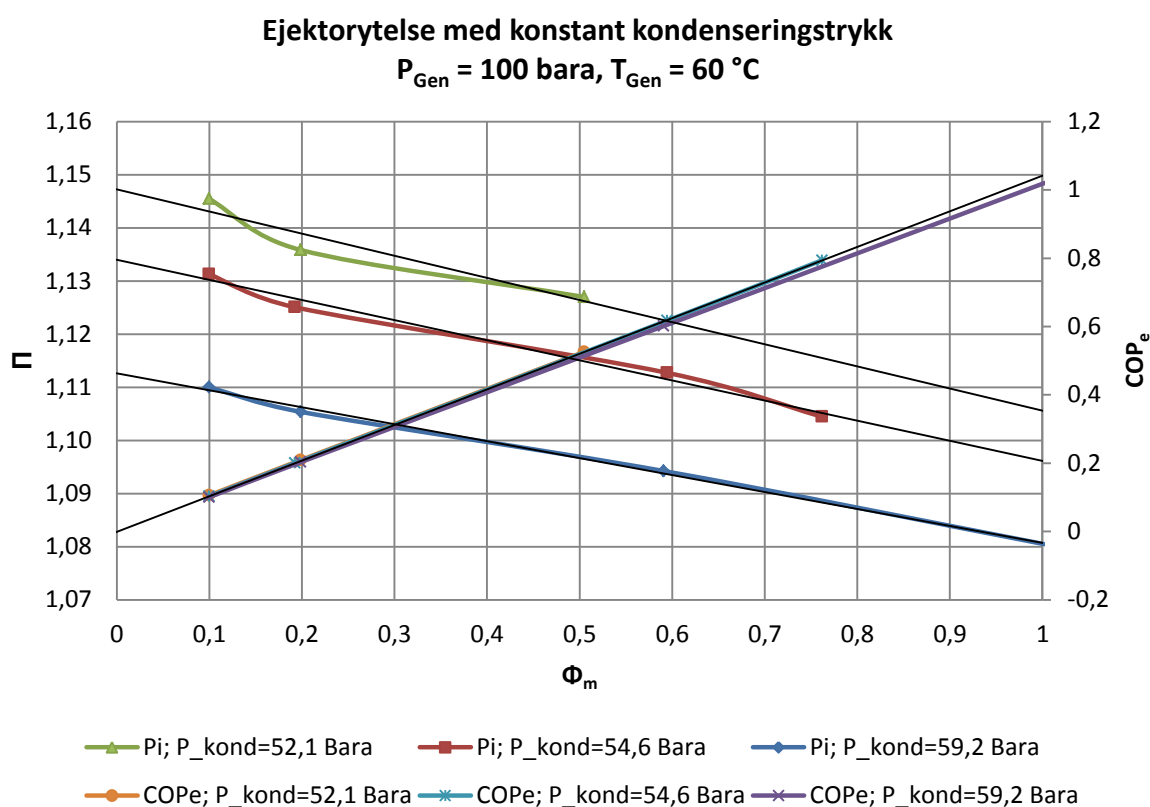
Utvikling av formler for ejektorytelse

Ejektorytelsen ble undersøkt ved forskjellige kondenseringstrykk. Ved å variere massestrømforholdet kan grafer for trykkforholdet og COP_e illustreres for bestemte kondenseringstrykk og dermed vise ejektorytelsen ved konkrete forhold. Figur 5-10 viser trykkforholdet og COP_e for tre forskjellige kondenseringstrykk på henholdsvis 52,1 bara, 54,6 bara og 59,2 bara. For de to laveste kondenseringstrykkene kunne ikke massestrømforholdet økes opp til ønsket verdi. Dette var på grunn av manglende kapasitet på kuldeanlegget til forsøksriggen når kondenseringstemperaturene ble for lav. Trendlinjene for trykkforholdet og massestrømforholdet viser en klar sammenheng mellom de tre kondenseringstrykkene. Forsøkene viser at trykkforholdet øker ved lavere kondenseringstemperatur. Dette ble tidligere vist i Figur 5-8. Resultatene fra forsøkene viser også at COP_e er uavhengig av kondenseringstemperaturen. Som kjent så øker entalpidifferansen i fordampere ved redusert fordampningstrykk. Ved konstant massestrøm gir dette økt fordampningsarbeid. Dette gir i teorien økt COP_e . Ettersom generatorarbeidet også øker proporsjonalt med fordampningsarbeidet vil ikke kondenseringstrykket få innvirkning på COP_e . Kurven for COP_e er lineær, og kan dermed gjengis nøyaktig av en lineær trendlinje. Formelen fra denne trendlinjen er gjengitt i Formel 5-1.

$$COP_e(\Phi_m) = 1,042 \cdot \Phi_m - 0,0008$$

Formel 5-1 Formel for COP_e ved $P_{Gen} = 100$ bara og $T_{Gen} = 60$ °C basert på måleresultater

Massestrømforholdet er i Figur 5-10 begrenset til en (1). I realiteten er ikke dette maksimal verdi, men på grunn av begrensninger i forsøksriggen blir ikke verdier over dette undersøkt. I praksis vil massestrømforholdet kunne økes til ca. to (2) uten at dette medfører problemer. En lav verdi på trykkforholdet må da forventes.



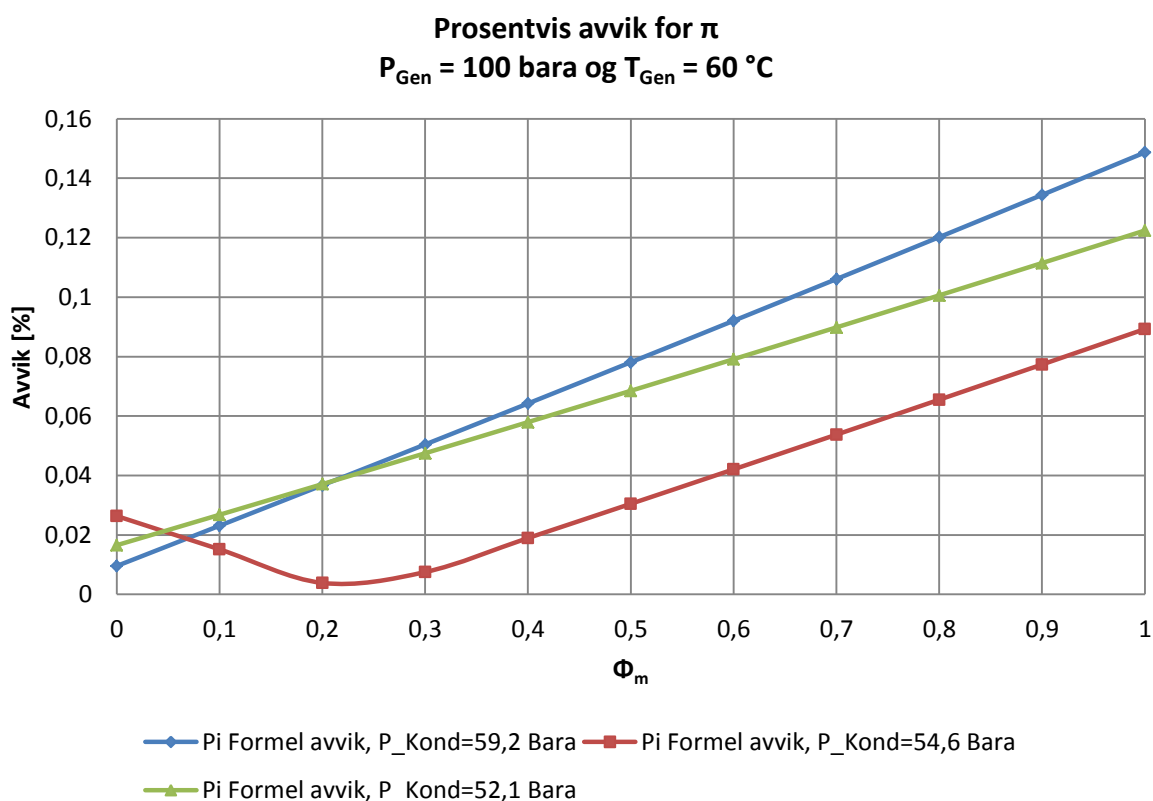
Figur 5-10 Ejektorytelse med konstant kondenseringstrykk

Formelen for trykkforholdet blir en funksjon av kondenseringstrykket og massestrømforholdet. Utgangspunktet er trendlinjene for trykkforholdet i Figur 5-10. Den ikke-lineære funksjonen som er utarbeidet er gjengitt i Formel 5-2.

$$\begin{aligned} \Pi(P_{kond}, \Phi_m) = & (-0,000037 \cdot P_{kond}^2 + 0,005446 \cdot P_{kond} - 0,226138) \cdot \Phi_m \\ & + 2,956319 \cdot P_{kond}^{-0,239488} \end{aligned}$$

Formel 5-2 Formel for Π ved $P_{Gen} = 100$ bara og $T_{Gen} = 60$ °C basert på måleresultater

Avvik mellom Formel 5-2 og trendlinjene i Figur 5-10 er gjengitt i Figur 5-11. Som figuren viser, er avviket svært lite med 0,15 % som maksimal verdi for massestrømforhold opp til 1.



Figur 5-11 Prosentvis avvik mellom Formel 5-2 og trendlinjene for Π i Figur 5-10

For å verifisere formlene for COP_e og trykkforholdet, ble det utført målinger med kondenseringstrykk på henholdsvis 42,1 bara og 62,9 bara ved tre forskjellige verdier for massestrømforhold. Kondenseringstrykket representerer her verdier som ligger utenfor trykkområdet som formlene er basert på. I Tabell 5-1 er Formel 5-1 for COP_e verifisert. Det største avviket for COP_e er på 6,92 %. Dette avviket antas som overkommelig avvik, ettersom de verdiene for COP_e som behandles er som regel <1 og dermed følsom for små variasjoner. I Tabell 5-2 er Formel 5-2 for trykkforhold verifisert. Avviket mellom målt verdi og beregnet trykkforhold var på det høyeste 0,41 %. Dette anses som en svært god tilnærming.

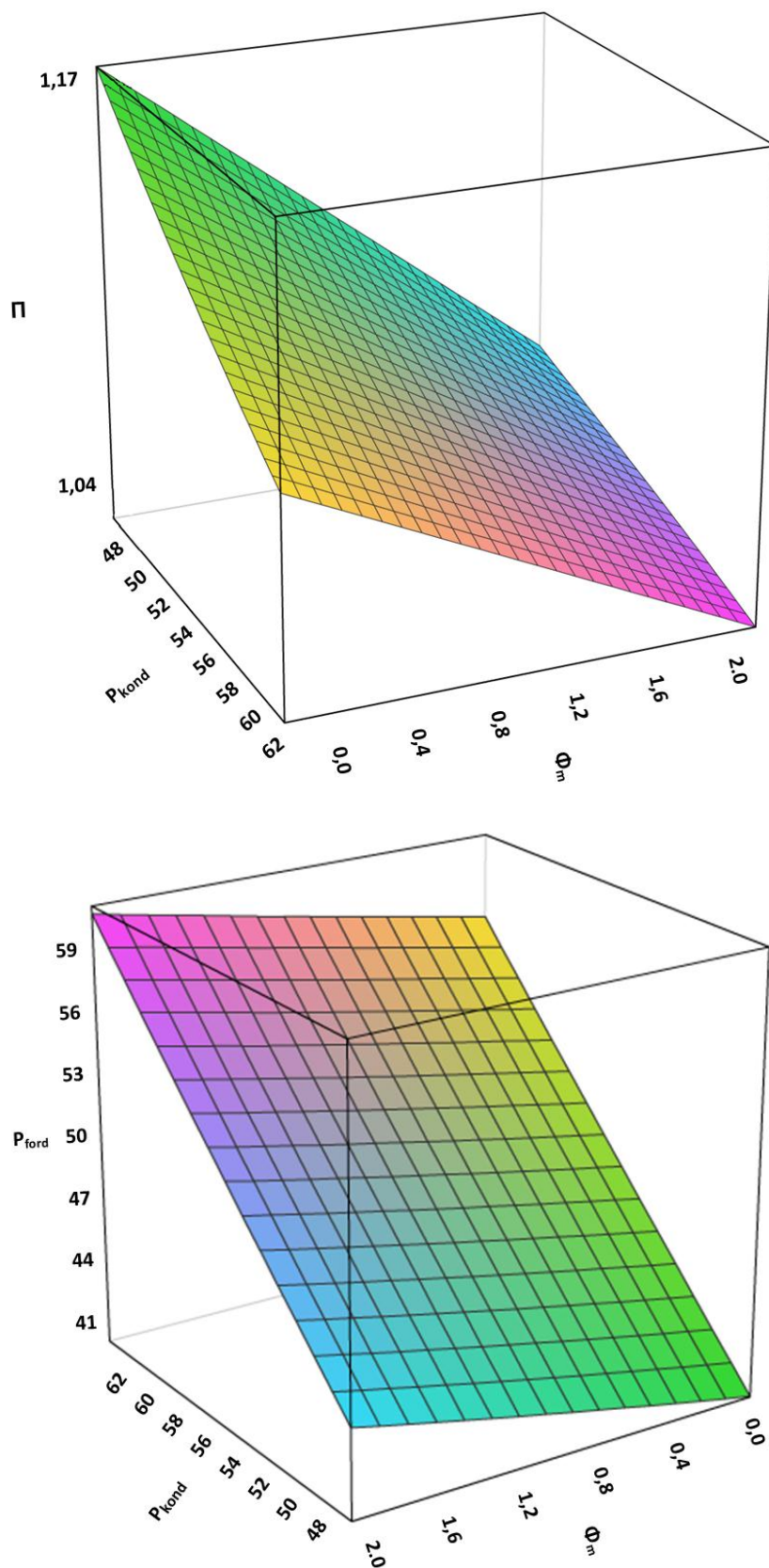
Tabell 5-1 Verifisering av Formel 5-1 for COP_e

P _{kond} [bara]	Målt Φ _m	Målt COP _e	Kalkulert COP _e	Avvik COP _e [%]
49,14	0,11	0,11	0,11	1,28
49,1	0,20	0,21	0,21	1,05
49,13	0,32	0,34	0,33	2,29
62,84	0,11	0,10	0,11	6,92
62,87	0,21	0,21	0,22	3,22
62,86	0,39	0,38	0,40	4,59

Tabell 5-2 Verifisering av Formel 5-2 for Π

P _{kond} [bara]	Målt Φ _m	Målt Π	Kalkulert Π	Avvik Π [%]
49,14	0,11	1,16	1,16	0,41
49,1	0,20	1,15	1,15	0,06
49,13	0,32	1,15	1,15	0,16
62,84	0,11	1,10	1,09	0,23
62,87	0,21	1,09	1,09	0,15
62,86	0,39	1,09	1,09	0,27

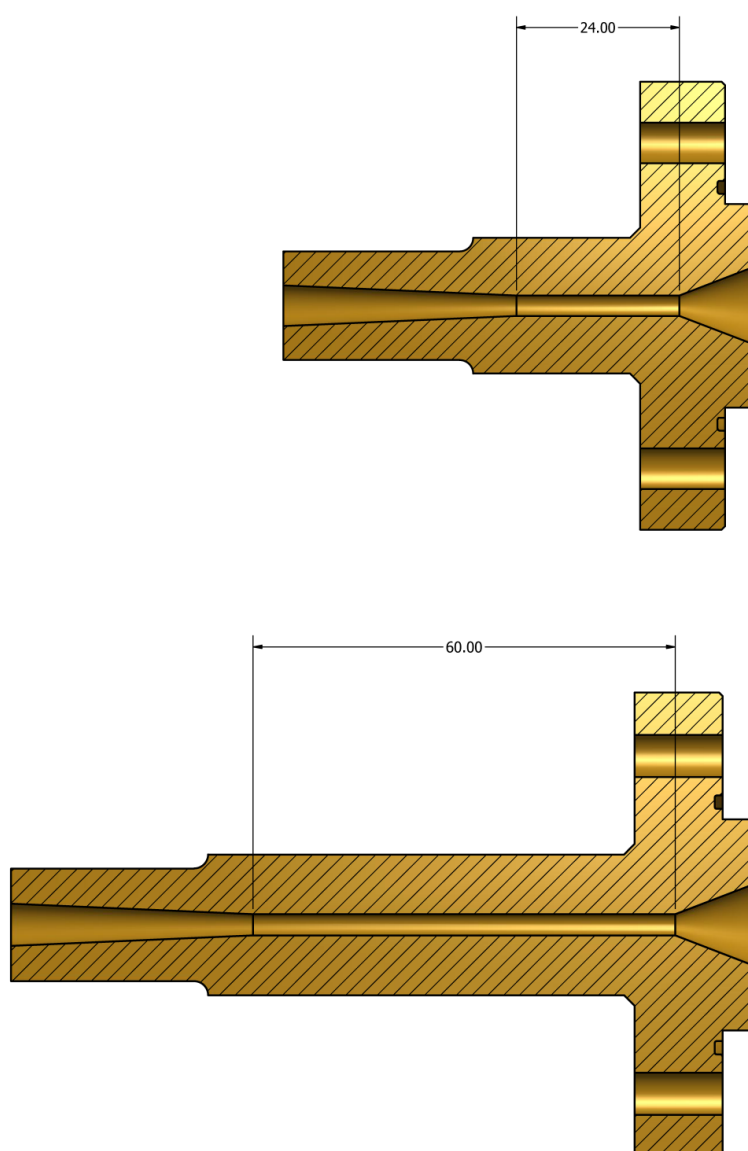
I Figur 5-12 visualiseres trykkforholdet med hensyn på kondenseringstrykket og massestrømforholdet. I figuren kommer det klart frem at største trykkforhold oppnås ved lavt kondenseringstrykk og lavt massestrømforhold. Formelen for trykkforholdet og COP_e kan dermed med stor nøyaktighet benyttes på kondenseringstrykk mellom 49 bara og 63 bara. Massestrømforholdet bør ikke overskride en (1). For høyere massestrømforhold kan ikke nøyaktigheten til formlene bekreftes. I Figur 5-12 er trykkdifferansen visualisert med massestrømforhold opp mot to (2). Med laveste massestrømforhold vil fordampningstrykket i det gitte intervallet for kondenseringstrykk variere mellom 41 bara og 57,5 bara.



Figur 5-12 3-D visualisering av trykkforholdet med hensyn på kondenseringstrykk og massestrømforhold

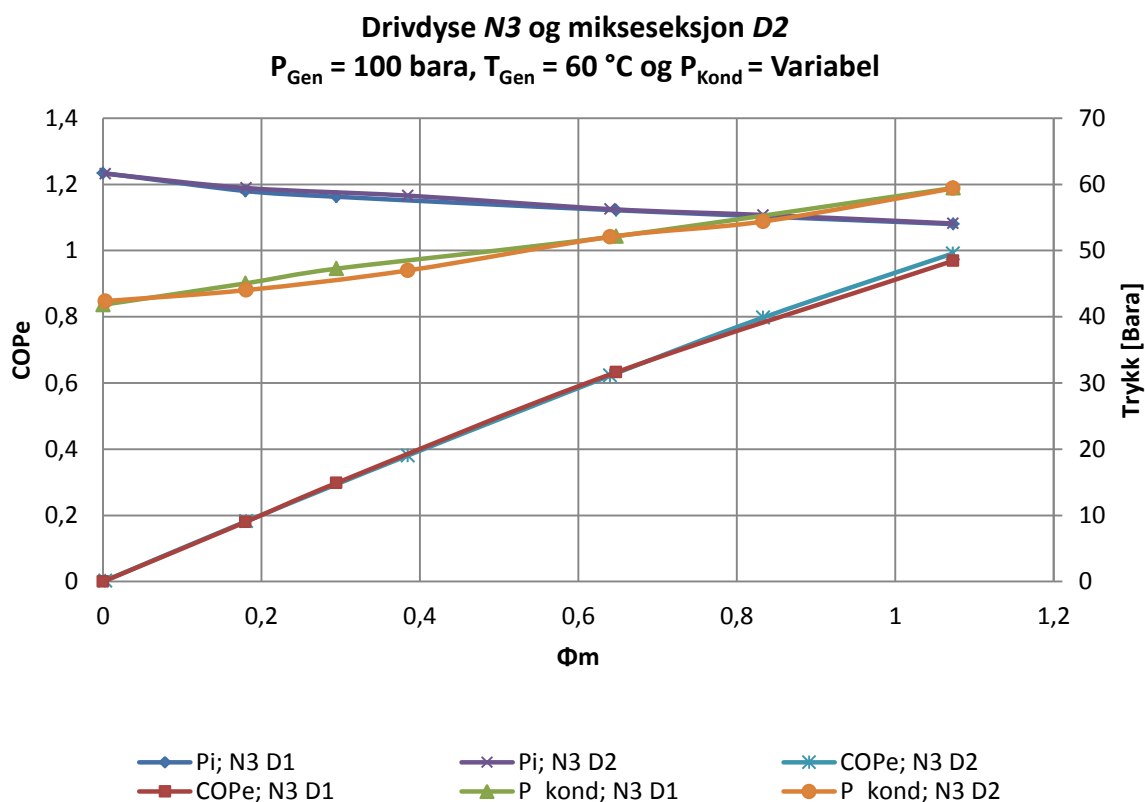
5.2.2 Ejektorytelse med alternativ geometri

Mikseseksjon *D1* og drivdyse *N3* som er blitt brukt så langt, er blitt valgt ut på basis av tidligere utførte forsøk av Hofmann (2009). For å undersøke hvordan ejektorytelsen er påvirket av geometrien til drivdyse og mikseseksjon ble det utført eksperiment med flere geometrier. I Første omgang ble mikseseksjonen *D1* erstattet med mikseseksjon *D2*. Disse har lik geometri sett bort i fra lengden på miksekammeret. Lengden er 2,5 ganger så lang, noe som resulterer i at lengde/diameter forholdet øker fra 8 til 20. Se Figur 5-13 for illustrasjon av de to mikseseksjonene.



Figur 5-13 Illustrasjon av lengden på miksekammeret til mikseseksjon *D1* og *D2*. Designet i Autodesk Inventor 2011

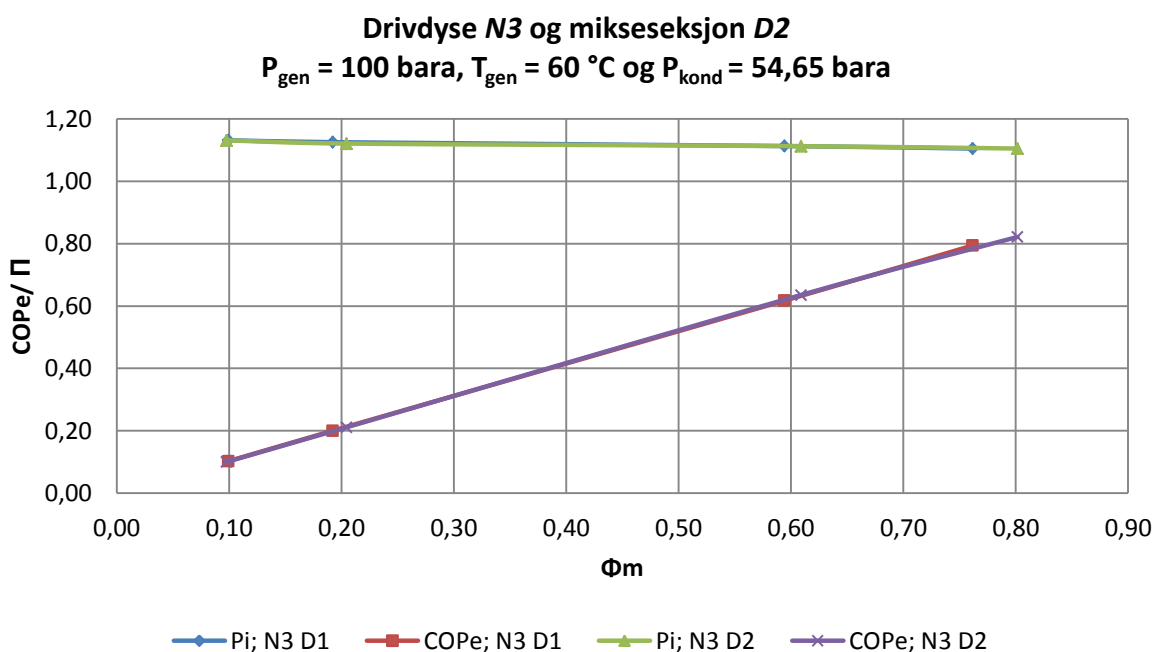
I forsøkene blir det benyttet samme optimale generatortemperatur og trykk som ble brukt for mikseseksjon *D1*, 60 °C og 100 bara. Figur 5-14 viser grafer for ejektorytelse med både mikseseksjon *D1* og *D2* hvor kondenseringstrykket varierer. Som figuren viser, utgjør utskifting av mikseseksjonen liten til ingen forskjell på ejektorytelsen. De små avvikene som forekommer er på grunn av små avvik i driftsparameterne under forsøkene.



Figur 5-14 Sammenlikning av ejektorytelse med mikseseksjon *D1* og *D2* med variabelt kondensatortrykk.

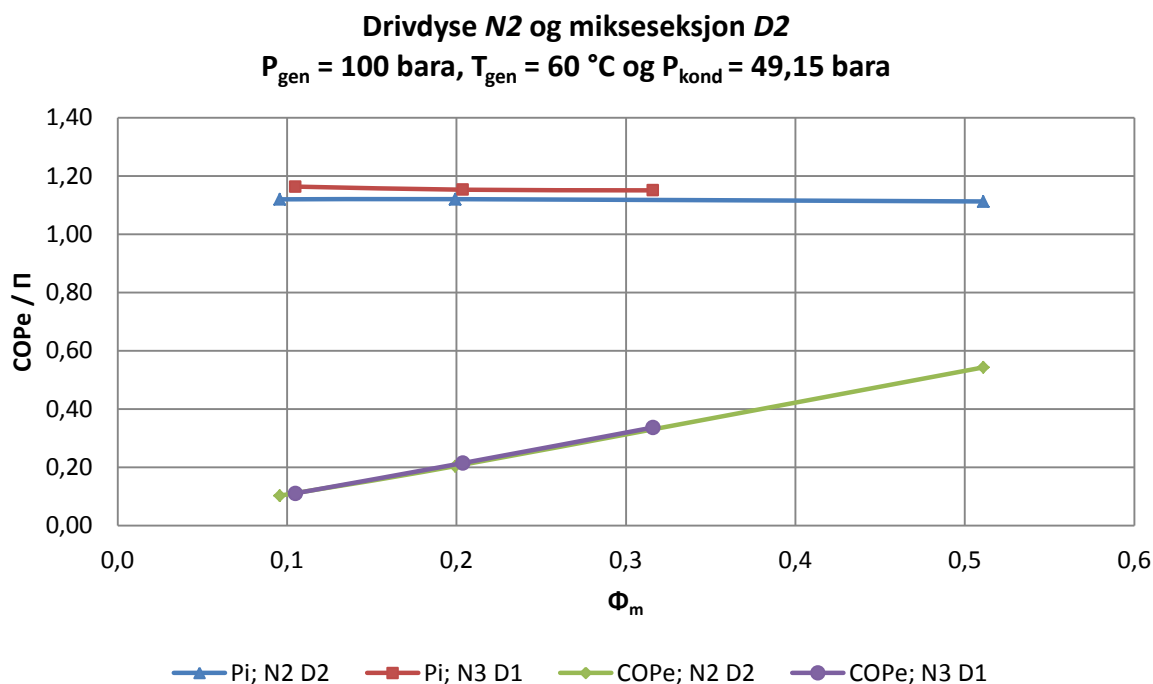
I Figur 5-15 blir ejektorytelsen med mikseseksjon *D1* og *D2* sammenliknet under konstant kondenseringstrykk. Fra figuren kommer det klart frem at resultatene for mikseseksjon *D1* og *D2* er identiske. Et lengre miksekammer fører dermed ikke til økt trykkforhold ved et gitt massestrømforhold. Det vil dermed kunne antas at optimal trykkoppbygning er oppnådd i mikseseksjon *D1*. I dette tilfellet vil økt lengde på miksekammeret kun medføre økte friksjonskrefter på strømmingen. I teorien vil dette medføre større trykktap og dårligere trykkforhold. Ettersom ejektoren tilsynelatende er upåvirket av det lengre miksekammeret, kan dette være et resultat av strømningsmønsteret innad i ejektoren. Ettersom det gjennom store deler av mikseseksjonen vil være et grensesjikt mellom drivstrømmen og sugestrømmen, se Figur 4-2, vil de høyeste hastighetene befinne seg i sentrum av miksekammeret. Dette gjør at friksjonskreftene får en mindre

påvirkning på trykktapet gjennom ejektoren. De økte friksjonskreftene som oppstår blir dermed for små til å gi utslag på ejektorytelsen.



Figur 5-15 Sammenlikning av ejektorytelse med mikseseksjon D1 og D2 ved konstant kondensatortrykk

For å se på drivdysens innvirkning på ejektorytelsen, ble dyse N3 erstattet med N2. Se Vedlegg E for skisser. Mikseseksjon D2 ble benyttet under disse forsøkene. Denne dysen har det samme minste tverrsnitt som drivdyse N3, men med lengre divergerende seksjon. Resultatene fra Hofmann (2009) viser at drivdyse N2 har en lavere virkningsgrad til sammenlikning med drivdyse N3. Dette kommer klart frem i Figur 5-16, hvor resultatene fra utførte forsøkene er vist. Som figuren viser, er resultatene for COP_e identiske med tidligere resultat. Trykkforholdet er lavere for N2 i forhold til N3. Det er nærliggende å tro at dette er på grunn av den lavere virkningsgraden til drivdyse N2. Se Figur 3-9 for virkningsgradkurver for drivdysene. Forsøkene er utført med samme utgangspunkt som resultatene i Figur 5-15.



Figur 5-16 Ejektorytelse med dyse N2 og mikseseksjon D2

På grunn av den økte lengden på den divergerende seksjonen, vil overflatearealet som den høyhastighetsstrømningen gjennom drivdysen er i kontakt med øke. Hastighetene i denne seksjonen er ofte supersoniske, noe som resulterer i høye friksjonskrefter. Kombinasjonen økt overflateareal og høye hastigheter vil dermed medføre høyere trykktap gjennom drivdysen og lavere utløpshastigheter på drivstrømmen. Som diskutert tidligere er hastighetene på drivstrømmen og sugestrømmen gjennom ejektoren en essensiell parameter for trykkoppbygningen. Det er dermed nærliggende å tro at det økte overflatearealet i den divergerende seksjonen reduserer trykkforholdet i ejektoren.

5.2.3 Diskusjon

Innledningsvis ble det utført forsøk for å determinere to av hovedparameterne til ejektoren. Generatortrykket ble undersøkt mellom 80 bara og 100 bara og generatortemperaturen ble undersøkt mellom 55 °C og 90 °C. Resultatene var entydig, hvor høyt generatortrykk og lav generatortemperatur gir best ejektorytelse. Generatortemperaturen hadde liten til ingen innvirkning på trykkforholdet. Dette ble vist i Figur 5-5. Ved å heve generatortemperaturen reduseres tettheten til fluidet inn på drivdysen. Ettersom funksjonen for massestrøm gjennom en dyse er avhengig av tettheten til fluidet, vil også massestrømmen reduseres. Ved konstant massestrømforhold vil dermed også massestrømmen på sugesiden reduseres. Økt generatortemperatur vil dermed medføre til redusert fordampningsarbeid. Selv om massestrømmen gjennom fordampere reduseres mindre enn massestrømmen gjennom generatoren vil COP_e bli redusert. Dette er en direkte årsak av økt

generatortemperatur, og dermed større temperaturforskjell gjennom generatoren. De samme resultatene ble også funnet av Eames et al. (1995).

I Figur 5-10 ble det vist at COP_e er uavhengig av kondenseringstrykket. Ved en forandring av kondenseringstrykket vil entalpiverdiene inn på pumpen og strupeventilen også forandre seg. Ettersom strømmingen gjennom pumpen og strupeventilen er isentalpisk¹¹, vil også entalpiverdiene ved innløpet til generatoren og fordamperen forandre seg like mye. Forandring i entalpidifferanse gjennom generatoren og fordamperen blir dermed den samme. En endring i kondenseringstrykket vil dermed ikke medføre til store endringer i COP_e . Gitt av dette er entalpidifferansen i generatoren og fordamperen tilnærmet den samme.

Diskutering av COP_e som en viktig parameter i et 2-fase ejektorsystem er i denne rapporten ikke vektlagt. I store deler av litteraturen er dette en parameter som er godt omtalt. COP_e gir leserne kun informasjon om fordamperarbeidet kontra generatorarbeidet. Den eneste applikasjonen hvor denne parameteren er essensiell er i dampkompresjon ejektorsystem, hvor kondenseringstrykket ikke er en nødvendig parameter. I et 2-fase ejektorsystem er massestrømforholdet en variabel, og som forsøkene viser kan denne verdien velges > 1 . Ettersom COP_e er i stor grad påvirket av Φ_m , vil dermed disse ejektorsystemene kunne fremlegges med COP_e høyere enn en (1). I realiteten vil ikke disse ejektorsystemene fungere tilfredstillende på grunn av for lavt temperaturløft mellom fordamper og kondensator. I de fleste tilfeller vil det lille temperaturløftet som er oppnådd forsvinne i temperaturtilnærmingene i varmevekslerene.

Forsøkene viser økt trykkforhold og trykkdifferanse ved lavere kondenseringstrykk. Det største trykkforholdet ble målt til 1,23 ved kondenseringstrykk 42,28 bara. Dette tilsvarer en fordampningstemperatur på $-0,62$ °C og en kondenseringstemperatur på $7,49$ °C ($\Delta t = 8,11$ °C). Lavere fordampningstemperatur ble oppnådd med lavere generatortrykk. Trykkforholdet ble i disse tilfellene lavere. Laveste fordampningstemperatur ble målt til $-6,3$ °C med kondenseringstemperatur på $0,75$ °C ($\Delta t = 7,05$ °C). Dette ble målt med generatortrykk på 80 bara og massestrømforhold lik null (0). For å oppnå best ytelse av ejektoren bør den dermed operere ved så lave temperaturer som mulig. Hvorfor det ikke lyktes å oppnå lavere fordampningstemperatur enn $-0,63$ °C ved generatortrykk på 100 bara, er usikkert. Guangming et al. (2010) utførte også forsøk med CO_2 -ejektorer med fordampningstemperatur ned mot -1 °C (34 bara). Hvorvidt dette var laveste mulig fordampningstemperatur vites ikke. I det samme forsøket ble det benyttet kondenseringstrykk lik 46,3 bara. Dette tilsvarer et trykkforhold på 1,36 og et temperaturløft på 12 °C. Dette resultatet ble

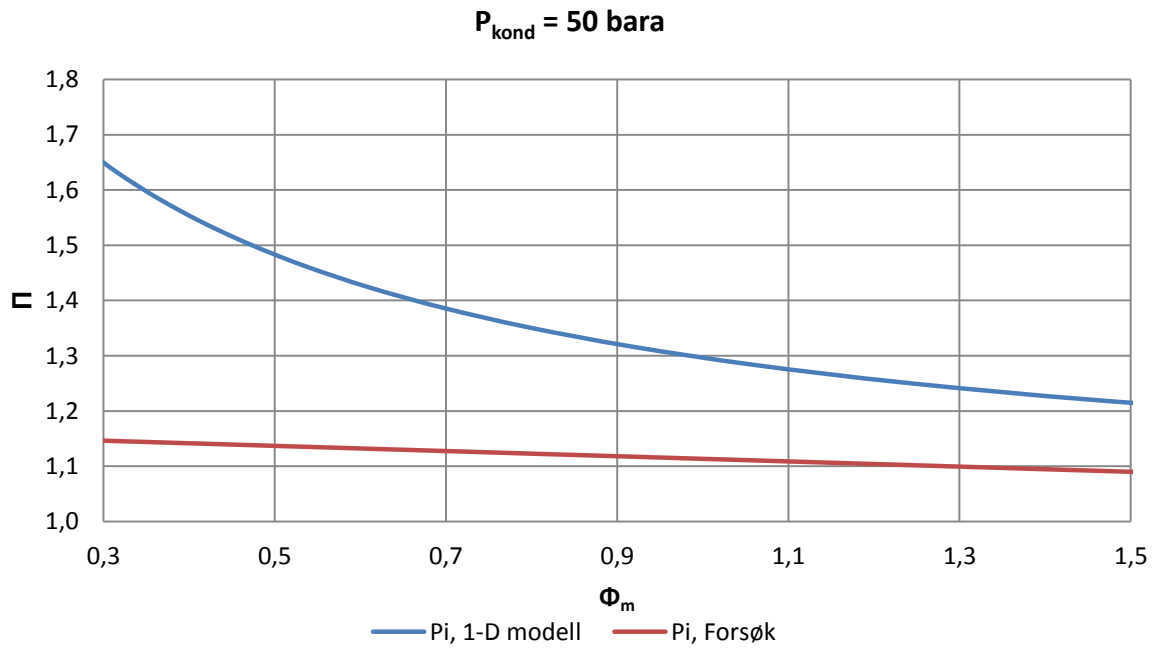
¹¹ Strømmingen gjennom pumpen er ikke 100% isentalpisk

oppnådd med massestrømforhold lik null (0), generatortemperatur lik 34 °C og generatortrykk lik 95 bara. Disse resultatene ligger langt over hva som er funnet oppnåelig i denne rapporten. Ettersom trykkforholdet har vist seg å være uavhengig av generatortemperaturen, er den åpenbare forklaringen geometriske forkjeller i ejektordesignet. I de samme forsøkene ble det vist at massestrømforholdet når et toppunkt etterhvert som trykkforholdet blir lavere. Disse resultatene stemmer ikke overens med hva som ble funnet i denne rapporten. Som blant annet Figur 5-10 illustrerer, vil ikke massestrømforholdet synke når trykkforholdet når en viss nedre verdi. I Guangming et al. (2010) skjedde dette fenomenet ved et trykkforhold på ca. 1,1 og massestrømforhold på ca. 0,75. Verdiene varierte litt med kondenseringstrykket. Dette er verdier på massestrøm- og trykkforhold som er godt utforsket i denne rapporten. Hvorfor dette strømningsfenomenet ikke skjedde under forsøkene vites ikke.

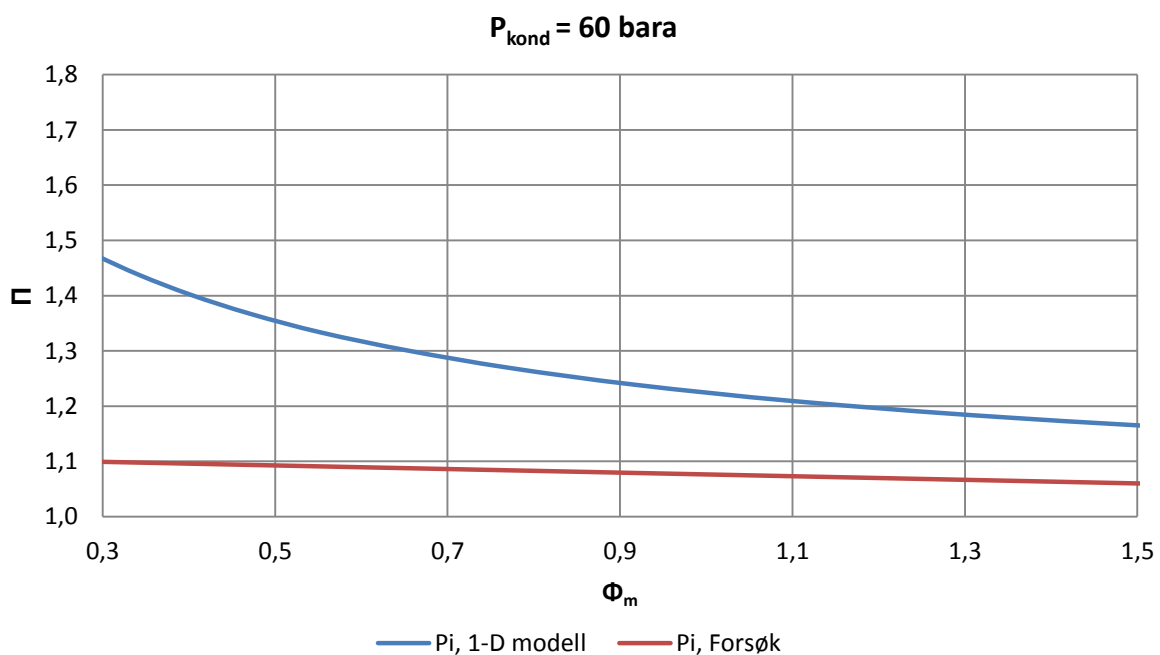
5.3 Validering av ejektormodeller

5.3.1 En-dimensjonal datamodell

Den en-dimensjonale modellen utviklet i Avsnitt 4.2.2 blir her undersøkt. Simuleringene blir utført med generatortemperatur lik 60 °C og generatortrykk lik 100 bara. Figur 5-17 og Figur 5-18 viser resultatene fra simuleringene med kondenseringstrykk lik 50 og 60 bara. Virkningsgradene på drivdyse og diffusor er her valgt til 0,75. Som figurene viser vil 1-D modellen gi langt høyere trykkforhold enn hva som er realistisk mulig. Dette gjelder i særskilt stor grad ved lave verdier for massestrømforholdet. Ettersom kondenseringstrykket holdes konstant, vil dette si at fordampningstrykket blir langt lavere enn fysisk mulig. Som figurene viser, vil grafene til 1-D modellen og forsøksresultatene tilnærme seg hverandre når massestrømforholdet blir tilstrekkelig høyt. Dette vil i så tilfelle skje ved et urimelig høyt massestrømforhold. Ved et massestrømforhold lik 1,5 er trykkforholdet for 1-D modellen fremdeles over dobbelt så høyt som forsøksresultatene tilsier.



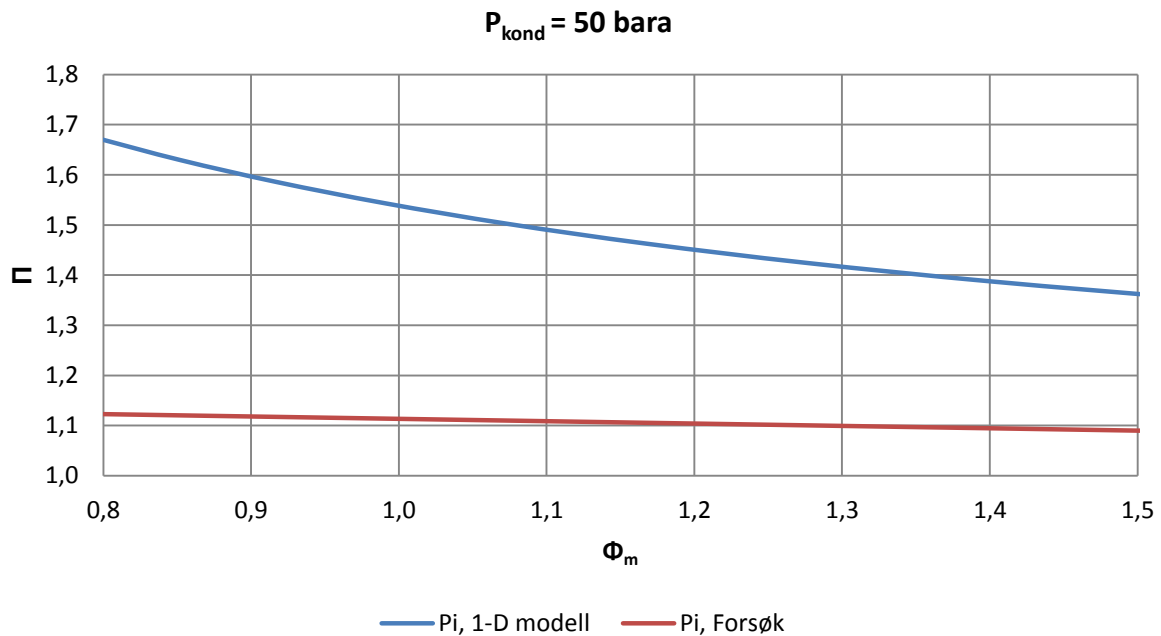
Figur 5-17 Sammenlikning av Π og Φ_m for 1-D modellen og forsøksresultatene. $T_{\text{gen}}=60^\circ\text{C}$, $P_{\text{gen}}=100 \text{ bara}$, $\eta_D=0,75$ og $\eta_{DD}=0,75$



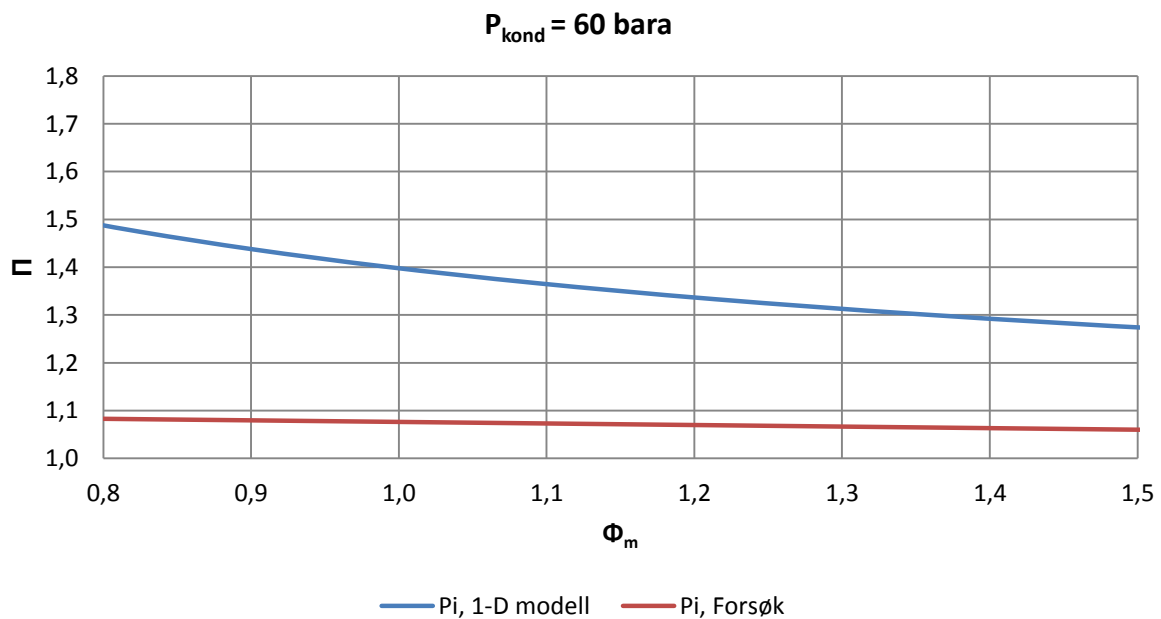
Figur 5-18 Sammenlikning av Π og Φ_m for 1-D modellen og forsøksresultatene. $T_{\text{gen}}=60^\circ\text{C}$, $P_{\text{gen}}=100 \text{ bara}$, $\eta_D=0,75$ og $\eta_{DD}=0,75$

I Figur 5-19 og Figur 5-20 illustreres de samme resultatene som gjengitt over med virkningsgrad på drivdyse og diffusor lik 0,9. Trykkhøftet i 1-D modellen blir som forventet, her enda høyere for det

samme massestrømforholdet. Dette er forårsaket av mindre tap av energi gjennom drivdysen og diffusoren. Det vil dermed være mer energi tilgjengelig ved et gitt trykkforhold til å øke massestrømforholdet.



Figur 5-19 Sammenlikning av Π og Φ_m for 1-D modellen og forsøksresultatene. $T_{\text{gen}}=60^\circ\text{C}$, $P_{\text{gen}}=100 \text{ bara}$, $\eta_D=0,90$ og $\eta_{DD}=0,90$

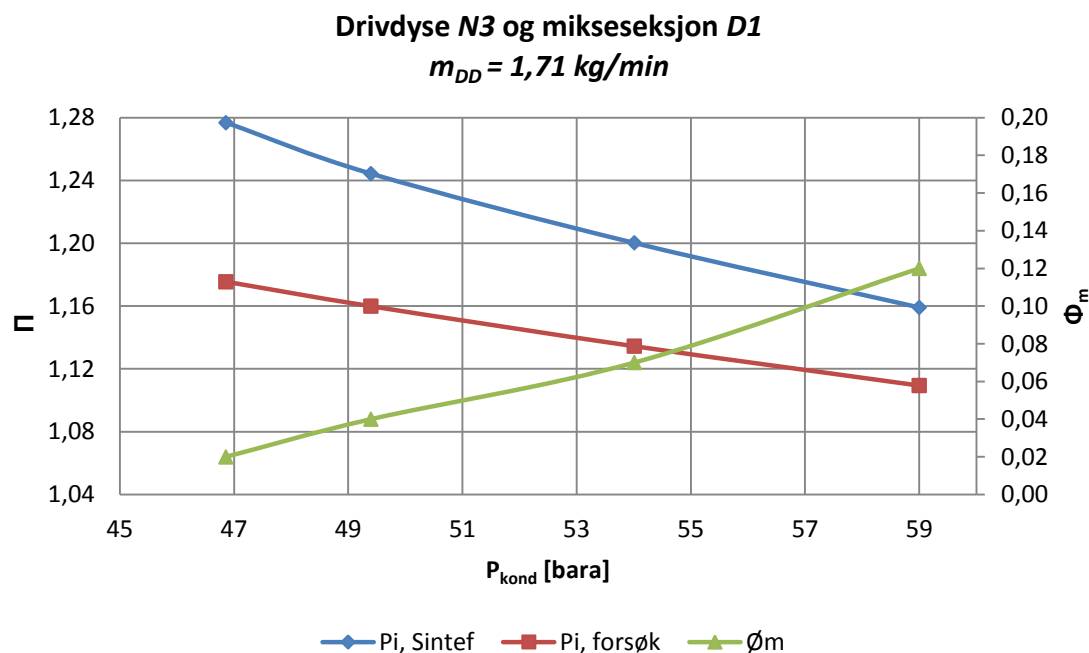


Figur 5-20 Sammenlikning av Π og Φ_m for 1-D modellen og forsøksresultatene. $T_{\text{gen}}=60^\circ\text{C}$, $P_{\text{gen}}=100 \text{ bara}$, $\eta_D=0,90$ og $\eta_{DD}=0,90$

Det kommer klart frem av figurene at ytelseskarakteristikken for den en-dimensjonale modellen er svært ulik resultatene fra forsøkene. I motsetning av den tilnærmet lineære kurven fra de utførte forsøkene, er kurven fra modellen eksponentiell når massestrømforholdet nærmer seg null. Dette gjør det svært vanskelig å kalibrere modellen. Fra figurene vises også at avviket mellom beregnet verdi og verdier fra forsøkene reduseres med lavere verdi på virkningsgradene på drivdyse og diffusor. Zhu et al. (2007) benyttet virkningsgrad på diffusor og drivdyse på henholdsvis 0,8075 og 0,95 og Alexis & Karayiannis (2005) benyttet 0,8 og 0,9 i deres en-dimensjonale modeller. Også SINTEF Energi AS benytter liknende verdier (Ladam 2010). Ved å benytte virkningsgrader på drivdysen og diffusoren som er tilsvarende høye vil resultere i en ytelseskarakteristikk som ikke samsvarer med resultatene fra forsøkene.

5.3.2 SINTEF ejektormodell

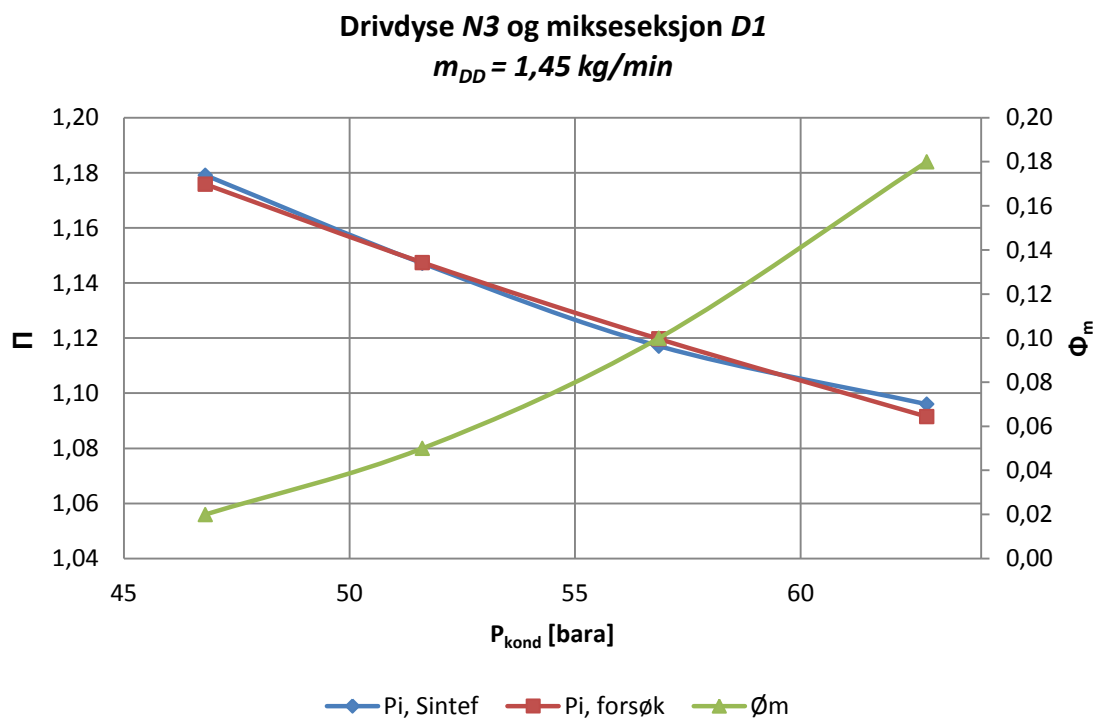
SINTEF Energi AS har utviklet en datamodell for simulering av ejektorer med 2-fase-strømning i utløpet av ejektoren. Denne modellen benytter i tillegg til energi-, moment- og massestrømbevaring også geometri, friksjon og strømningsmønster gjennom ejektoren. Ettersom denne modellen er beregnet på 2-fase-strømning i utløpet av ejektoren, vil massestrømforholdet være en bestemt verdi. Dette er i motsetning fra ejektorer med 1-fase-strømning i utløpet, hvor alt blir kondensert og massestrømforholdet kan dermed velges fritt. Ettersom massestrømforholdet i stor grad påvirker trykkforholdet, er det essensielt å sammenlikne verdier opp mot hverandre med samme verdi på kondensering- eller fordampningstrykk, massestrømforhold, generatortemperatur og generatortrykk. Dette ble utført i Figur 5-21. Generatortrykk og generatortemperatur er på henholdsvis 100 bara og 60 °C for alle simuleringene. Simuleringene blir sammenliknet opp mot forsøksdata utført med de samme parameterne.



Figur 5-21 Sammenlikning av simuleringer og forsøksdata. Drivdyse N3 og mikseseksjon D1. Massestrøm i simuleringene og i utførte forsøk på 1,71 kg/min

Som figuren viser, ligger verdiene for trykkforholdet beregnet i datamodellen over hva som er reelt mulig. Massestrømmen inn på drivdysen ble satt til 1,71 kg/min basert på målte verdier fra de utførte forsøkene. Ettersom SINTEF modellen gir høyere verdier av trykkforholdet, vil simuleringer basert på denne modellen gi resultater som er bedre enn virkeligheten. Simuleringene er basert på en ruhet lik 0,01 mm. For å tilpasse modellen til forsøksresultatene ble det forsøkt å redusere trykkforholdet i simuleringene ved å øke verdiene på ruhet. Dette medførte til en marginal reduksjon i trykkforholdet og det viste seg ikke mulig å øke ruheten tilstrekkelig for å tilpasse modellen.

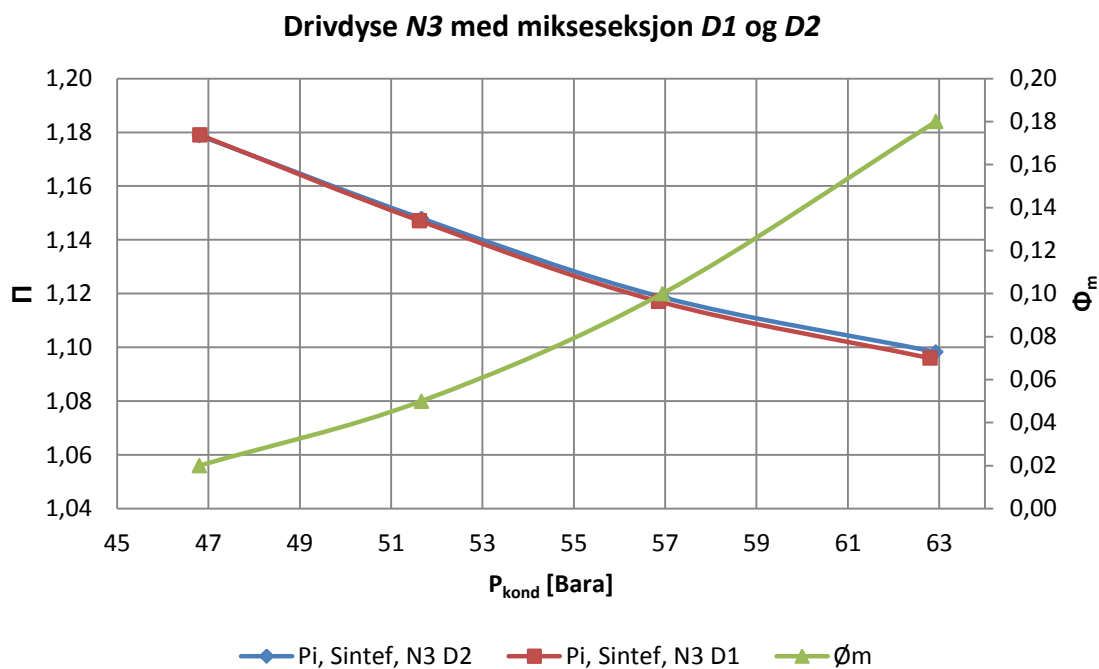
Videre forsøk på å tilpasse modellen viste at en reduksjon av massestrømmen inn på drivdysen gir en god tilnærming til forsøksresultatene. Ved å redusere massestrømmen med en faktor på 0,85 ble resultatene fra trykkforholdet tilnærmet identisk med forsøksresultatene. Se Figur 5-22 for illustrasjon.



Figur 5-22 Sammenlikning av simuleringer og forsøksdata. Drivdyse N3 og mikseseksjon D1. Massestrøm inn på drivdyse i simuleringene er 1,45 kg/min

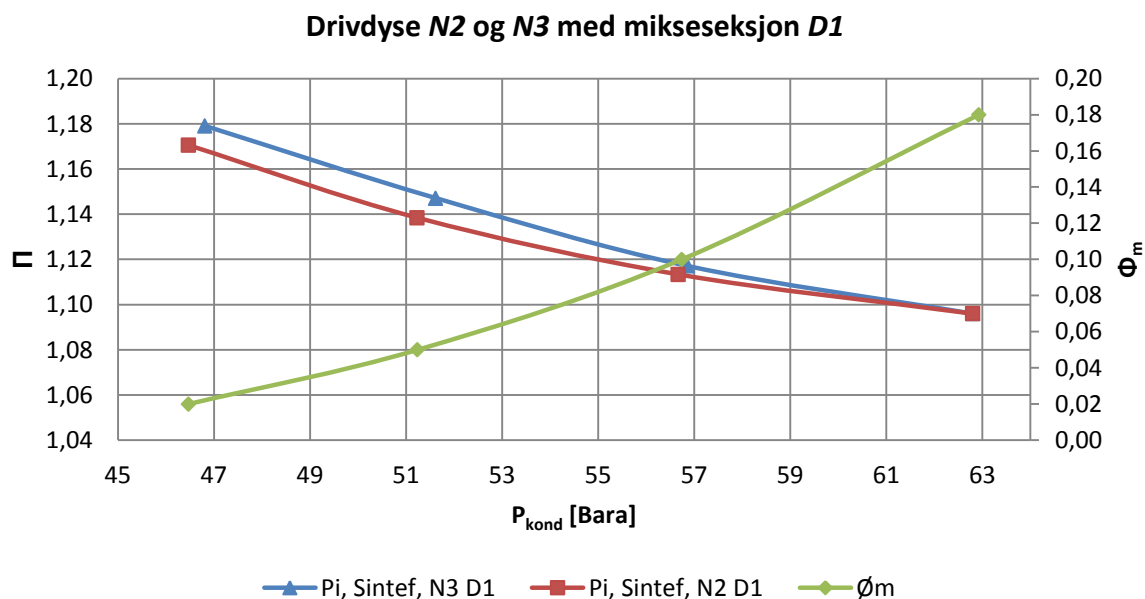
Fra Figur 5-22 illustreres også hvordan modellen håndterer trykkløftet når massestrømforholdet går mot null. Fra figurene i Avsnitt 5.3.1 er det tidligere vist at en-dimensjonale modeller har en eksponentiell kurve for trykkforholdet når massestrømforholdet går mot null. Dette er ikke tilfelle for den mer omfattende modellen utviklet av SINTEF hvor kurvene for trykkforholdet kan sies å være godt tilpasset hverandre.

Det er av stor interesse å verifisere modellen opp mot alternative geometrier på drivdyse og mikseseksjon. Dette for å bekrefte at modellen også gir riktige verdier for andre geometrier enn de som ble benyttet i resultatene presentert i Figur 5-22. I Figur 5-23 er mikseseksjonen D1 erstattet av D2 og resultatene fra simuleringene er sammenliknet opp mot resultatene fra simuleringene med mikseseksjon D1. Simuleringene ble utført med samme massestrøm inn på drivdysen som i Figur 5-22. Fra utførte forsøk i Avsnitt 5.2.2 og Figur 5-15 er det tidligere bevist at mikseseksjon D2 gir tilnærmet identiske resultater som mikseseksjon D1. For å avdekke avvik i simuleringene med mikseseksjon D2, er det dermed tilstrekkelig å sammenlikne disse simuleringene opp mot simuleringene utført for mikseseksjon D1. Slik det illustreres i figuren, gir ikke utskifting av mikseseksjonen noen innvirkning på trykkforholdet. Dette samsvarer med resultatene fra forsøkene.



Figur 5-23 Sammenlikning av simuleringer utført med mikseseksjon D1 og D2. Drivdyse N3 benyttes med massestrøm 1,45 kg/min

Fra Avsnitt 5.2.2 og Figur 5-16 vises hvordan trykkforholdet reduseres når drivdyse N3 byttes ut med drivdyse N2. I Figur 5-24 illustreres resultatene fra utførte simuleringer. Mikseseksjonen som benyttes er D1, med samme massestrøm inn på drivdysen som i Figur 5-22. I likhet med forsøksresultatene i Figur 5-16, reduseres trykkforholdet ved bytte av drivdyse ved kondenseringstrykk lavere enn 63 bara. Figur 3-9 viser kurvene for virkningsgrad for drivdysene N3 og N2. Som figuren viser, tilnærmer disse kurvene seg når trykkforholdet over drivdysen blir tilstrekkelig høyt. Dette kan være en av årsakene til at de simulerte trykkforholdene for drivdyse N2 og N3 tilnærmer seg hverandre ved økte verdier for kondenseringstrykket.



Figur 5-24 Sammenlikning av simuleringer og forsøksdata. Mikseseksjon D2 og drivdyse N2 og N3

5.3.3 Diskusjon

Den 1-D modellen har sine begrensninger når det gjelder troverdighet til løsningene. Dette kommer først og fremst av enkelheten til modellen. Modellen tar ikke hensyn til geometrisk utforming av ejektoren og heller ikke faktorer som påvirker ytelsen når den opererer i off-design. Samtidig setter ikke modellen begrensninger på minste trykk i fordampneren eller trykkforholdet. Dette gjør det mulig å velge innledende parametere som ikke er realistisk mulig. Fra simuleringene kommer det klart frem at denne modellen, som oprinnelig var ment for kuldemedie R-134a, ikke samsvarer med forsøksresultatene og gir en svært ulik ytelseskarakteristikk. Ved å velge verdier på virkningsgrad på drivdyse og diffusor kan trykkforholdet reguleres til en viss grad, men dette vil i beste fall gi riktige verdier for et spesifikt massestrømforhold. R-134a og CO₂ har svært ulike termofysiske egenskaper. En trykkdifferanse på 3,7 bar gir hele 30 °C i temperaturdifferanse. Trykkforholdet i dette tilfellet er på hele 2,85. Sammenliknet med resultatene for CO₂ i Figur 5-20, gir en trykkdifferanse på 1,08 ved kondenseringstrykk på 60 bara et fordampningstrykk lik 55,6 bara. Trykkdifferansen er på 4,4 bar noe som resulterer i beskjedne 3,3 °C i temperaturdifferanse. I simuleringene utført av Alexis & Karayiannis (2005) benyttes fordampningstemperaturer ned til -10 °C og kondenseringstemperaturer opp til 40 °C. Dette gir et totalt temperaturløft på 50 °C. Trykkforholdet blir i dette tilfellet på hele 5,06. En annen faktor som er av relevanse er trykkforholdet mellom generatortrykket og fordampningstrykket. I Alexis og Karayiannis (2005) benyttes generatortrykk på 32,4 bara og fordampningstemperatur på -10 °C. Dette resulterer i et trykkforhold

mellom generator og fordampner på hele 16. For CO₂ blir det samme trykkforholdet på bare 3,8 med generatortrykk på 100 bara og fordampningstemperatur på -10 °C. Disse avvikene i egenskaper mellom R-134a og CO₂ kan være en av flere årsaker til at denne modellen egner seg dårlig for simulering av ejektorer med CO₂ som kuldemedie.

Generelt kan det sies at simuleringene fra modellen utviklet av SINTEF er en god tilnærming av ejektorer med CO₂ som kuldemedie. Ved å redusere massestrømmen inn på drivdysen med en faktor på 0,85, vil trykkforholdet fra simuleringene og forsøkene være tilnærmet like. Ettersom simuleringene gir riktige resultater for flere ejektorgeometrier, er det nærliggende å tro at denne modellen baserer sine beregninger på de mest essensielle faktorene som påvirker ejektorytelsen. Det største avviket i denne modellen er massestrømmen inn på drivdysen. Denne modellen er designet for to-fasestrømning i utløpet av ejektoren og det kan dermed være nærliggende å tenke seg at dette er årsaken til avviket i trykkforholdet når reell massestrøm benyttes. Ettersom modellen gir de samme resultatene som forsøkene ved flere mikseseksjoner, er det derimot mest sannsynlig at denne modellen ikke blir påvirket av om strømmingen i utløpet er i en-fase eller i to-fase. Etter samtale med Andresen (2011) viste det seg at modellen ikke tar hensyn til diameteren i halsen til drivdysen. Modellen beregner selv ut denne diameteren basert på generatortrykk og temperatur, annen geometri og lydshastighet. Diameteren i halsen som benyttes i beregningene samsvarer dermed ikke med de drivdysene som faktisk ble brukt under forsøkene. I en konvergerende-divergerende dyse er diameteren på halsen en avgjørende faktor for massestrømmen. I forsøkene forble massestrømmen gjennom drivdysen konstant når mikseseksjon *D1* ble erstattet av *D2*. Når drivdyse *N3* ble erstattet av *N2* sank massestrømmen fra 1,71 kg/min til 1,46 kg/min. I mangel på forsøksdata lyktes det ikke å sammenlikne resultatene fra simuleringene mot reelle verdier. I simuleringene av drivdyse *N2* ble dermed samme massestrøm som for *N3* benyttet. Ved å sammenlikne simuleringene av *N3* og *N2* (Figur 5-24), vises en reduksjon i trykkforholdet. Dette samsvarer med resultatene fra forsøkene i Figur 5-16. Hvordan endringer i reell massestrøm spesifikt påvirker modellen er dermed vanskelig å estimere i dette tilfellet. Mest sannsynlig vil faktoren på 0,85 kun være gjeldende for en gitt dysegeometri. Dette bør videre undersøkes for å øke troverdigheten til modellen. For å simulere ejektorer, bør det dermed eksistere forsøksdata slik at massestrømmen inn på drivdysen kan kalibreres. Når dette er utført kan modellen med god tilnærming brukes for å simulere alle driftsparametere.

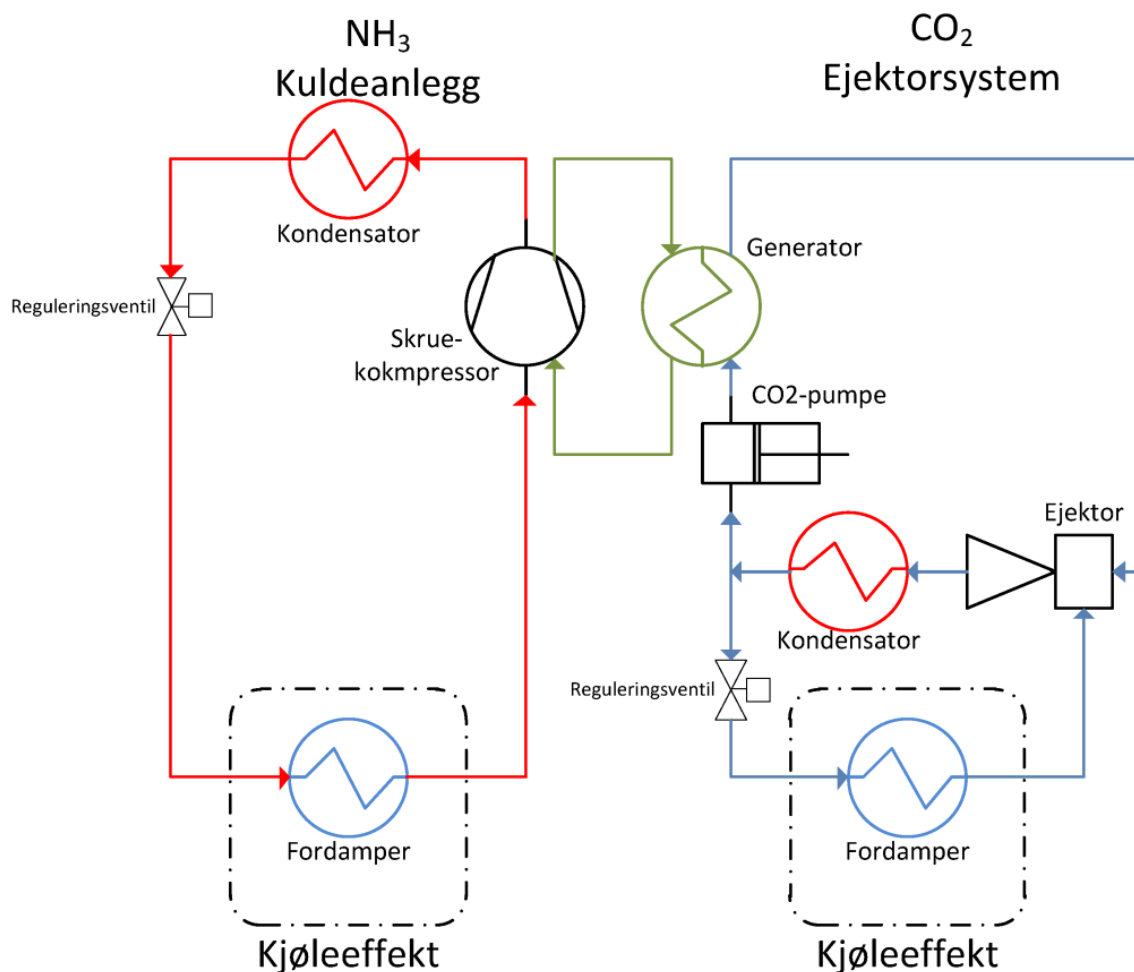
5.4 Kombinert ejektorsystem med kuldeanlegg

Energieffektivisering av et eksisterende kuldeanlegg kan med et ejektorsystem utføres på flere måter. Av flere aktuelle systemløsninger vil de to med høyest energieffektiviseringspotensiale bli vurdert i de kommende avsnittene. Beregningene tar utgangspunkt i en årsgjennomsnittlig havtemperatur på 15 °C og en temperaturdifferanse på 2 °C i varmevekslerene ($\Delta t=2^{\circ}\text{C}$). Det vil si at ejektorsystemet kondenserer på 17 °C. De samme temperaturdifferansene gjelder også i fordampere til ejektorsystemet. Beregningene tar utgangspunkt i generatortemperatur på 60 °C og generatortrykk på 100 bara med drivdyse *N3* og mikseseksjon *D1*. Kuldeanlegget har en kondensator- og fordampningstemperatur på henholdsvis 20 °C og -25 °C. Kuldelasten Q_0 er 1000 kW. Isentropisk virkningsgrad på skruekompressoren er 0,8 og 50 % av kompressorarbeidet er tilgjengelig som termisk energi i generatoren til ejektorsystemet.

I Figur 5-25 og Figur 5-26 er kretsen til kuldeanlegget merket med rød farge og ejektorsystemet med blå farge. Varmevekslere som tar opp energi (fordampere) er merket med blå farge og varmevekslere som avgir energi (kondensatorer) er merket med rød farge. Interne varmevekslere og kretsen med sirkulerende olje fra skruekompressoren til generatoren er merket med grønn farge.

5.4.1 Avkjøling av kjølerom

Denne systemløsningen er aktuell for fiskemottak som ønsker å utvide kjølekapasiteten til anlegget. Denne systemløsningen tar utgangspunkt i at det settes opp et nytt kjølerom hvor et ejektorsystem skal stå for avkjølingen. Temperaturkravet til kjølerommet velges til 5 °C. Se Figur 5-25 for illustrasjon av systemløsningen. Det eksisterende kuldeanlegget vil i liten grad bli påvirket av implementeringen av ejektorsystemet og det er kun varmeveksleren som avkjøler oljen til skruekompressoren som trenger medifisering.

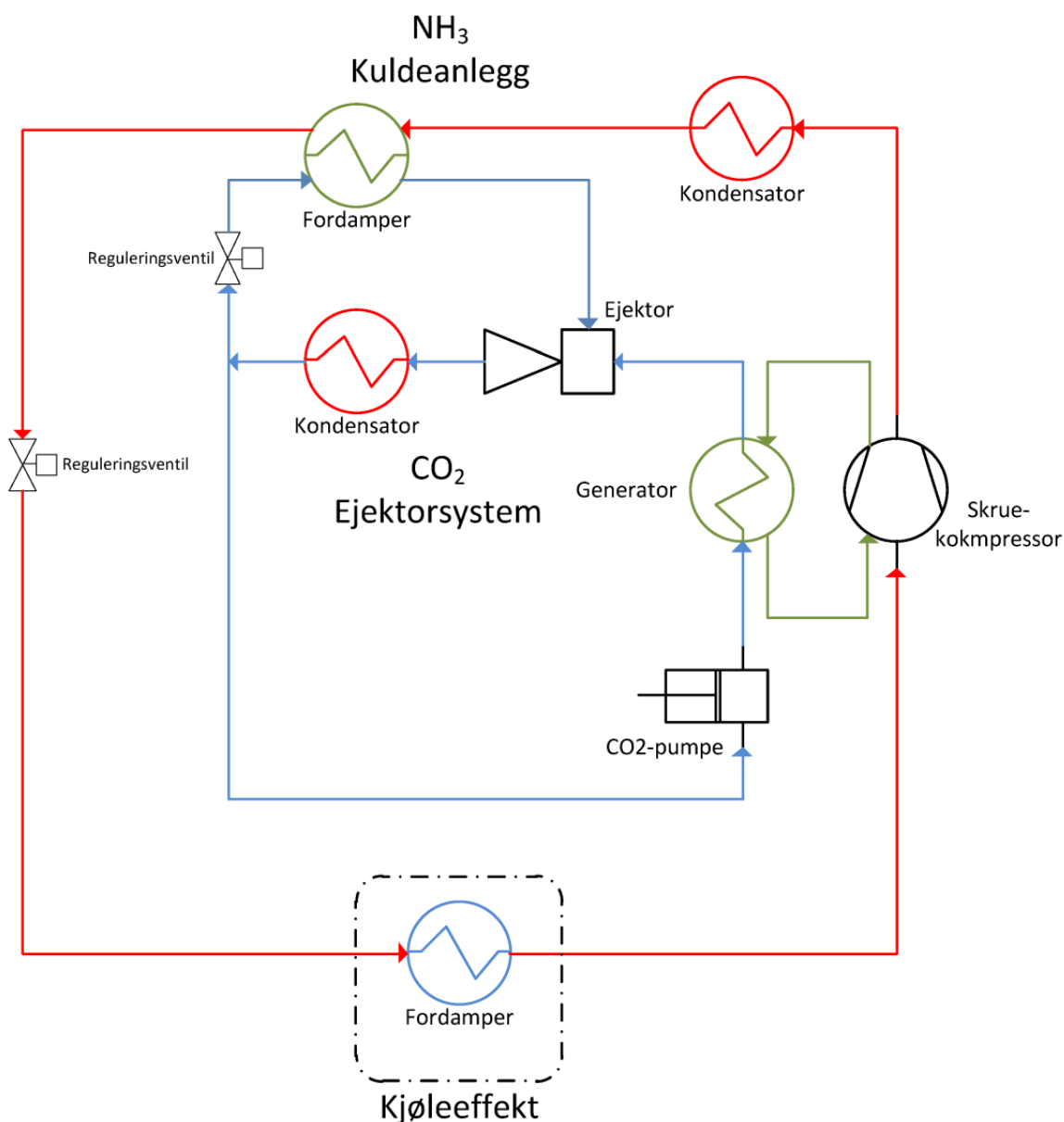


Figur 5-25 Ejektorsystem for avkjøling av separat kjølerom

For å kunne benytte ejektorsystemet for å avkjøle et kjølerom som holder 5 °C, kreves et temperaturløft på 14 °C når det kondenseres mot sjøvann på 15 °C. For den aktuelle kondenseringstemperaturen på 17 °C er trykkforholdet maksimalt 1,14, noe som gir en fordampningstemperatur på 11,56 °C. Medregnet temperaturredifferansen tilsvarer dette en kjøleromtemperatur lik 13,56 °C. Som kjent oppnås maksimalt trykkforhold når massestrømförholdet er lik null (0). Kjøleytelsen vil dermed ved dette fordampningstrykket være 0 kW. Ved økt massestrømförhold og dermed økt kuldeytelse, vil trykkforholdet reduseres. Kjøleromtemperaturen vil dermed bare øke etter hvert som kuldeytelsen økes. På grunn av begrensninger i trykkforholdet til ejektoren vil dermed denne systemløsningen ikke tilfredsstillende temperaturkravet på 5 °C i kjølerommet.

5.4.2 Underkjøling av ammoniakk

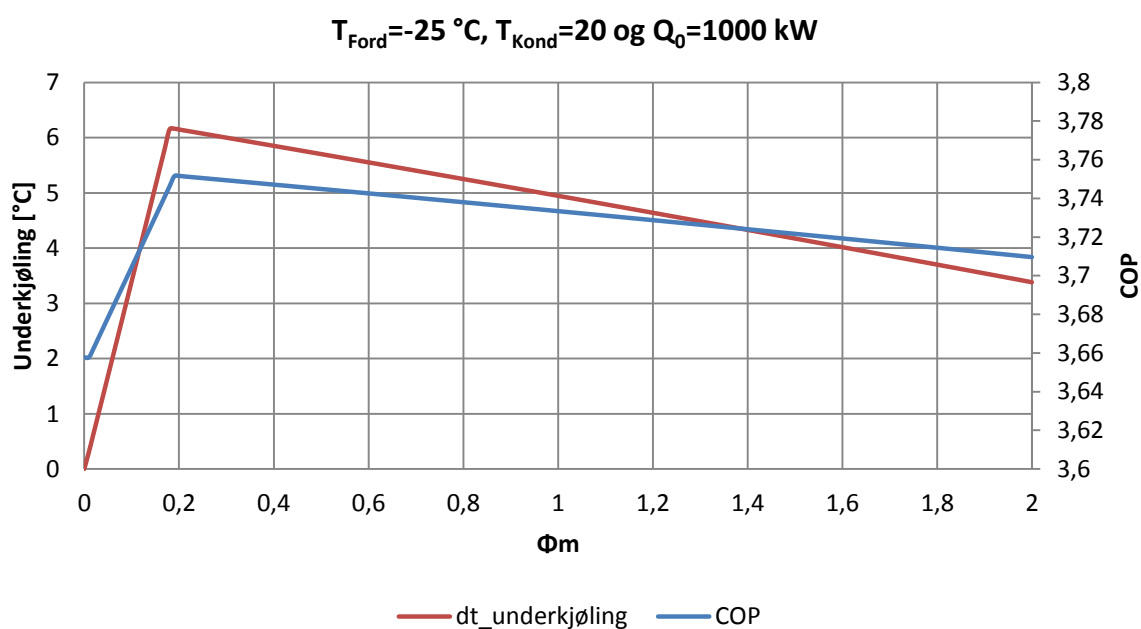
I eksisterende kuldeanlegg hvor underkjøling etter kondensatoren ikke eksisterer, vil implementering av et ejektorsystem kunne medføre høy energieffektivisering. Se Figur 5-26 for illustrasjon av systemløsningen. Her blir fordamperen til ejektorsystemet benyttet for å underkjøle kuldemediet til kuldeanlegget.



Figur 5-26 Underkjøling av kuldemediet til kuldeanlegg

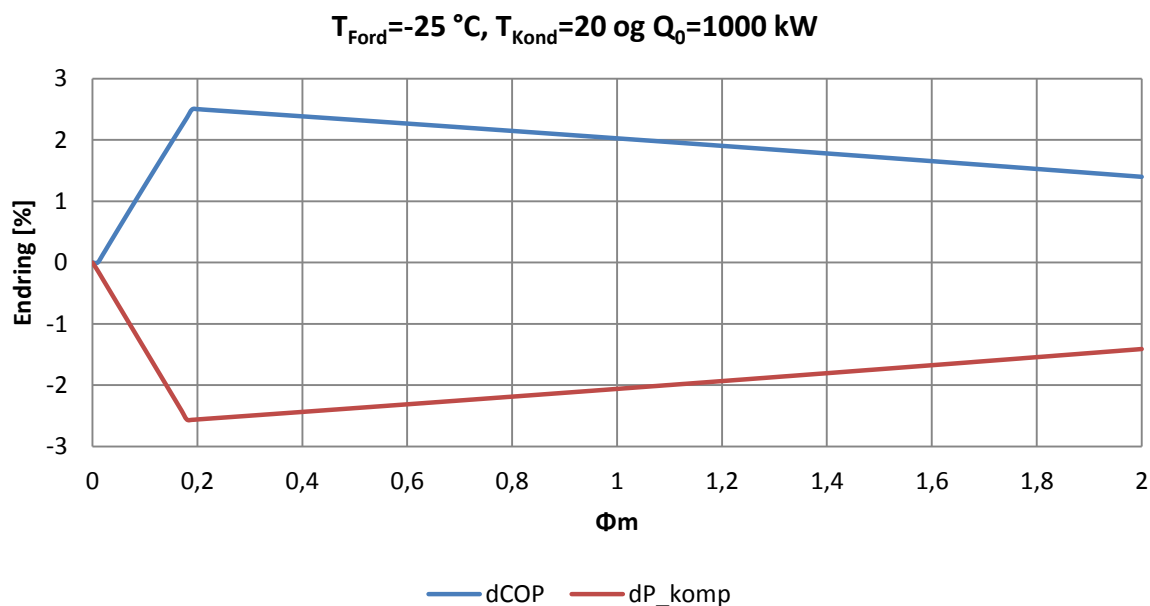
Ved å underkjøle NH_3 ut av kondensatoren på et kuldeanlegg, oppnås en lavere entalpi-verdi inn på fordamperen. Dette reduserer andelen av gass inn på fordamperen som gjør at kuldeytelsen øker ved konstant massestrøm.

For å beregne energieffektiviseringspotensialet ved å benytte ejektorsystem til underkjøling av NH_3 , er det to parametere som må vektlegges, COP_e og trykkforholdet. Figur 5-27 viser hvordan kuldefaktoren for kuldeanlegget varierer med massestrømforholdet i ejektorsystemet. Maksimal energieffektivisering skjer ved Φ_m lik 0,19. Som figuren viser, er forholdene før og etter dette punktet lineære. Ved $\Phi_m < 0,19$ er det COP_e som begrenser energieffektiviseringspotensialet. Dette skjer på grunn av lavt massestrømforhold i ejektorsystemet og dermed begrenset med kjølekapasitet. Ved $\Phi_m > 0,19$ er det trykkforholdet som begrenser energieffektiviseringspotensialet. Dette skjer på grunn av at trykkforholdet reduseres ved økt massestrømforhold i ejektorsystemet. Ved gitt kondenseringstemperatur vil dermed fordampningstemperaturen i ejektorsystemet øke med massestrømforholdet. Ved $\Phi_m=0,19$ oppnås en maksimal underkjøling på 6,15 °C som resulterer i økt COP fra 3,66 til 3,75.



Figur 5-27 Energieffektiviseringspotensialet ved underkjøling

Figur 5-28 viser prosentvis endring av COP og kompressorarbeidet. Maksimalt økes COP med 2,5 % og kompressorarbeidet reduseres med 2,6 %.

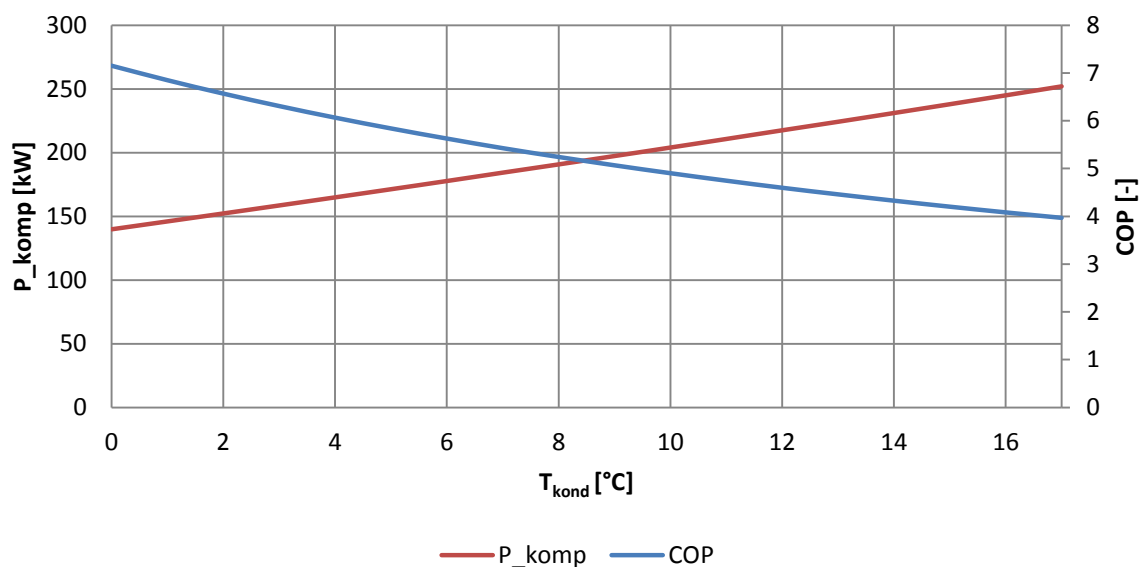


Figur 5-28 Endring i COP og kompressorarbeid ved underkjøling av kuldemedie

5.4.3 Alternative bruksområder

Som diskutert tidligere, er det trykkforholdet og COP_e som begrenser bruksområdet for ejektorer når de skal gjenbruke energien fra skruekompressorer. Dette gjelder spesielt kuldeanlegg hvor skruekompressorer benyttes. Dersom generatorarbeidet og dermed COP_e kan økes, vil det åpne seg nye applikasjoner hvor ejektorsystemer kan benyttes. Ved å benytte eksosvarme som energikilde kan det antas høy tilgang på termisk energi til generatoren. Dette gjør det mulig å benytte ejektorsystemer som toppkrets i et kuldeanlegg. Se Hundseth (2010) for mer informasjon om å benytte ejektorsystemer som toppkrets. Hensikten med dette vil da være å redusere kondensatortrykket for kuldemaskinen. Dette vil medføre lavere trykkdifferanse mellom fordampneren og kondensatoren, noe som vil redusere kompressorarbeidet. Dette vil i teorien aldri være mulig med termisk energi fra oljen til det samme kuldeanlegget. Eksempelvis kan dette forklares med et tenkt kuldeanlegg med $COP = 3$, hvorav 50 % av kompressorarbeidet forsvinner til oljen og $COP_e = 1$. Dette resulterer i at fordampningsarbeidet til ejektorsystemet oppnår bare 1/8 av kondenseringsarbeidet til kuldemaskinen. Det vil dermed ikke være mulig å benytte dette ejektorsystemet for å redusere kondensatortrykket i et kuldeanlegg. Dersom tilgangen på termisk energi er tilstrekkelig høy, vil fordampningsarbeidet til ejektorsystemet bli tilstrekkelig for å dekke hele kondenseringsarbeidet til kuldeanlegget. I dette tilfellet vil ejektorsystemet kunne benyttes til å redusere kondenseringstrykket i kuldeanlegget. Dette vil resultere i redusert kompressorarbeid.

Figur 5-29 viser hvordan kondenseringstemperaturen påvirker kompressorarbeidet og COP for et kuldeanlegg med NH_3 som kuldemedie, fordampningstemperatur lik $-25\text{ }^\circ\text{C}$ og en kuldelast Q_0 på 1000 kW . Dette viser energieffektiviseringspotensialet dersom et ejektorsystem kan benyttes til å redusere kondensatortrykket.



Figur 5-29 Kondensatortemperaturens innvirkning på ytelsen til et kuldeanlegg. $Q_0 = 1000\text{ kW}$ og $T_{\text{Ford}} = -25^\circ\text{C}$

Ved å anta høy¹² tilgang på termisk energi fra eksosen på fartøyer, kan et lavt massestrømforhold velges for å oppnå størst mulig trykkdifferanse over ejektoren og dermed lavest mulig fordampningstemperatur i ejektorsystemet. Med et massestrømforhold på 0,1 vil ejektorsystemet kunne redusere kondenseringstemperaturen til kuldeanlegget fra $20\text{ }^\circ\text{C}$ til $13,7\text{ }^\circ\text{C}$. Kompressorarbeidet reduseres i dette tilfellet fra $273,4\text{ kW}$ til 229 kW . Dette tilsvarer en reduksjon på $16,2\%$. Disse beregningene tar utgangspunkt i at kuldeanlegget kondenserer på $20\text{ }^\circ\text{C}$ og ejektorsystemet kondenserer på $17\text{ }^\circ\text{C}$. Dersom det antas lik Δt for både kuldeanlegget og ejektorsystemet på $2\text{ }^\circ\text{C}$, vil kondenseringstemperaturen til kuldeanlegget reduseres fra $17\text{ }^\circ\text{C}$ til $13,7\text{ }^\circ\text{C}$. Kondenseringstemperaturen vil altså reduseres ned til den samme kondenseringstemperaturen som ble beregnet tidligere. Dette er en direkte årsak av at ejektorsystemet begrenses av trykkforholdet og ikke kuldefaktoren. Redusert kompressorarbeid blir i dette tilfellet på $9,1\%$.

¹² Beregningene tar utgangspunkt i uendelig høy tilgang på termisk energi og dermed ingen begrensning i fordampningsarbeidet til ejektorsystemet.

I realiteten er ikke tilgangen på termisk energi høy nok om bord fiskefartøy til at massestrømforholdet kan settes så lavt som 0,1. Dette vil eventuelt resultere i at ejektorsystemet ikke kan dekke hele kondensatorarbeidet til kuldeanlegget. Ved å ta utgangspunkt i en forbrenningsmotor med 30 % virkningsgrad hvorav 50 % av dette blir utnyttet til å drifte kuldeanlegget om bord (Ladam 2011), vil det i et kuldeanlegg ($COP = 3$) kreves et massestrømforhold opp mot en (1) i ejektorsystemet for å kunne dekke hele topplasten ($COP_e \approx 1$). I dette tilfellet reduseres trykkforholdet betraktelig og dermed energieffektiviseringspotensialet. Redusert kompressorarbeid blir i dette tilfellet på 5,4 % når Δt er lik 2 °C for både kuldeanlegget og ejektorsystemet. I dette tilfellet reduseres kondenseringstemperaturen til kuldeanlegget fra 17 °C til 15,1 °C.

5.4.4 Diskusjon

Potensialet for å energieffektivisere eksisterende kuldeanlegg med CO₂-ejektorsystem har vist seg å være svært lav. Dette er i hovedsak forårsaket av den lave temperaturdifferansen som oppnås mellom fordampere og kondensatoren. Når Δt i fordampere og kondensatoren blir medregnet, vil temperaturløftet reduseres ytterligere. En lav Δt i varmevekslerene ble benyttet i ejektorsystemet for å oppnå positive resultater. I systemløsningen "Underkjøling" vil hele energieffektiviseringspotensialet falle bort dersom Δt økes til 5 °C. Dette er en direkte årsak av det lave temperaturløftet som oppnås med massestrømforhold på 0,19. I Avsnitt 2.3 ble fordelene ved lav $\Delta t_{sat}/\Delta p$ forklart. Ettersom trykkdifferansen er en begrensende faktor i ejektorsystem, vil den lave $\Delta t_{sat}/\Delta p$ her virke inn negativt og dermed medføre til at det oppnås lav temperaturdifferanse mellom fordampere og kondensator.

I simuleringene "Avkjøling av kjølerom" kommer det klart frem at ejektorsystemet ikke oppnår tilstrekkelig lav temperatur i fordampere. For at ønsket temperatur i kjølerommet skal oppnås, må ejektorsystemet kondensere mot en kilde med lavere temperatur. Ved å hente sjøvann fra en dypere dybde, vil det kunne være mulig å benytte dette systemet. For å oppnå 5 °C i kjølerommet må ejektorkretsen kondensere mot sjøvann på 7,5 °C når massestrømforholdet er 0,2 og Δt er 2 °C. Dette resulterer i en fordampningstemperatur lik 3 °C. For å hente opp sjøvann med så lav temperatur året rundt vil kreve store investeringskostnader. Med massestrømforhold på 0,2 blir kjøleeffekten på beskjedene 28 kW. Dette vil ikke være tilstrekkelig for å dekke opp for de høye investeringsutgiftene.

Underkjøling av kuldemedie (NH₃) i kuldemaskinen vil resultere i økt kuldekapasitet. Fra simuleringene ble det vist at et ejektorsystem kan underkjøle NH₃ fra 20 °C ned til 13,85 °C. En reduksjon av kompressorarbeidet på 2,6 % vil i de fleste tilfeller ikke være tilstrekkelig når investeringskostnadene medregnes. For å kunne implementere ejektorsystemet for å underkjøle

NH_3 , vil det være nødvendig med modifisering av selve kuldemaskinen i tillegg til oppsett av ejektorsystemet. Dette vil medføre store kostnader, og det antas dermed at energieffektiviseringspotensialet er for lavt til at denne systemløsningen vil være aktuell for industrien å implementere.

Et ejektorsystem har som nevnt to begrensende faktorer når det kommer til praktisk bruk. Trykkforhold og kuldeytelse. Ved å anta høy tilgang på termisk energi i generatoren, vil det også kunne antas høy kuldeytelse i ejektorsystemet. Den eneste begrensningen som gjenstår blir da trykkforholdet. Til tross for økt kuldeytelse, vil dermed ikke dette i stor grad påvirke de overnevnte systemløsningene. Ved å benytte ejektorsystemet som topplast vil redusere kondenseringstrykket til kuldemaskinen. Etersom tilgangen på termisk energi er høy, kan massestrømforholdet settes lavt for å oppnå høyest mulig trykkforhold. Beregningene viste at kompressorarbeidet kunne reduseres med 9,1 % til 16,2 % avhengig av Δt i varmevekslerene. Dette energieffektiviseringspotensialet anses som signifikant dersom tilgangen på termisk energi er tilstrekkelig høy.

Om bord i fiskefartøyer hvor tilgangen på termisk energi er begrenset til eksosvarme fra hovedmotoren, vil potensialet for energieffektivisering reduseres til 5,4 %. Det eksisterende kuldeanlegget må modifiseres, det må investeres i system for å hente ut eksosvarme og det må investeres i et ejektorsystem. Etersom bare 15 % av tilført energi til hovedmotoren blir brukt til drift av kuldeanlegget, vil en reduksjon på 5,4 % medføre en marginal forskjell på det totale energiforbruket til fartøyet. Totalt reduseres energiforbruket med marginale 0,8 %. Redusert energibruk vil dermed ikke kunne veie opp for investeringskostnadene, økt kompleksitet og økt vedlikehold som et ejektorsystem vil medføre.

6 Konklusjon

Ejektorsystemer har et høyt potensiale vedrørende energieffektivisering av eksisterende kuldeanlegg. Dette gjelder dog ikke med CO₂ som kuldemedie. Til tross for at CO₂-ejektorer har mulighet for å lage et høyt massestrømforhold, vil energieffektiviseringspotensialet ved å implementere et ejektorsystem være marginal på grunn av det lave temperaturløftet mellom fordampere og kondensator. Dette temperaturløftet vil i ytterligere grad reduseres når Δt i varmevekslerene medregnes. For å oppnå størst mulig temperaturdifferanse må massestrømforholdet reguleres ned. Dette går på bekostning av kuldefaktoren til ejektorsystemet. I et eksisterende kuldeanlegg med skruekompressor, vil det være begrenset tilgang på termisk energi til generatoren i ejektorsystemet. Kuldeytelsen vil dermed bli lav når det tilstrebes å oppnå størst mulig temperaturdifferanse.

Av systemløsningene som ble ansett som aktuelle kandidater, kom underkjøling av NH₃ ut som beste løsning. Ved å underkjøle kuldemediet til kuldemaskinen kunne kompressorarbeidet reduseres med 2,6 %.

I fartøyer hvor det er større tilgang på termisk energi i form av eksosvarme, vil det være mulig å benytte et ejektorsystem som toppplast. Ved å anta uendelig tilgang på termisk energi kunne kompressorarbeidet reduseres med 4,2 % når massestrømforholdet ble valgt til 0,1. I realiteten er ikke tilgangen på termisk energi høy nok til at et så lavt massestrømforhold kan velges. Realistisk sett vil reduksjon av kompressorarbeid begrense seg til 0,8 %.

På grunn av den lave temperaturdifferansen er flere systemløsninger blitt forkastet og beregningene viser at energieffektiviseringspotensialet for et CO₂-ejektorsystem er marginale. Med hensyn på investeringskostnader, tapte inntekter under montasje, økt kompleksitet og økt vedlikehold vil det ikke være økonomisk lønnsomt å investere i noen av de systemløsningene som er blitt vurdert. For å øke temperaturdifferansen bør alternative ejektorgeometrier utforskes. Også alternative kuldemedier med høyere $\frac{dt_{sat}}{dp}$ bør vurderes ved implementering av et ejektorsystem i et eksisterende kuldeanlegg. Av spesielt interesse kan R-290 nevnes. I forhold til CO₂ er $\frac{dt_{sat}}{dp}$ hele 6 ganger høyere for R-290. Temperaturdifferansen vil dermed være 6 ganger høyere for den samme trykkdifferansen.

7 Forslag til videre arbeid

For å videreutvikle konseptet med ejektorsystemer og videre forskning og utvikling på forsøksriggen er det mer eller mindre viktig å ta hensyn til synspunktene under.

7.1 Modifisering av forsøksrigg

Dette er notater underveis i kjøring av forsøk og bør utbedres dersom mer konsistente resultater ønskes samt øke brukervennligheten til forsøksriggen.

Ventilene på riggen er ikke designet for bruk med CO₂. Dette har medført flere ukontrollerte lekkasjer. Dette forekommer hovedsakelig når ventiler blir operert ved store trykkforskjeller på hver side. Lekkasje forårsakes av at pakkboksen¹³ som krymper ved lave temperaturer som dermed medfører lekkasjer. Problemet kan løses ved å stramme pakkboksen med mutteren bak hendelen på ventilen. Dersom dette ikke fungerer må ventilen varmes opp med en klut dynket i varmt vann. Dette vil gjøre at pakkboksen utvider seg igjen. Samtidig har det blitt oppdaget flere smålekkasjer fra ventilene. Dette kan forekomme på grunn av slitasje eller overtrukket pakkboks. Dersom pakkboksen blir overtrukket ved ukontrollerte lekkasjer vil den kunne miste fasongen og skli ut av sporet sitt. Det anbefales å bytte ut alle ventilene i CO₂-kretsen med ventiler som er produsert for CO₂, N₂ eller He.

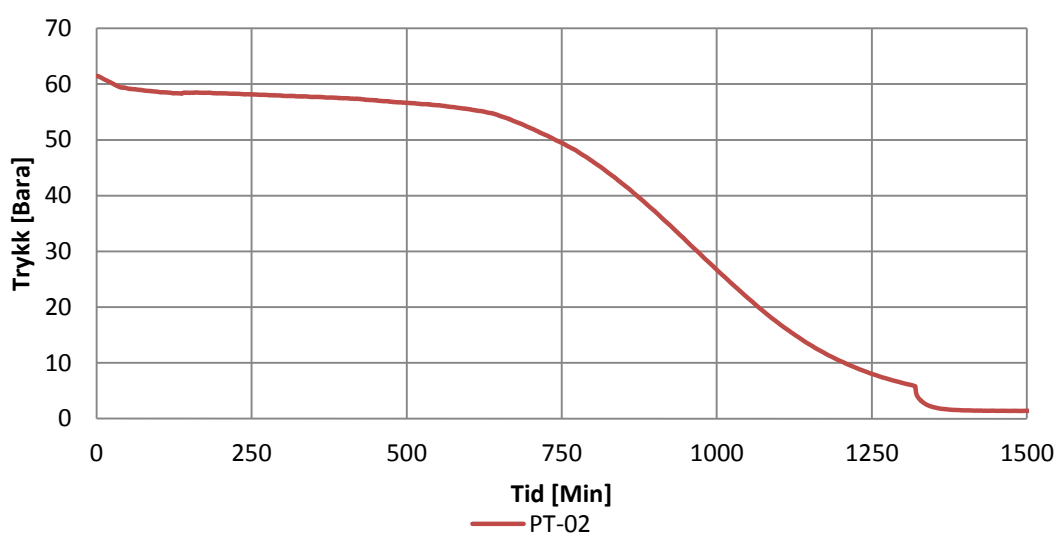
Reguleringsventilen V-07 er overdimensjonert. Dette medfører at det er tilnærmet umulig å finjustere massestrømmen gjennom fordampere. Dette gjelder spesielt ved lav massestrøm. Denne ventilen anbefales å erstattes med en mindre reguleringsventil. Optimalt bør denne erstattes med en automatisk reguleringsventil som regulerer seg etter baktrykket, altså fordampningstrykket. Ettersom både åpningen på ventil V-07 og overheting ut av fordampere påvirker fordampningstrykket, var det til tider utfordrende å regulere inn anlegget etter ønske. En automatisk reguleringsventil fra Danfoss er benyttet på andre forsøksrigger på Kuldelaboratoriet.

Pumpe P-301 på kondensatorkretsen lekker væske. Dette gjelder kun når pumpen er i drift. Mest sannsynlig er det pakningen mellom akslingen fra motoren og pumpehuset som er defekt. Lekkasje er ikke stor, men bør utbedres for å redusere utslipp av glykolblanding på gulvet.

¹³ Kapsel av teflon rundt kulen inne i ventilen

Pressostaten PSZ-02 er ikke tilkoblet anlegget. Dette på grunn av store problemer med utslipp av CO₂. Denne bør erstattes med en pressostat som er designet for å brukes med CO₂. Lekkasje er fra et hull rett under koblingsboksen på pressostateten.

CO₂-pumpen lekker CO₂. Dette har i følge de ansatte på Kuldelaboratoriet vært et problem siden pumpen ble kjøpt inn i 2003. Denne bør erstattes med en ny pumpe. Flere forsøk tidligere på å bytte pakninger har vist seg og ikke fungere. Ettersom lekkasje fra pumpen er såpass omfattende, medfører dette problemer andre plasser i systemet. Ved å isolere ut pumpen fra resten av CO₂-kretsen ved å stenge ventilene V-09, V-13 og V-15 ble trykkreduksjonen monitorert. I Figur 7-1 illustreres trykkfallet over tid.



Figur 7-1 Trykkfall på grunn av lekkasjer i CO₂-pumpe

De første 575 minuttene er trykkfallet moderat. Dette kommer av at det i denne perioden er flytende CO₂ i rørene. Det svake trykkfallet er på grunn av reduserte temperaturer i Kuldelaboratoriet i løpet av natten. Når det bare er gass igjen i rørene, faller trykket fra 55 bara til 2 bara i løpet av 12 timer. Dette tilsvarer 4,3 bar pr time. De nevnte ventilene ble holdt stengt når anlegget ikke var i drift. Dette var for å redusere utslippet av CO₂. Årsaken til at flere av ventilene samt pressostaten PSZ-02 fikk ukontrollerte lekkasjer er mest sannsynlig forårsaket av de store trykkvariasjonene som komponentene opplevde når ventilene ble åpnet før anlegget ble satt i drift.

Sirkulasjonspumpen P-401 i kjelleren lager ulyder når den er i drift. Dette kan komme fra metallbiter fra monteringen av rør som har samlet seg i pumpehuset. For å unngå unødvendig slitasje på pumpen bør årsaken til skranglingen fjernes.

Temperaturtilnærmingen på varmevekslerene E-301 og E-304/401 er forholdsvis høye. Ettersom kondensatorkapasiteten på forsøksriggen er marginal, anbefales det å erstatte disse med større varmevekslere. Dette vil gjøre det mulig å kondensere større mengder CO₂ ved et høyere fordampningstrykk på Green & Cool kuldeanlegget i kjelleren. Dette vil øke kapasiteten på kuldeanlegget.

Green & Cool kuldeanlegg lekker også CO₂. Ved daglig drift var det nødvendig å etterfylle dette kuldeanlegget hver 3. dag. Ettersom kuldeytelsen i stor grad påvirkes av fyllingsgraden av CO₂, bør denne lekkasjen utbedres. På grunn av store variasjoner i kondensatorkapasitet, har det til tider vært utfordrende å oppnå konsistente resultater fra forsøkskjøringene.

Det anbefales montering av et bypass rør forbi separatorene fra utløpet av ejektoren. Dette for å unngå akkumulering av CO₂ i separatorene under oppstart av forsøksriggen. Dette forekommer før temperaturen inn på drivdysen blir tilstrekkelig høy slik at strømmingen ut av ejektoren er i ren gass-fase. Ettersom separatorene kun har funksjon ved lave generatortemperaturer (to-fase ut av ejektoren), medfører separatorene kun varme- og trykktap når strømmingen ut av ejektoren er i ren gas-fase.

7.2 Anbefalt utførelse av nye forsøk

Resultatene fra forsøkene viser at COP_e øker ved lavere generatortemperaturer. Når generatortemperaturen er 55 °C eller lavere er strømmingen ut av ejektoren i to-fase. Ved tidligere forsøk (Hofmann, 2009) har andelen av væske ut av ejektoren vært ensbetydende med hvor mye som kan fordampes i fordamperen, ettersom det som ble sugd inn på sugesiden av ejektoren ble hentet fra separatorene. Resultatene fra Hofmann (2009) er basert på generatortemperatur på ca. 40 °C, noe som resulterte i to-fase-strømning ut av ejektoren og et massestrømforhold Φ_m på rundt 0,3. Hvordan ejektoren presterer med driftsparametere mellom det som ble brukt i Hofmann (2009) og i denne rapporten er ikke utforsket. Det vil si med generatortemperatur mellom 40 °C og 55 °C hvor andelen av væske ved utløpet av ejektoren vil variere fra ca. 40 % til 0 %. For å kunne gjennomføre disse forsøkene vil det være to aktuelle driftsmodus av forsøksriggen:

- Benytte anbefalt bypassrør forbi separatorene for å kondensere det som er i gassfase ut av ejektoren. Massestrømforholdet vil da reguleres med åpningen av V-07.
- Benytte separatorene etter ejektoren. Ved å operere både reguleringsventil V-07 og V-14 kan massestrømmen som suges gjennom fordamperen dels hentes fra separatorene og dels

hentes fra innløpet til pumpen. Hvor mye som hentes fra separatorene vil i hovedsak variere med generatortemperaturen.

I likhet med forsøkene utført i denne rapporten, vil det i praksis være mulighet for å oppnå $\Phi_m > 2$, men dette vil som kjent gå på bekostning av trykkforholdet Π . Hvordan COP_e blir påvirket gjenstår å se.

Bibliografi

- Abdulateef, J. M., Sopian, K. & Sulaiman, M. Y. (2008). Review on solar-driven ejector refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy*, 13: 1338-1349.
- Alexis, G. K. & Karayiannis, E. K. (2005). A solar ejector cooling system using refrigerant R134a in the Athens area. *Renewable Energy*, 30: 1457-1469.
- Andresen, T. (2011). *Samtale* (1 februar).
- Bouhanguel, A., Desevaux, P. & Gavignet, E. (2010). Flow visualization in supersonic ejectors using laser tomography techniques. *International Journal of Refrigeration*, In Press, Corrected Proof: 1-8.
- Boumaraf, L. & Lallemand, A. (2009). Modelling of an ejector refrigeration system operating in dimensioning and off-dimensioning conditions with the working fluids R142b and R600a. *Applied Thermal Engineering*, 29: 265-275.
- Bredesen, A. M., Eikevik, T. M., Rekstad, H., Pettersen, J., Aflekt, K. & Elgsæther, M. (2010). *Varmepumpende Prosesser og Systemer*.
- Chunnanond, K. & Aphornratana, S. (2004). Ejectors: applications in refrigeration technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 8 (2): 129-155.
- Deng, J., Jiang, P., Lu, T. & Lu, W. (2007). Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector. *Applied Thermal Engineering*, 27: 381-388.
- Eames, I. W., Aphornratana, S. & Sun, D. W. (1995). *The jet pump cycle-A low cost refrigerator option powered by waste heat*. Sheffield: Department of Mechanical and Process Engineering.
- Elakhdar, M., Nehdi, E., Kairouani, L. & Tounsi, N. (2011). Simulation of an ejector used in refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, In Press, Corrected Proof: 1-11.
- Elbel, S. & Hrnjak, P. (2008). Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. *International Journal of Refrigeration*, 31: 411-422.
- Elbel, S. (2010). Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications. *International Journal of Refrigeration*, Article in press: 1-17.
- Guangming, C., Xiaoxiao, X., Shuang, L., Lixia, L. & Liming, T. (2010). An experimental and theoretical study of a CO₂ ejector. *International Journal of Refrigeration*, 33: 915-921.

- Harrell, G. S. & Kornhauser, A. A. (1995). *Performance test of a two-phase ejector*. 30th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Orlando, FL, USA. 49-53 s.
- He, S., Li, Y. & Wang, R. Z. (2009). Progress of mathematical modeling on ejectors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13 (8): 1760-1780.
- Hofmann, C. (2009). *Verification of Ejectors for R744 Heat Pumping Systems*. Trondheim: SINTEF Energy Research.
- Hopchet, I. (2011). *E-post* (23 mars).
- Huang, B. J., Jiang, C. B. & Fu, F. L. (1985). Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system. *ASME J. Engng Gas Turbines and Power*, 107: 792-802.
- Huang, B. J. & Chang, J. M. (1999). Empirical correlation for ejector design. *International Journal of Refrigeration*, 22: 379-388.
- Huang, B. J., Chang, J. M., Wang, C. P. & Petrenko, V. A. (1999). A 1D analysis of ejector performance. *International Journal of Refrigeration*, 22: 354-364.
- Hundseth, Ø. (2010). *Varmegienvinning i fryseanlegg med ejector i topptrinns prosess* (SVERC). Trondheim: NTNU.
- Keenan, J. H., Neumann, E. P. & Lustwerk, F. (1950). Investigation of ejector design by analysis and experiment. *Journal of Applied Mechanics*, 3: 299-309.
- Kornhauser, A. A. (1990). *The use of an ejector as a refrigerant expander*. 1990 USNCR/IIR-Purdue Refrigeration Conference, West Lafayette, IN, USA. 10-19 s.
- kulde.biz. (2007). Kulde og varmepumper. Tilgjengelig fra: http://www.kulde.biz/kulde/2008/Kulde_6-08_lores.pdf (lest Juni).
- Ladam, Y. (2010). *Samtale* (1 oktober).
- Ladam, Y. (2011). *E-post* (Veiledning 1 juni).
- Magnussen, O. M. & Nordtvedt, T. S. (2006). *ENØK i kuldeanlegget*. Teknisk rapport / SINTEF energiforskning AS TR A6287. Trondheim: SINTEF energiforskning. 27 bl. s.
- Munday, J. T. & Bagster, D. F. (1977). A new ejector theory applied to steam jet refrigeration. *Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development*, 16 (4): 442-449.
- Rasmussen, R. (2005). *Kuldeteknikk*. Oslo: Gyldendal Norsk Forlag AS.
- Rusly, E., Aye, L., Charters, W. W. S. & Ooi, A. (2005). CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system. *International Journal of Refrigeration*, 28 (7): 1092-1101.

- Stene, J. (2010). *Heat Pump Technology*. Carbon Dioxide (R744) as a Working Fluid in Heat Pumps, Trondheim. 4-5 s.
- Stoecker, W. F. (1958). *Steam-jet refrigeration*. Boston: McGraw-Hill.
- Stosic, N., Milutinovic, L. J., Hanjalic, K. & Kovacevic, A. (1992). Investigation of the influence of oil injection upon the screw compressor working process. *International Journal of Refrigeration*, 15 (4): 206-220.
- Zhu, Y., Cai, W., Wen, C. & Li, Y. (2007). Shock circle model for ejector performance evaluation. *Energy Conversion and Management*, 48: 2533-2541.
- Zhu, Y. & Li, Y. (2009). Novel ejector model for performance evaluation on both dry and wet vapors ejectors. *International Journal of Refrigeration*, 32: 21-31.

Figurliste

Figur 2-1 Kuldeprosess. Tegnet etter Bredeesen et al. (2010)	5
Figur 2-2 T-s diagram for en omvendt Carnotprosess	6
Figur 2-3 T-s diagram for arbeidsprosessen til en kuldemaskin.....	7
Figur 2-4 T-s diagram for en reversibel Carnot syklus med varmevekslertap.....	8
Figur 2-5 T-s diagram for et kompressorfordampningsanlegg med tap	8
Figur 2-6 Eksempel på ΔT_{\min} mellom kondenserende NH ₃ og sjøvann.....	10
Figur 2-7 Ejektor med konstant-trykk miksing. Tegnet etter Chunnanond & Aphornratana (2004).....	12
Figur 2-8 Ejektor med konstant-areal miksing. Tegnet etter Chunnanond & Aphornratana (2004).....	12
Figur 2-9 Tverrsnitt av drivdyse. Diameter hals; 0,9 mm	13
Figur 2-10 Tverrsnitt av ejektorskisse med navn på essensiell geometri.....	13
Figur 2-11 Prinsipiell trykk- og hastighetsprofil gjennom ejektor.....	15
Figur 2-12 Flytskjema for 2-fase CO ₂ dampkompresjonskrets.....	17
Figur 2-13 p-h diagram for to-fase dampkompresjonskrets med CO ₂ som kuldemedie.....	18
Figur 2-14 Flytskjema for 2-fase ejektorsystem.....	19
Figur 2-15 p-h diagram for 2-fase ejektorsystem med CO ₂ som kuldemedie.....	20
Figur 2-16 Flytskjema for 1-fase ejektorsystem.....	21
Figur 2-17 p-h diagram for 2-gase ejektorsystem med CO ₂ som kuldemedie	22
Figur 2-18 t-h diagram for flere kuldemedier.....	24
Figur 2-19 Forandring i metningstemperatur ved trykkforandring, $\Delta t_{sat\Delta p}$	24
Figur 3-1 P&ID av forsøksriggen.....	28
Figur 3-2 P&ID CO ₂ -krets	29
Figur 3-3 P&ID Generatorkrets	32
Figur 3-4 P&ID Fordamperkrets	34
Figur 3-5 P&ID Kondensatorkrets.....	36
Figur 3-6 P&ID Kjellerkrets.....	38
Figur 3-7 Green & Cool ARCTIC DO170LT CO ₂ kjøleanlegg.....	39
Figur 3-8 Kontrollpanelet på Green & Cool kjøleanlegg	40
Figur 3-9 Virkningsgraden til seks av de aktuelle dysene (Hofmann 2009).....	41
Figur 3-10 Figur som viser ytelsen for de fem aktuelle mikseseksjonene med drivdyse N3 (Hofmann 2009).....	41
Figur 3-11 Variasjoner i ejektor ytelse ut i fra avstand mellom drivdyse og miksekammer (Hofmann 2009) ..	42
Figur 3-12 Ejektor tverrsnittskisse. Målestokk: mm. Designet i Autodesk Inventor 2011	43
Figur 3-13 Justering av avstand mellom dyse og mikseseksjon.....	44
Figur 3-14 Skisse av komplett ejektor med mikseseksjon D1. Designet i Autodesk Inventor 2011.....	44
Figur 3-15 Dysholder	45
Figur 3-16 Drivdyse N3.....	45
Figur 3-17 Låsemutter.....	45
Figur 3-18 Skisse av drivdyse N3. Målestokk: mm. Designet i Autodesk Inventor 2011	46
Figur 3-19 Hovedseksjon	46
Figur 3-20 Mikseseksjon D1	47
Figur 3-21 Mikseseksjon D1. Målestokk: mm. Designet i Autodesk Inventor 2011	48
Figur 3-22 Enderøret.....	49
Figur 3-23 Instrumenteringsskapet	50
Figur 3-24 Oppkobling av sirkulasjonspumper.....	51
Figur 3-25 Oppkobling av varmekolber.....	52
Figur 3-26 Brukergrensesnitt i LabView	54
Figur 4-1 Driftsmodus med varierende trykk ut av diffusoren. Trykket til driv- og sugestrømmen er holdt konstant. Tegnet etter Huang & Chang (1999).	58
Figur 4-2 Visualisering av støt i miksekammer og diffusor med choking av sugestrømmen. Øverste bildet: Utløp av drivdysen og halve miksekammer. Midtre bildet: Siste halvdel av miksekammeret. Nederste bildet: Diffusoren (Bouhanguel et al. 2010).....	59
Figur 4-3 Strømningskarakteristikk i kritisk modus (Zhu et al. 2007).....	60

Figur 4-4 Utvikling av støt-tog i miksekammer uten choking av sugestrømmen. Utløpet av drivdysen er til venstre i figuren (Bouhanguel et al. 2010)	61
Figur 4-5 Kompresjon og ekspansjon av driv- og sugestrømmen i en en-fase ejetor med CO ₂ . p _{gen} = 100 bara, T _{gen} = 90 °C, p _{kond} = 50 bara og p _{ford} = 40 bara	63
Figur 4-6 Illustrasjon av dyse og mikseseksjon med henvisning til punktene.....	64
Figur 4-7 1-fase ejetorsystem.....	64
Figur 4-8 Blokkdiagram for En-dimensjonal datamodell.....	66
Figur 4-9 Gaussian-normalfordeling.....	70
Figur 5-1 Trykkforhold kontra massestrømforhold. Generator Temperatur = 70 °C	76
Figur 5-2 Trykkforhold kontra massestrømforhold. Generator Temperatur = 80 °C	77
Figur 5-3 Trykkforhold kontra massestrømforhold. Generator Temperatur = 90 °C	77
Figur 5-4 Trykkforhold kontra massestrømforhold. Generatortrykk = 100 bara.....	78
Figur 5-5 Ejetorytelse og dens påvirkning av T _{gen} , p _{gen} , Φ _m og p _{kond} er konstant	79
Figur 5-6 Generator temperaturens påvirkning på massestrømmene og overført energi i fordampere og generator	80
Figur 5-7 Ejetorytelse og dens påvirkning av kondenseringstemperatur ved konstant P _{gen} , T _{gen} og Π.....	81
Figur 5-8 Trykkdifferanse i bara med konstant kondenseringstrykk og varierende Φ _m	82
Figur 5-9 Ejetor virkningsgrad med konstant kondenseringstrykk og varierende Φ _m	83
Figur 5-10 Ejetorytelse med konstant kondenseringstrykk.....	84
Figur 5-11 Prosentvis avvik mellom Formel 5-2 og trendlinjene for Π i Figur 5-10.....	85
Figur 5-12 3-D visualisering av trykkforholdet med hynsyn på kondenseringstrykk og massestrømforhold..	87
Figur 5-13 Illustrasjon av lengden på miksekammeret til mikseseksjon D1 og D2. Designet i Autodesk Inventor 2011	88
Figur 5-14 Sammenlikning av ejetorytelse med mikseseksjon D1 og D2 med variabelt kondensatortrykk. ..	89
Figur 5-15 Sammenlikning av ejetorytelse med mikseseksjon D1 og D2 ved konstant kondensatortrykk....	90
Figur 5-16 Ejetorytelse med dyse N2 og mikseseksjon D2	91
Figur 5-17 Sammenlikning av Π og Φ _m for 1-D modellen og forsøksresultatene. T _{gen} =60°C, P _{gen} =100 bara, η _D =0,75 og η _{DD} =0,75	94
Figur 5-18 Sammenlikning av Π og Φ _m for 1-D modellen og forsøksresultatene. T _{gen} =60°C, P _{gen} =100 bara, η _D =0,75 og η _{DD} =0,75	94
Figur 5-19 Sammenlikning av Π og Φ _m for 1-D modellen og forsøksresultatene. T _{gen} =60°C, P _{gen} =100 bara, η _D =0,90 og η _{DD} =0,90	95
Figur 5-20 Sammenlikning av Π og Φ _m for 1-D modellen og forsøksresultatene. T _{gen} =60°C, P _{gen} =100 bara, η _D =0,90 og η _{DD} =0,90	95
Figur 5-21 Sammenlikning av simuleringer og forsøksdata. Drivdyse N3 og mikseseksjon D1. Massestrøm i simuleringene og i utførte forsøk på 1,71 kg/min	97
Figur 5-22 Sammenlikning av simuleringer og forsøksdata. Drivdyse N3 og mikseseksjon D1. Massestrøm inn på drivdyse i simuleringene er 1,45 kg/min	98
Figur 5-23 Sammenlikning av simuleringer utført med mikseseksjon D1 og D2. Drivdyse N3 benyttes med massestrøm 1,45 kg/min.....	99
Figur 5-24 Sammenlikning av simuleringer og forsøksdata. Mikseseksjon D2 og drivdyse N2 og N3.....	100
Figur 5-25 Ejetorsystem for avkjøling av separat kjølerom.....	103
Figur 5-26 Underkjøling av kuldemediet til kuldeanlegg.....	104
Figur 5-27 Energieffektiviseringspotensialet ved underkjøling	105
Figur 5-28 Endring i COP og kompressorarbeid ved underkjøling av kuldemedie	106
Figur 5-29 Kondensatortemperaturens innvirkning på ytelsen til et kuldeanlegg. Q ₀ = 1000kW og T _{Ford} = -25°C	107
Figur 7-1 Trykkfall på grunn av lekkasjer i CO ₂ -pumpe.....	112
Figur A-1 Overflødig komponenter fra tidligere forsøk.....	A-1
Figur A-2 Ny varmeveksler på generatorkretsen. Lengde: 2*30 m.....	A-3
Figur A-3 Eksisterende varmeveksler på generatorkretsen. Lengde: 4,1 m	A-3
Figur A-4 Demontert fordamperkrets fra tidligere forsøk.....	A-4
Figur A-5 Opprinnelig fordamperkrets.....	A-5

Figur A-6 Modifisert fordamperkrets.....	A-5
Figur A-7 Instrumentering før oppgradering.....	A-6
Figur A-8 Instrumentering etter oppgradering.....	A-7
Figur A-9 Styring av rigg før oppgradering.....	A-7
Figur A-10 Styring av riggen etter oppgradering.....	A-8
Figur A-11 Kalibrering av Endress & Hauser DELTABAR S trykkmålere med FLUKE 744.....	A-9
Figur A-12 Verifisering av masse- og volumstrømmålere.....	A-9
Figur A-13 Digital trykkmåler for nøyaktig avlesning av trykk under trykktesting.....	A-10
Figur A-14 Varselsskilt og avstgning av området ble utført under trykktesting.....	A-10
Figur A-15 Pulseringsdemper. F.V.: Metallhuset og belg med rift.....	A-11
Figur A-16 Fylling av pulseringsdemper med nitrogen til 80 bar med fyllesettet bestilt fra Flow-Teknikk AS.....	A-12
Figur A-17 F.V.: Vakuumpumpe og ødelagt o-ring på pressostat fra FOX.....	A-13
Figur A-18 Reservoar med lokk.....	A-13
Figur A-19 Oppgradering av PC til operator av CO ₂ Ejektor-rigg.....	A-14
Figur B-1 CAT Pumps modell 5CP2150W.....	B-1
Figur B-2 Cat Pumps CO ₂ -pumpe.....	B-3
Figur B-3 Skisse av rør-i-rør varmeveksler. Designet i Autodesk Inventor 2011.....	B-4
Figur B-4 F.V.: Generator varmeveksler; bilde fra Adriansyah (2001) og varmeveksler E-304/401.....	B-4
Figur B-5 Spesifikasjoner E-304/401 Platevarmeveksler.....	B-5
Figur B-6 Rheonik DELTABAR S. PMD 75, PMP 71 og PMP 731.....	B-6
Figur B-7 Illustrasjonsbilde Rheonik RHM 03/ RHE08.....	B-8
Figur B-8 Illustrasjonsbilde F & P D10 D 31 XY/ D50XM11.....	B-8
Figur B-9 Illustrasjonsbilde ABB DM41F / 50XM2000.....	B-8
Figur B-10 Illustrasjonsbilder Pressostat. F.V.: FOX og Bailey & Mackey.....	B-10
Figur C-1 Verifisering FT-02.....	C-1
Figur C-2 Verifisering FT-03.....	C-1
Figur C-3 Verifisering FT-04.....	C-2
Figur E-1 Skisse av drivdyse N3. Gjengitt med tillatelse fra SINTEF Energiforskning. Fullstendige mål i Figur E-2.....	E-1
Figur E-2 Skisse av drivdyse N2. Gjengitt med tillatelse fra SINTEF Energiforskning.....	E-2
Figur F-1 Skisse av Mikseseksjon D1. Gjengitt med tillatelse fra SINTEF Energiforskning. Fullstendige mål i Figur F-2.....	F-1
Figur F-2 Skisse av mikseseksjon D5 for fullstendige mål av D1. Gjengitt med tillatelse fra SINTEF Energiforskning.....	F-2
Figur G-1 Enlinjeskjema for pumper og varmekolber Del 1/2.....	G-1
Figur G-2 Enlinjeskjema for pumper og varmekolber Del 2/2.....	G-2
Figur H-1 Koblingsskjema Del 1/11.....	H-1
Figur H-2 Koblingsskjema Del 2/11.....	H-2
Figur H-3 Koblingsskjema Del 3/11.....	H-3
Figur H-4 Koblingsskjema Del 4/11.....	H-4
Figur H-5 Koblingsskjema Del 5/11.....	H-5
Figur H-6 Koblingsskjema Del 6/11.....	H-6
Figur H-7 Koblingsskjema Del 7/11.....	H-7
Figur H-8 Koblingsskjema Del 8/11.....	H-8
Figur H-9 Koblingsskjema Del 9/11.....	H-9
Figur H-10 Koblingsskjema Del 10/11.....	H-10
Figur H-11 Koblingsskjema Del 11/11.....	H-11
Figur I-1 Excel fil for behandling av loggført data.....	I-1

Tabelliste

Tabell 2-1 Egenskaper for karbondioksid.....	25
Tabell 3-1 Beskrivelse av komponentene i CO ₂ -krets.....	31

Tabell 3-2 Beskrivelse av komponentene i generatorkrets.....	33
Tabell 3-3 Beskrivelse av komponentene i fordamparkrets.....	34
Tabell 3-4 Beskrivelse av komponentene i kondensatorkrets.....	37
Tabell 3-5 Beskrivelse av komponentene i kjellerkrets.....	38
Tabell 3-6 Produktdata på Green & Cool kjøleanlegg.....	39
Tabell 3-7 Styre- og loggesystemet.....	53
Tabell 3-8 Verdier på PI-regulatorer og tidsstyring av styresignal.....	54
Tabell 4-1 Beregning av entalpi og entropi basert på forsøksresultatene.....	67
Tabell 4-2 Definisjon av trykkhenvisninger og beregning av nøkkeldata i CO ₂ -krets.....	67
Tabell 4-3 Beregning av overført effekt i sirkulasjonskretsene.....	68
Tabell 4-4 Usikkerhetsberegninger på måleinstrumentene ved en måleserie.....	72
Tabell 5-1 Verifisering av Formel 5-1 for COP _e	86
Tabell 5-2 Verifisering av Formel 5-2 for Π	86
Tabell A-1 Verdier fra lekkasjesøk og trykktesting av fluidkretsene.....	A-12
Tabell B-1 Produktdata for sirkulasjonspumper.....	B-1
Tabell B-2 Produktdata på pumpe.....	B-1
Tabell B-3 Produktdata på frekvensstyrt motor.....	B-2
Tabell B-4 Produktdata på frekvensomformer.....	B-2
Tabell B-5 Produktdata på girkasse.....	B-2
Tabell B-6 Produktdata på varmekolbene.....	B-3
Tabell B-7 Spesifikasjoner på Rør-i-rør varmevekslerne.....	B-5
Tabell B-8 Spesifikasjoner på trykkmålere.....	B-6
Tabell B-9 Spesifikasjoner på temperaturfølere.....	B-7
Tabell B-10 Spesifikasjoner på massestrømmålere.....	B-9
Tabell B-11 Spesifikasjoner på pressostater.....	B-10
Tabell B-12 Spesifikasjoner for sikkerhetsventiler.....	B-10
Tabell D-1 Generatorkrets.....	D-1

Formelliste

Formel 2-1 Energibalans i en kuldemaskin med skruekompressor.....	4
Formel 2-2 Carnotarbeidet.....	6
Formel 2-3 Kuldeytelsen i en kuldemaskin.....	7
Formel 2-4 Entropidifferanse i Formel 2-3.....	7
Formel 2-5 Totalt kompressorarbeid.....	9
Formel 2-6 Beregning av overført varme i varmeveksler.....	10
Formel 2-7 Logaritmisk gjennomsnittstemperatur.....	10
Formel 2-8 Trykkforhold mellom utløp av diffusor og innløp til drivdyse.....	15
Formel 2-9 Massestrømforhold mellom sekundær- og primærfluid.....	15
Formel 2-10 Kuldefaktoren for et ejektorsystem.....	15
Formel 3-1 Avgitt/ mottatt varmeenergi i varmeveksler.....	32
Formel 4-1 Bevaring av massestrøm.....	62
Formel 4-2 Bevaring av moment.....	62
Formel 4-3 Bevaring av energi.....	62
Formel 4-4 Ejektor virkningsgrad.....	62
Formel 4-5 Isentropisk virkningsgrad på drivdyse.....	65
Formel 4-6 Isentropisk virkningsgrad på diffusor.....	65
Formel 4-7 Kuldefaktor for ejektorsystem.....	65
Formel 4-8 Beregning av gjennomsnittet av en måleserie.....	69
Formel 4-9 Beregning av spredning i en måleserie.....	69
Formel 4-10 Normalfordeling av tilfeldig usikkerhet.....	69
Formel 4-11 Standardavvik for gjennomsnittet for en måleserie.....	70

Formel 4-12 Presentasjon av måling med tilfeldig usikkerhet.....	70
Formel 4-13 Beregning av tiltrointervall	71
Formel 4-14 Presisjonsgrense for gjennomsnittet av en måleserie.....	71
Formel 4-15 Beregning av total usikkerhet for en måleserie	71
Formel 4-16 Sammensatt funksjon	73
Formel 4-17 Usikkerheten til en sammensatt funksjon.....	73
Formel 4-18 Formel for overført varme i en varmeveksler på CO ₂ -siden	73
Formel 4-19 Formel for usikkerhet for Formel 4-18.....	73
Formel 4-20 Formel for usikkerhet i entalpiverdier	74
Formel 5-1 Formel for COP _e ved P _{Gen} = 100 bara og T _{Gen} = 60 °C basert på måleresultater.....	84
Formel 5-2 Formel for Π ved P _{Gen} = 100 bara og T _{Gen} = 60 °C basert på måleresultater.....	84

Vedlegg

Vedlegg A Ombygging av eksisterende forsøksrigg

Selv om arbeidet med ombyggingen av riggen ble forsøkt kvantifisert i Hundseth (2010), viste det seg raskt å bli en anselig større jobb enn først antatt.

Dette kom hovedsakelig av 3 årsaker:

- Planlagt arbeid tok lengre tid enn planlagt.
- Tidligere utført arbeid måtte utbedres for å tilfredsstille nye HMS-krav i laboratoriet satt av NTNU.
- Domino effekten, den ene modifikasjonen medførte nye modifikasjoner.

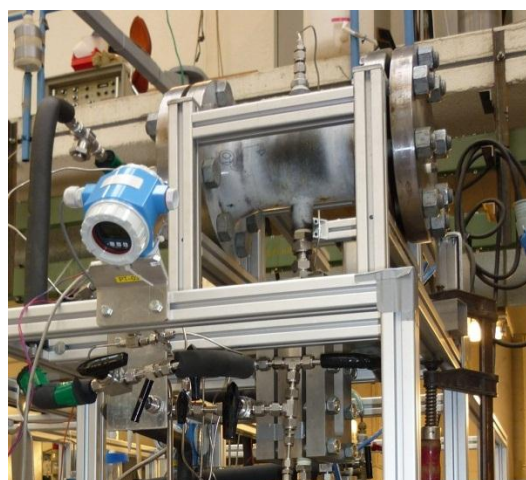
På grunn av dette ble utførelse av forsøkene forsinket med 6 uker.

A-1 CO₂-krets

Ettersom denne riggen har blitt modifisert ved flere anledninger, var det nødvendig å ta bort alle komponenter og rør som ikke var til nytte eller utgjorde en funksjon slik riggen nå blir bygd om til. Dette ble utført for å gjøre riggen mer oversiktlig, for å gi plass til nye komponenter og for å gi arbeidsrom. Som Figur A-1 viser, var det flere store komponenter som måtte fjernes for å avgi plass.

Tilkoblet denne rørflensen var flere kapillarrør og ledninger som ble fjernet samtidig. Dette gjorde hele riggen mer oversiktlig sett fra fremsiden. Flere liknende tiltak ble utført for å redusere antall meter stålrør og komponenter tilkoblet CO₂-kretsen.

I tillegg til å koble til ejektoren og lage brakett for denne, er to stk separatorer montert i parallell, den nye generator varmeveksleren er koblet til CO₂-kretsen, et stk seglass for avlesning av CO₂ nivå i separatorene, to stk seglass på utløpene av separatorene for å bekrefte tilstand på fluidet som kommer ut i toppen og i bunn samt et bypass rør fra innløpet på CO₂ pumpen til innløpet på fordampner varmeveksleren. Alt sammen montert med nødvendige ventiler, målepunkter og overtrykksventiler.



Figur A-1 Overflødige komponenter fra tidligere forsøk

A-2 Generatorkrets

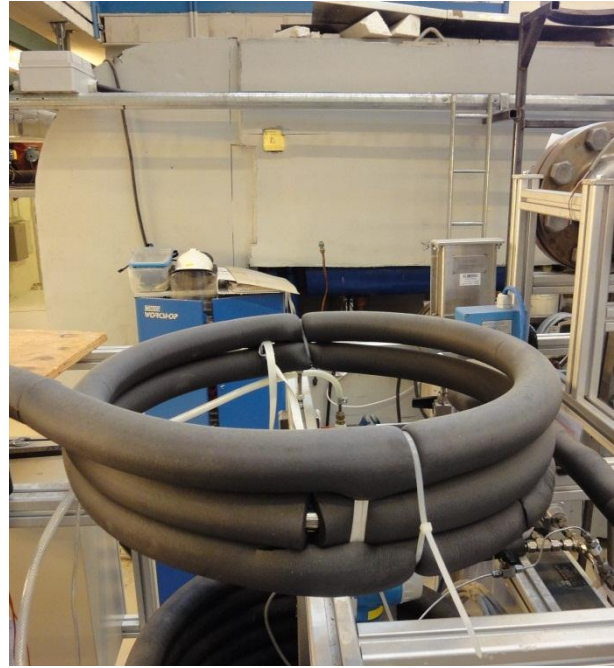
Generatorkretsen var som nevnt i avsnitt 3.2 en av de store utbedringene som måtte utføres. Som nevnt i Hundseth (2010) var både de elektriske varmelementene og varmeveksleren

underdimensjonerte for de nye temperaturkravene. Hele kretsen ble demontert og alle komponentene ble byttet ut. Dette inkluderer varmeveksleren, sirkulasjonspumpe, reguleringsventil, elektriske varmeelementer, massestrømmåler og rørføringer. Den nye rørkretsen er åpen med en vannbeholder lokalisert mellom pumpen og varmeveksleren (lavtrykkssiden). Vannbeholderen har som oppgave å absorbere volumforandringer i fluidet når tettheten på dette forandres ved temperatursvingninger. Denne er utformet i plexiglass slik at operatør av riggen har oversikt over væsknivået i kretsen. Massestrømmen kan ned til et begrenset nivå, ca. 50 %, reguleres med en ¼ turn ventil lokalisert etter pumpen. Den eksisterende massestrømmåleren var av typen impeller. For å øke nøyaktigheten på målingene ble denne byttet ut med en fra Rheonik. Disse baserer seg på coriolis prinsippet og er svært nøyaktig. De eksisterende varmeelementene på henholdsvis 1040W + 4kW ble erstattet med et varmeelement fra Backer på 12 kW. I Hundseth (2010) ble nødvendig installert effekt beregnet til 8,7 kW. Dette var basert på 80 °C temperaturøkning i varmeveksleren med massestrøm lik 2,1 kg/min på CO₂-siden. For å kompensere for varmetap og avvik fra oppgitt effekt fra leverandøren ble det investert i et kraftigere varmeelement enn beregnet for å sikre tilstrekkelig kapasitet.

For å redusere arbeidet og kostnadene ble det brukt en rør-i-rør varmeveksler fra en eksisterende rigg på Kuldeteknisk laboratorium. Denne var langt større enn hva som ble beregnet som nødvendig lengde i Hundseth (2010) som var 15m med de eksisterende dimensjoner. På grunn av den økte trykkdifferansen forårsaket av den økte rørlengden, ble det nødvendig med en kraftigere sirkulasjonspumpe. Også denne sirkulasjonspumpen ble hentet fra den eksisterende riggen.



Figur A-2 Ny varmeveksler på generatorkretsen. Lengde: 2*30 m

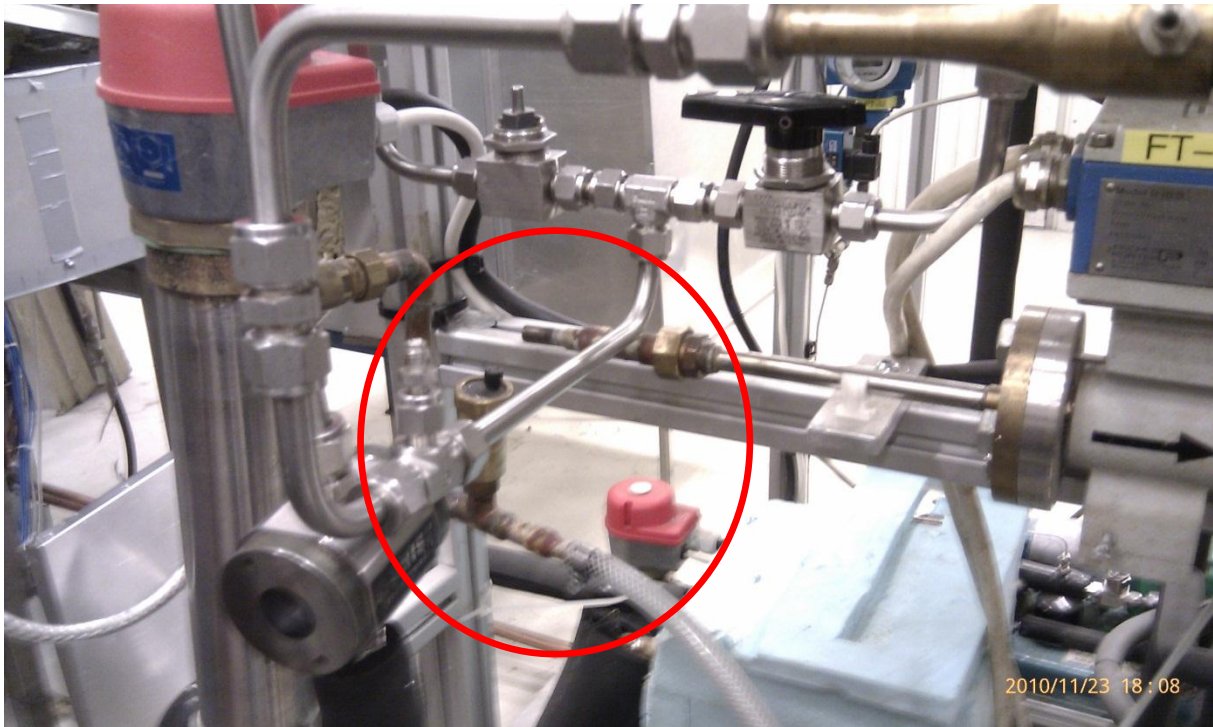


Figur A-3 Eksisterende varmeveksler på generatorkretsen. Lengde: 4,1 m

Den nye varmeveksleren har en lengde på 2*30m, se Figur A-2. Det vil si at det er 2 stykker rør-i-rør varmevekslere koblet i parallell. Med ventiler på innløpsiden er det mulig å stenge av den ene rørsløyfen slik at effektiv lengde blir 30m. Dette har i praksis ingen nytteeffekt, ettersom dette vil redusere ΔT_{LMTD} som resulterer i mindre overført varmeenergi, Q . Samtidig vil pumpearbeidet øke på grunn av økt hastighet på fluidene, noe som gir høyere friksjon og trykktap. Tabelloversikt over komponenter i generatorkretsen finnes i Avsnitt 3.3.3. Liste over komponenter som er byttet ut finnes i Vedlegg D.

A-3 Fordamperkrets

Fordamperkretsen hadde tilstrekkelig med kapasitet vedrørende varmekapasitet og temperaturnivåer. I utgangspunktet var det to komponenter som måtte utbedres. Dette var glykolbeholderen av plexiglass og et kopperrør som var kappet av. Se Figur A-4 for bilde av kopperrøret som er kappet av.



Figur A-4 Demontert fordamperkrets fra tidligere forsøk

Det antas at kopperrøret var kappet av for å installere en ny massestrømmåler i serie med den som var der fra før. Grunnen til at dette er blitt utført kan komme av at sikringen i eksisterende massestrømmåleren hadde gått og den var dermed ute av drift. Ved å bytte sikring, fungerte den igjen slik den skal. På gamle P&ID er også denne ekstra massestrømmåleren tegnet inn som FT-new. I Figur A-4 kan man se hvordan FT-new var koblet i serie ved bruk av fleksible plastikkslanger og skrueklemmer. En tungvint løsning på et enkelt problem.

På grunn av strengere HMS-krav, dårlig utført arbeid og provisoriske løsninger ble det nødvendig å bytte ut hele kretsen mellom utløp pumpe og innløp varmeveksler. Se Figur A-5 for bilde av hvordan de to varmeelementene var festet og koblet i serie. Deler av den modifiserte kretsen vises i Figur A-6.



Figur A-5 Opprinnelig fordampningskrets.



Figur A-6 Modifisert fordampningskrets

For å kunne lese av trykkfallet i kretsen ble et manometer montert, lokalisert rett etter pumpen. En bobleutskiller og lufteventil er montert på kretsens høyeste punkt. Bobleutskilleren vil lufte ut eventuelle små mengder luft som ligger i hulrom, for eksempel i varmeelementene, under normal drift. Lufteventilen settes i åpen posisjon under fylling av glykolblanding, og er stengt under normal drift.

I senere tid ble det oppdaget at varmekolbe H-201 (se P&ID over fordampningskretsen i Figur 3-4) hadde redusert effekt grunnet 2 av 3 varmetråder ikke fungerte etter hensikt. Mest sannsynlig har disse blitt brent av ved å tilføre effekt til varmekolben uten å sirkulere fluid i kretsen. Ettersom H-202 har tilstrekkelig kapasitet alene, ble det besluttet ikke å bruke H-201. Denne varmekolben ble dermed ikke koblet opp mot styringssystemet til riggen. Dersom det i senere tid blir behov for mer effekt enn hva H-202 kan tilføre, vil det være mulig å benytte det samme røret som varmekolbe H-201 er montert i ved å skaffe ny varmekolbe i de samme dimensjonene. Eventuell styring av denne varmekolben ligger klar i instrumenteringsskapet.

A-4 Kondensatorkrets

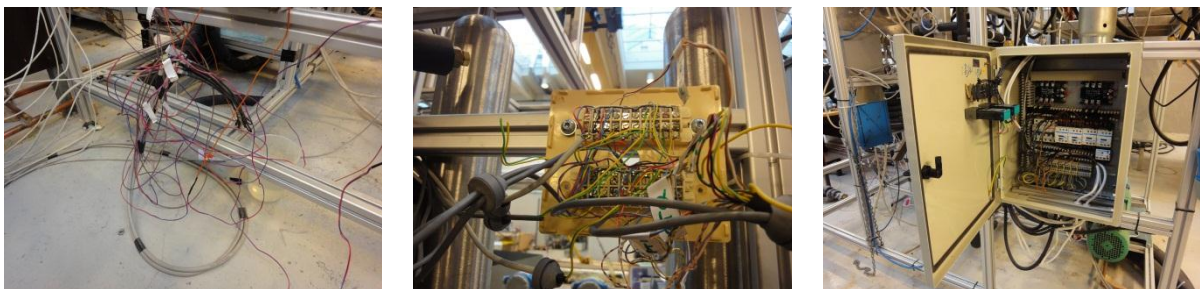
Kondensatorkretsen er ikke modifisert.

A-5 Kjellerkrets

Kjellerkretsen var opprinnelig tilkoblet et R-22 kuldeanlegg i kjelleren med fleksible gummislanger. Etersom dette kuldeanlegget ikke lengre skal benyttes til denne riggen, er det satt opp et nyinnkjøpt kuldeanlegg fra Green & Cool rett under riggen. Dette gjør den nye rørføringen så kort som mulig, med minst mulig varmetap underveis. En Grundfos UPT40-120 I-A-A sentrifugalpumpe sirkulerer glykolblandingen mellom fordamperen på Green & Cool anlegget og platevarmeveksleren på riggen. Temperaturregulering på glykolblandingen blir utført av en varmekolbe på 12kW levert av Backer type IU313RK. Rørkretsen består av kopperrør med en ytre diameter på 28mm. Disse er isolerte med 10mm isolasjon fra Glavaflex. Kretsen er åpen med en glykolbeholder av plexiglass slik at operatør av riggen kan observere nivået på glykolblandingen.

A-6 Instrumentering

For å oppgradere riggen opp til dagens standard, ble hele det elektriske anlegget byttet ut. Dette inkluderer alt i fra hovedstrømstilførsel inn til styringsskapet til oppkobling av målesensorene. Dette ble også anbefalt utført av Hundseth (2010). Formålet med oppgraderingen var å øke driftssikkerheten, øke brukeropplevelsen og øke fleksibiliteten til riggen. Dette var et svært omfattende arbeid, som tok langt lengre tid enn planlagt. I Figur A-7 og Figur A-8 vises noen bilder av hvordan instrumenteringen var koblet opp før og etter oppgraderingen ble utført.



Figur A-7 Instrumentering før oppgradering

I motsetning av hvordan det var tidligere, er alle kabler merket i begge ender og komplette enlinjeskjema og koblings skjema eksisterer. Dette gjør senere arbeid eller modifikasjoner på riggen enklere og mer oversiktlig.



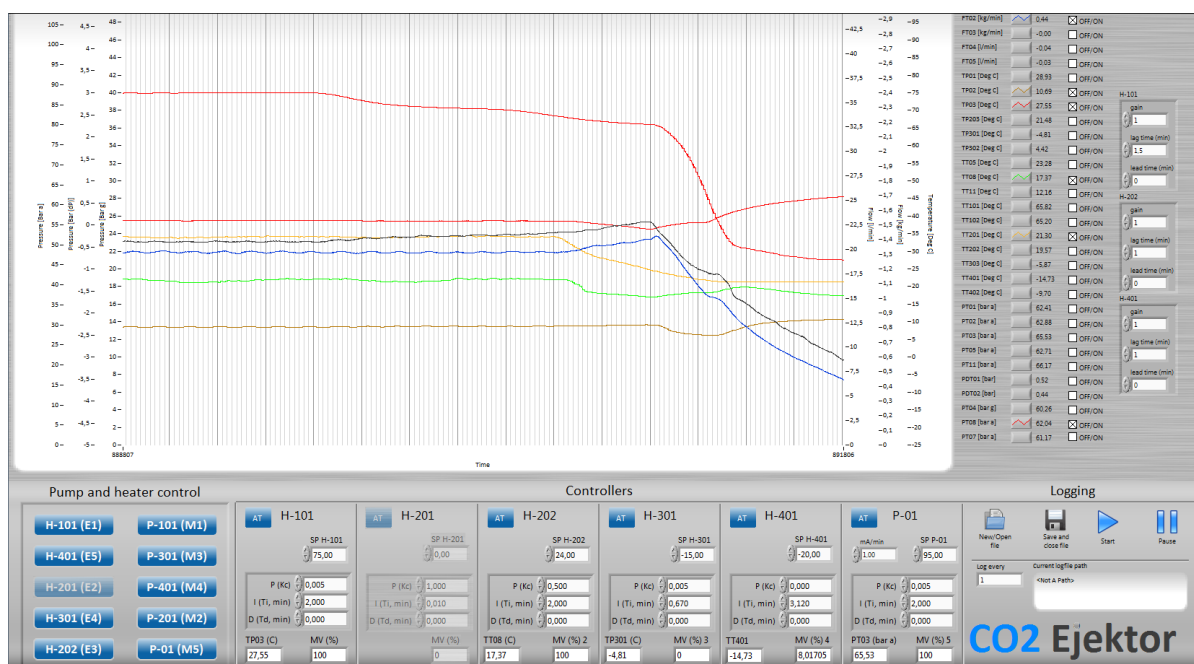
Figur A-8 Instrumentering etter oppgradering

Styringssystemet til riggen før oppgradering var svært begrenset. Det var kun temperaturen på fordamper- og kondensatorkretsen som var kontrollert via PID regulatorer. Temperaturen på drivstrømmen ble regulert av temperaturen på glykolvæsken i generatorkretsen. Pumpene på glykolkretsene ble slått av/ på ved brytere på instrumentskapet. CO₂-pumpen ble regulert med et potmeter på instrumentskapet. Manuell kontrollering på denne måten, gir svært begrenset fleksibilitet i form av styring og modifisering.



Figur A-9 Styring av rigg før oppgradering

Styring av riggen etter oppgradering blir utelukkende utført via programvare på PC. I dette programmet, LabView, kan riggen styres og kjøres etter de behov som måtte komme. Ettersom alle måleinstrument, pumper og varmekolber er koblet sammen i instrumentskapet, kan det fritt velges settverdier, type regulering og begrensninger i programmet. Dette gjør styre- og loggesystemet svært fleksibelt og brukervennlig. Se Figur A-10 for illustrasjon av brukergrensesnittet til det oppgraderte styre- og loggesystemet.



Figur A-10 Styring av riggen etter oppgradering

Logging av data ble før oppgradering utført av en "Switch" enhet fra Agilent, modell 34970A. Som nevnt tidligere, kunne denne enheten bare ta i mot signal, ikke sende ut signal for dermed å brukes til styring av komponenter. Denne enheten hadde heller ingen referansetemperatur for avlesning av termperaturmålere av typen Thermocouple T. Dette gjorde det nødvendig med en ekstern temperaturreferanse og i dette tilfellet ble det brukt en isolert beholder med en blanding av vann og isbiter. I det nye styre- og loggesystemet blir alt håndtert av en og samme enhet. Dette gjør forsøkskjøringene mer effektive og mer operatørvennlig.

A-7 Kalibrering og verifisering

A-7-1 Kalibrering av trykkmålere

Alle Rheonik DELTABAR S trykkmålere ble koblet opp mot en FLUKE 744. Dette er et måle- og kalibreringsinstrument med HART grensesnitt. Trykkmålerne ble kalibrert inn på ønsket måleområde. Se Vedlegg B-4 for spesifikasjoner på alle trykkmålere.



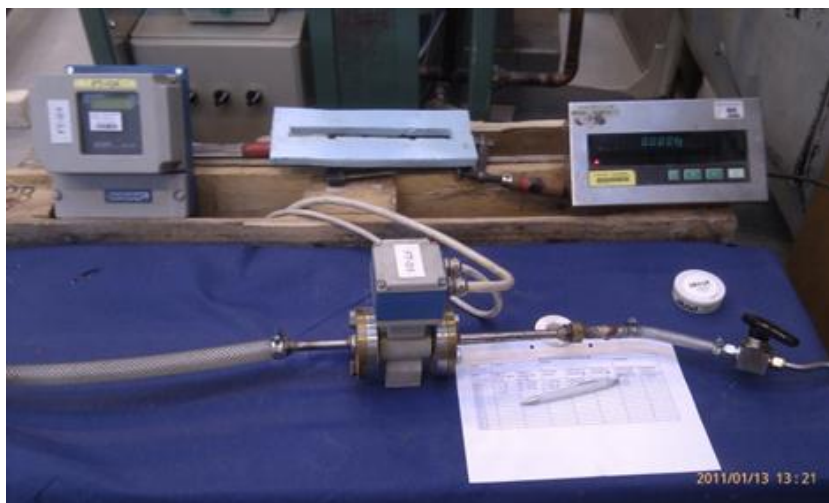
Figur A-11 Kalibrering av Endress & Hauser DELTABAR S trykkmålere med FLUKE 744

A-7-2 Verifisering av sikkerhetsventiler

Disse ble sjekket for funksjonsfeil. SV-02 viste seg å være defekt. Det ble byttet pakninger og rekalkibrert med nitrogen-gass. Se Vedlegg B-8 for spesifikasjoner for SV-01, SV-02 og SV-03.

A-7-3 Verifisering av massestrømmålere

For å verifisere massestrømmålerne ble det satt opp en enkel test-rigg i laboratoriet.



Figur A-12 Verifisering av masse- og volumstrømmålere

Massestrømmåleren ble tilkoblet en egen vannkrets i laboratoriet. Dette er en krets som er separat fra byvann-kretsen med en egen tank på taket som fungerer som reservoar. Denne kretsen ble benyttet for å unngå problematikk med trykkforandringer på byvann-kretsen når store vannforbrukere i nærheten kobler inn/ ut. Forsøkene ble utført ved å fylle en dunk med vann som i forveien av hvert forsøk ble veid på en vekt med nøyaktighet på 1 g. I forveien hadde vannet sirkulert i ca. 30 min, dette var for at massestrømmåleren skal få varmet opp og for å oppnå stabil strømning fra vannkretsen. Hvor lang oppvarmingstiden var varierte fra produsent til produsent. En

stoppeklokke ble brukt for å ta tiden. Samtidig ble massestrømmen avlest på displayet på mottakeren og tripp telleren ble avlest ved start og slutt. Ved endt forsøk ble dunken veid igjen. Massestrømmen ble så beregnet. Dette ble utført ni ganger pr massestrømmåler, tre måleserier på henholdsvis lav, middels og høy massestrøm. Dette var for å avdekke om usikkerheten økte ved ulik massestrøm. To av massestrømmålerne ble ikke verifisert. Dette var delvis på grunn av at måleseriene på de tre andre virket lovende samt det ville medbrakt mye ekstraarbeid å få de demontert fra riggen. Den ene kretsen var blant annet fylt med glykolblanding. Denne måtte eventuelt blitt tømt først.

A-7-4 lekkasjesøk og trykktesting

For å få riggen HMS-godkjent stilles det krav om at den skal trykktestes før den blir tatt i bruk. Dette er på grunn av at arbeidsmediet er CO₂ under høyt trykk. Reglene for trykktestingen er pr dags dato litt usystematiske grunnet HMS-kravene til NTNU er under revidering. Samtidig forholder NTNU og Sintef Energiforskning seg til forskjellige normer. I samsvar med Erik Langørgeren, HMS ansvarlig på NTNU Varme- og energiprosesser, ble det bestemt at nye separate komponenter skal trykktestes til 140 % av maksimalt arbeidstrykk og riggen trykktestes til 115 % av maksimalt arbeidstrykk. Nye komponenter vil da si nyfabrikerte komponenter som ikke har vært trykktestet tidligere. Nye rørstrekninger og koblinger regnes ikke som "nye komponenter" og kan dermed trykktestes på 115 % av maksimalt arbeidstrykk. Ettersom alle komponentene på denne riggen har fra tidligere bruk vært trykktestet på tilfredsstillende trykk (140 % av arbeidstrykket), er det kun krav om å trykkteste riggen på 115 % av maksimalt arbeidstrykk. Se Figur A-13 og Figur A-14 for bilder av trykktestingen.



Figur A-13 Digital trykkmåler for nøyaktig avlesning av trykk under trykktesting



Figur A-14 Varselsskilt og avstgning av området ble utført under trykktesting

CO₂-kretsen ble delt inn i to soner, lavtrykk- og høytrykksone. Høytrykksone går fra utløp på P-01 til innløp dyse på ejektoren. Resten defineres som lavtrykksone. Under trykktestingen av høytrykksone ble det avdekket en feil i pulseringsdemperen. Ved nærmere undersøkelse viste det seg at belgen inne i metallhuset hadde fått en rift i seg, Figur A-15. Dette resulterer i at den ikke kan utføre sin funksjon som pulseringsdemper. Dette i seg selv skal ikke medføre lekkasje fra CO₂-kretsen til atmosfære og det ble konkludert med at lekkasjen var forårsaket av silikon som var benyttet på pakninger inne i metallhuset. Denne har med årene blitt hard og voksliknende i konsistens og dermed resultert til dårlig tetting mellom metallhuset og yttersiden av belgen.



Figur A-15 Pulseringsdemper. F.V.: Metallhuset og belg med rift

Nye pakninger og belg ble bestilt fra Flow-Teknikk AS. For å fylle belgen til bestemt trykk ble det også bestilt nytt fyllesett med slange og manometer. Dette var nødvendig ettersom fyllepippen ikke passet fylleslangene som var tilgjengelige på lab verkstedet. Pulseringsdemperen ble fylt med nitrogen til 82 bar som henviser i brukermanualen. Når manometeret ble skrudd av pulseringsdemperen, ble trykket redusert til 80 bar på grunn av lekkasjer mellom fyllepippen og manometeret. Se Figur A-16 for bilder fra fylleprosessen og fyllesettet fra Flow-Teknikk AS.



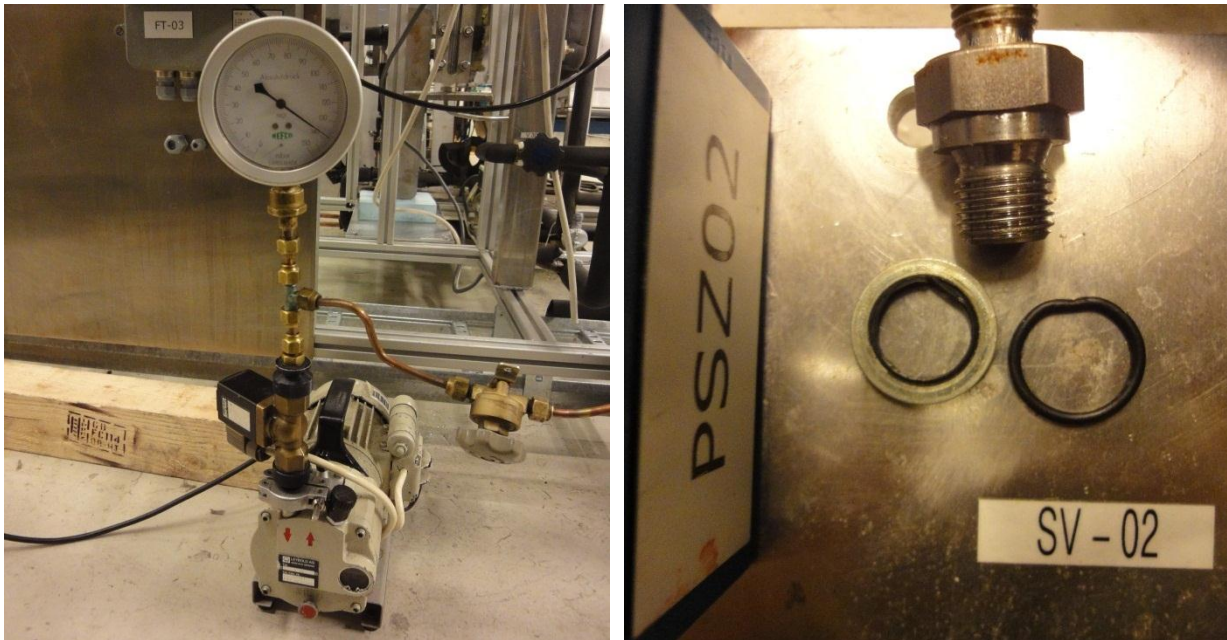
Figur A-16 Fylling av pulseringsdemper med nitrogen til 80 bar med fyllesettet bestilt fra Flow-Teknikk AS

Samtidig ble fordamper-, generator- og kjellerkretsen lekkasjetestet og trykktestet. Disse kretsene er kun sirkulasjonskretser og vil i praksis ikke oppleve økt trykk bortsett fra trykktap i forbindelse med friksjon. Til tross for dette ble de nevnte kretsene testet på trykk tilnærmet maksimalt pumpetrykk. Kondensatorkretsen ble ikke testet ettersom denne ikke er modifisert. Se Tabell A-1 for verdier.

Tabell A-1 Verdier fra lekkasjesøk og trykktesting av fluidkretsene.

Krets	Maksimalt arbeidstrykk	Lekkasjesøk	Trykktestet	Faktor
CO ₂ -krets Høy	100 bar a	0...115 bar g	116 bar a	1,15+
CO ₂ -krets Lav	65 bar a	0...76 bar g	77 bar a	1,15+
Fordamperkrets	1,2 bar g	0...1,5 bar g	1,5 bar g	NA
Generatorkrets	4,8 bar g	0...3 bar g	5 bar g	NA
Kjellerkrets	6 bar g	0...3 bar g	5 bar g	NA

CO₂-kretsen ble også vakuumert for å avdekke lekkasjer ved undertrykk. Det viste seg svært problematisk å holde på undertrykket i det vakuumpumpen ble avslått. Komponenten som hadde en lekkasje var en pressostat fra FOX. Pressostaten ble delvis demontert og det viste seg at pakningene på nippelen var ødelagte. Tilsynelatende så det ut som undertrykket hadde sugd pakningene ut av sporet sitt. Se Figur A-17 for bilde av de ødelagte pakningene og vakuumpumpen som ble benyttet.



Figur A-17 F.V.: Vakuumpumpe og ødelagt o-ring på pressostat fra FOX

Pakningene ble erstattet av nye, men selv ikke da ble denne komponenten tett. Flere typer pakninger ble forsøkt men det ble etter hvert klart at det var ikke rundt nippelen lekkasjen var lokalisert, men derimot lengre inn i huset på pressostaten. Pressostaten ble dermed erstattet med en fra Bailey & Mackey, se Avsnitt B-7.

A-8 Diverse utført arbeid

A-8-1 Komponenter

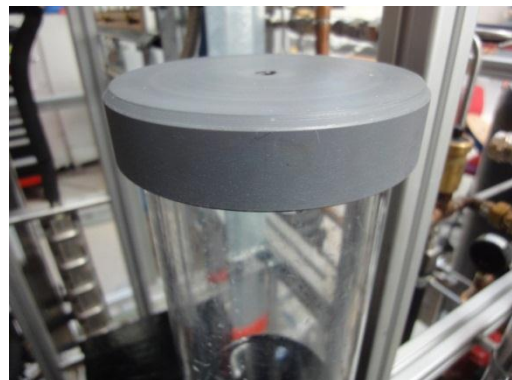
For å redusere fordampning av fluid fra de åpne kretsene og risikere komposisjonsforandringer mellom glykol og vann ble det dreid ut lokk av PVC. Se illustrasjon i Figur A-18.

A-8-2 Opprydning rundt riggen

Forsøksriggen ligger forholdsvis trangt til mellom to andre forsøksrigger. En del rammeverk av stål ble demontert og kastet samt instrumenteringsskap som ikke var i bruk. Dette frigjorde ca. 50 cm langs den ene veggen.

A-8-3 Vasking av riggen

For at arbeidet med å modifisere riggen skulle bli utført på best måte, ble alle komponentene inkludert rammeverket tørket/ vasket av. Riggen var generelt dekt med et lag inntørket Zalo som i



Figur A-18 Reservoar med lokk

lengre tid har samlet støv. Fargen er rustliknende og gir et dårlig inntrykk av riggen. Årsaken til at Zalo har vært brukt, er at dette er en effektiv måte å lokalisere lekkasjer på. Der hvor det er lekkasjer dannes det store bobler som synes godt. Dersom dette ikke blir tørket av i ettertid, fordamper vannet bort og Zalo ligger igjen som et seigt belegg.

A-8-4 Ny PC

Den eksisterende PCen som var brukt til denne riggen var en Pentium 4 fra Dell, 2001 modell, med enkel skjerm. For å bedre brukeropplevelsen ble det investert i en ny PC fra HP¹⁴ med i7 prosessor og 4 GB RAM med doble skjermer. Dette gjør det mulig å ha LabView oppe på den ene skjermen og MS Excel på den andre, eventuelt å kjøre LabView på begge skjermene. Dette vil gjøre forsøkskjøringene mer oversiktlige og mer effektive. Operativsystemet er Windows 7 og Microsoft Office 2007 er installert.



Figur A-19 Oppgradering av PC til operatør av CO₂ Ejektor-rigg

A-8-5 Riggperm

Alle rigger skal ha en riggperm som inneholder nødvendig dokumentasjon om riggen. Dette inkluderer risikovurderingsrapport, driftsprosedyrer, brukermanualer, kvitteringer og annen dokumentasjon som kan være til nytte. Den gamle riggpermen inneholdt en stor mengde dokumenter som ikke lengre var relevant. Relevante dokumenter ble sortert ut og lagt i en ny riggperm. Overfløydige dokumenter ble innlevert til SINTEF for sortering.

A-8-6 Risikovurdering av riggen etter fullføring

Riggen måtte godkjennes før forsøkene kunne iverksettes. Risikovurderingsrapporten inneholder i grove trekk de nødvendige HMS-aspektene for den aktuelle riggen under normal drift, uønskede hendelser under drift samt nødprosedyrer. I tillegg inneholder den retningslinjer for operatør, drift

¹⁴ Hewlett Packard

og utførelse av videre modifikasjoner. En totalvurdering ble utført av HMS-ansvarlig på NTNU. Rapporten konkluderer med at riggen er bygget til GLP¹⁵.

Alle aktive forsøksrigger må ha et apparaturkort som bekrefter at riggen er godkjent for bruk. Apparatorkortet har en gyldighet i 4 måneder. Dette henger på veggen ved operatør PC. Apparatorkortet er gyldig ut juli 2011.

¹⁵ God Laboratorium Praksis

Vedlegg B Komponenter og instrumenter

B-1 Pumper

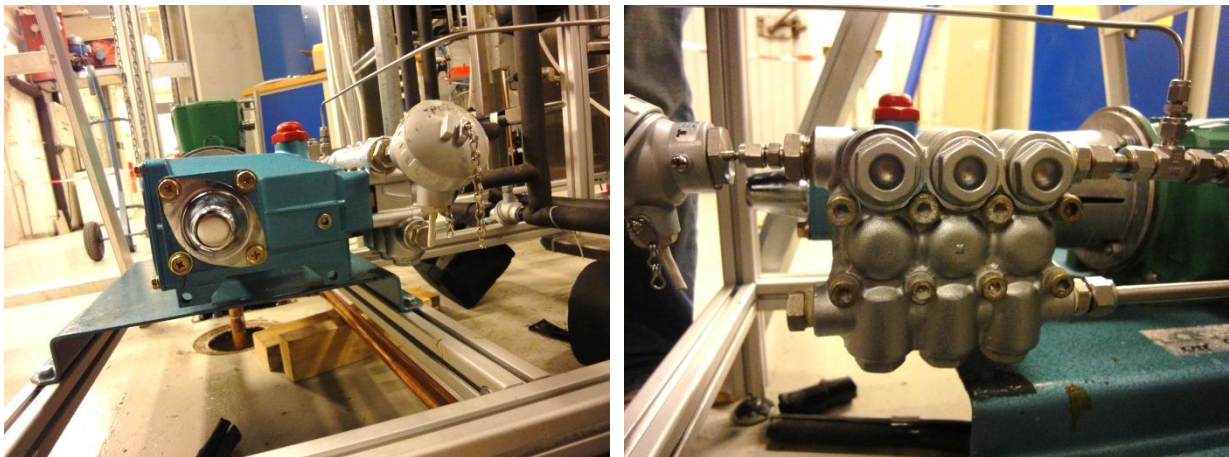
B-1-1 Sirkulasjonspumper

Tabell B-1 Produktdata for sirkulasjonspumper

Tag	Produsent	Modell	Maksimalt trykk	Maksimal massestrøm	Motoreffekt
P-101	Grundfos	CRN 2-50	4,8 bar	60 kg/min	550 W
P-201	Grundfos	UPS25-125 180	1,2 bar	50 kg/min	135/ 210/ 270 W
P-301	Grundfos	CRN 2-50	4,8 bar	60 kg/min	550 W
P-401	Grundfos	UPT40-120 I-A-A	6,0 bar	200 kg/min	420 W

B-1-2 CO₂-pumpe

Pumpen er levert fra CAT Pumps INT i 2003 og er av typen 5CP2150W. Pumpen er utstyrt med PTFE (polytetrafluoretylen) pakninger på høytrykk- og lavtrykksiden. Manifolden er av typen “sunny side up” som vil si at innløpet er plassert på toppen (Hopchet 2011). Se tabellene under for produktdata.



Figur B-1 CAT Pumps modell 5CP2150W

Tabell B-2 Produktdata på pumpe

CAT Pumps INT / TAG P01	
Modell	5CP2150W
Ref. nr.	151.4B52150A
Trykk	7...140 bar
Volumstrøm	1,5...4 l/min

Rotasjonshastighet	136...360 RPM
Motoreffekt	1,5 kW
Type olje	Hydraulisk VG 100

Tabell B-3 Produktdata på frekvensstyrt motor

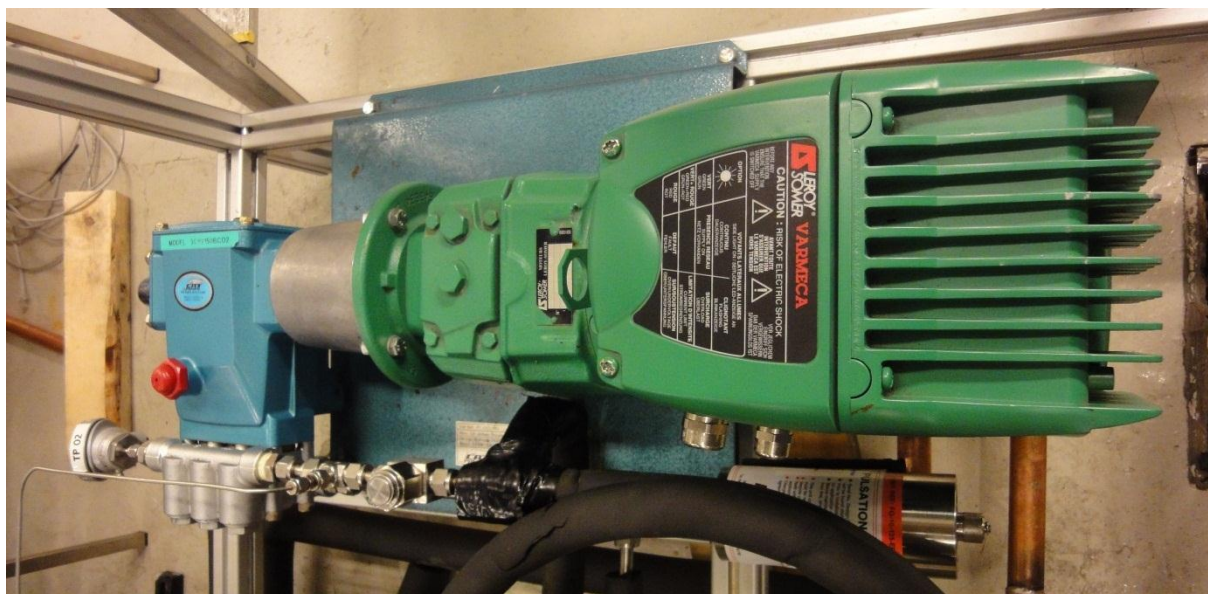
Motor: Leroy Somer Varmeca	
Modell	LS90L T
Ref. nr.	G613121PG027
Spenning	230 V (Tilkoblet spenning, 400 V mulig)
Amper	5,83 A
Frekvens	50 Hz
Turtall	1430
Effekt	1500 W

Tabell B-4 Produktdata på frekvensomformer

Frekvensomformer: Leroy Somer	
Modell	22M 150
Frekvensområde	20...80 Hz
Analog inngang	4...20 mA (min. – maks. hastighet)
Analog utgang	0...10 V (15 – 100 % hastighet)

Tabell B-5 Produktdata på girkasse

Girboks: Leroy Somer	
Modell	CB 3133 SBD1 B3
Reduksjonsforhold	5,75
Turtallområde	57...398 RPM
Type olje	Huile ISO VG 220



Figur B-2 Cat Pumps CO₂-pumpe

B-2 Elektriske varmekolber

Alle varmekolbene som benyttes er levert fra Backer. Se Tabell B-6 for spesifikasjoner.

Tabell B-6 Produktdata på varmekolbene

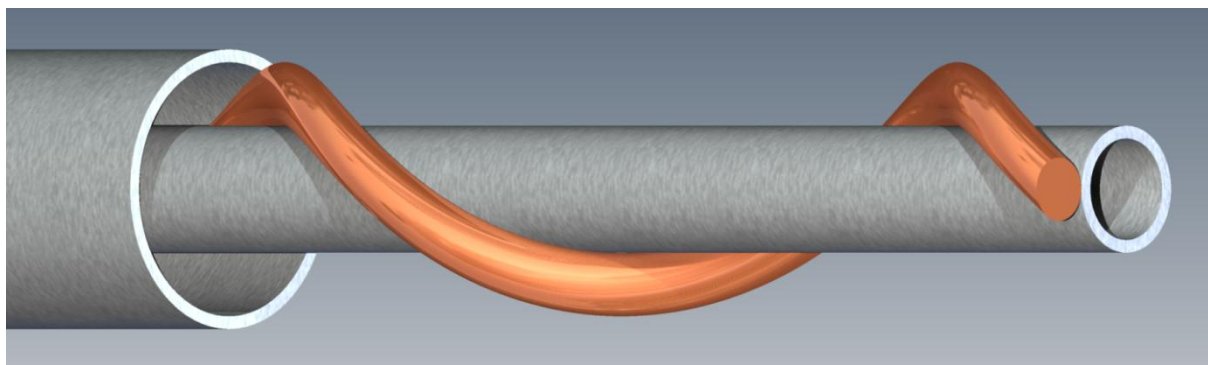
Tag	Produsent	Modell	Effekt	Temperaturvern
H-101	Backer	IU313RK	12 kW	102 °C
H-202	Backer	Ukjent	6 kW	Ca. 65 °C
H-301	Backer	Ukjent	3 kW	Ca. 65 °C
H-401	Backer	IU313RK	12 kW	60 °C

B-3 Varmevekslere

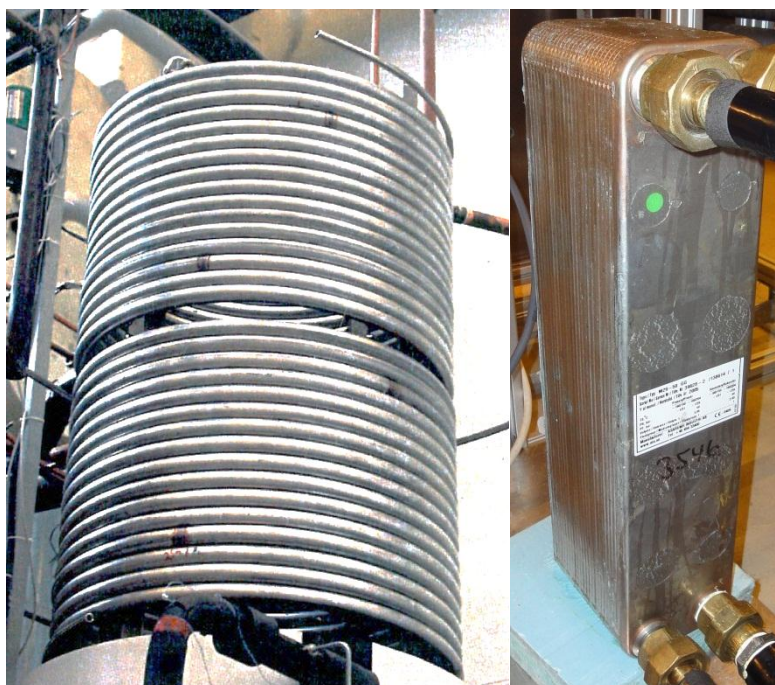
De rør-i-rør varmevekslerene som benyttes i denne riggen er produsert på verkstedet til Kuldeteknikks laboratorium. Ved å bestemme rørdiameter på indre og ytre rør, samt radius og antall viklinger på kveilen kan varmeveksleren tilpasses de fleste behov. I tillegg til å være forholdsvis enkle og billige å produsere, tåler de også høyt trykk i forhold til standard platevarmevekslere. Dette gjør de velegnet til bruk i CO₂ anlegg der det ikke er begrensninger på areal. W/m³ er lav på grunn av mye dødrom i midten av kveilen.

For å sørge for uniform strømning, er det viklet en koppertråd mellom de to rørene, se Figur B-3. Dette sørger for å opprettholde avstand mellom det indre og det ytre røret når disse blir kveilet opp. Koppertråden sørger for at glykolblandingen går i sirkler rundt det indre røret, noe som resulterer i at temperaturprofilen blir uniform. Dette bidrar til økt varmeoverføringskoeffisient, men også økt

trykkfall. Dette er et resultat av at fluidet får en lengre vei gjennom varmeveksleren og dermed øker hastigheten og friksjonen. Dette gir økt pumpearbeid.

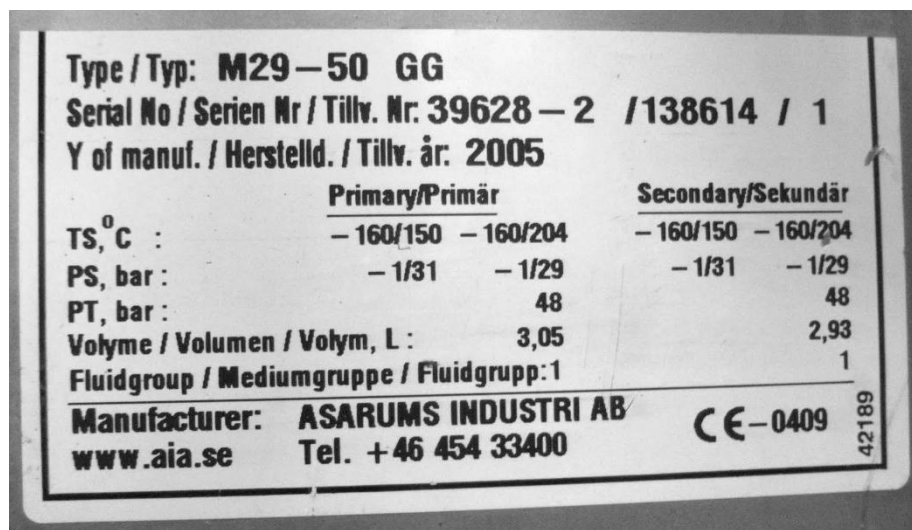


Figur B-3 Skisse av rør-i-rør varmeveksler. Designet i Autodesk Inventor 2011



Figur B-4 F.V.: Generator varmeveksler; bilde fra Adriansyah (2001) og varmeveksler E-304/401

Rørdimensjoner for alle rør-i-rør varmevekslere finnes i tabellen under. Bortsett fra merkelappen på E-304/401, er det lite data å oppdrive på de to platevarmevekslerne. Se figuren under for bilde av merkelappen på E-304/401 og figuren over for bilde av varmeveksleren.



Figur B-5 Spesifikasjoner E-304/401 Platevarmeveksler

Tabell B-7 Spesifikasjoner på Rør-i-rør varmevekslerene

Tag	Type	IR ID	IR YD	YR ID	YR YD	Radius	Lengde
E-101	Rør-i-rør	10 mm	12 mm	23,7 mm	26,9 mm	700 mm	30 m
E-102	Rør-i-rør	10 mm	12 mm	23,7 mm	26,9 mm	700 mm	30 m
E-201	Rør-i-rør	8 mm	10 mm	18 mm	20 mm	285 mm	6 m
E-301	Rør-i-rør	8 mm	10 mm	19 mm	22 mm	600 mm	10 m
E-302	Beholder	Mottaker med kjøling. Produsent: Swagelok					
E-303	Rør-i-rør	8 mm	10 mm	14 mm ¹⁶	16 mm	400 mm	2 m

B-4 Trykkmålere

Alle trykkmålerne er fra produsenten Rheonik foruten trykkmåler PT-04 og PT-07. Se Figur B-6 for illustrasjon. Rheonik leverer trykkmålere beregnet til bruk i industrien og er dermed svært robuste. De tåler dermed godt vibrasjoner, slag og vannsprut. De har også lav usikkerhet og er utstyrt med HART grensesnitt noe som gjør de pålitelige og brukervennlige. Se Tabell B-8 for spesifikasjoner for hver trykkmåler.

¹⁶ Antatt veggtykkelse: 1 mm.



Figur B-6 Rheonik DELTABAR S. PMD 75, PMP 71 og PMP 731

Tabell B-8 Spesifikasjoner på trykkmålere

Tag	Produsent/ modell	Maks. trykk	Usikkerhet	Utsignal	Måleområde
PT-01	Endress & Hauser/ CERAGAR S PMP 731	400 bar a	±0,1 % av måleområde	4-20 mA HART	0...100 bar a
PT-02	Endress & Hauser / CERAGAR S PMP 71	400 bar a	±0,075 % av måleområde	4-20 mA HART	0...100 bar a
PT-03	Endress & Hauser / CERAGAR S PMP 71	400 bar a	±0,075 % av måleområde	4-20 mA HART	0...100 bar a
PT-04	Druck/ PTX 1400	320 bar a	±0,15 % av avlest verdi	4-20 mA	0...160 bar g
PT-05	Endress & Hauser / CERAGAR S PMP 71	400 bar a	±0,075 % av måleområde	4-20 mA HART	0...100 bar a
PT-07	Druck/ PTX 1400	320 bar a	±0,15 % av avlest verdi	4-20 mA	0...160 bar a
PT-08	Endress & Hauser / CERAGAR S PMP 731	400 bar a	±0,1 % av måleområde	4-20 mA HART	0...100 bar a
PT-11	Endress & Hauser / CERAGAR S PMP 731	400 bar a	±0,1 % av måleområde	4-20 mA HART	0...100 bar a
PDT-01	Endress & Hauser / CERAGAR S PMD 75	420 bar	±0,075 % av måleområde	4-20 mA HART	-16...16 bar
PDT-02	Endress & Hauser / CERAGAR S PMD 75	420 bar	±0,075 % av måleområde	4-20 mA HART	-16...16 bar

B-5 Temperaturmålere

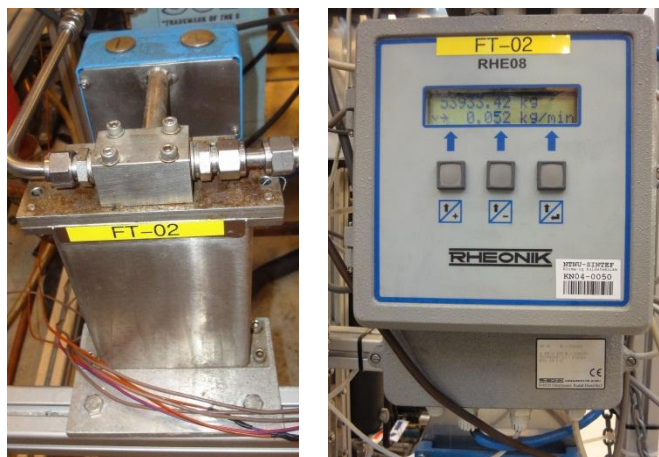
Det brukes to typer temperaturfølere på riggen, thermocouple-T og PT-100 følere. Ettersom PT-100 følerne har høyere nøyaktighet, er disse plassert der det stilles ekstra strenge krav til målenøyaktighet. Se Tabell B-9 for spesifikasjoner.

Tabell B-9 Spesifikasjoner på temperaturfølere

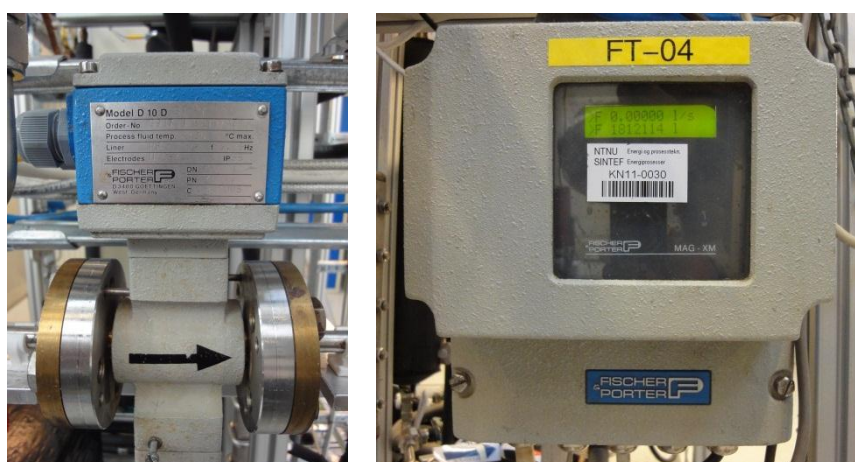
Tag	Type	Usikkerhet	Utsignal	Temperatur- område
TT-01, TT-02, TT-03, TT-101, TT- 102, TT-201, TT-202, TT-301, TT-401, TT- 402	Thermocouple-T	$\pm 0,1$ °C	mV	-100...400 °C
TP-01, TP-02, TP-03, TP-201, TP-301, TP- 301	PT-100	$\pm 0,05$ °C	mV	-250...350 °C

B-6 Massestrømmålere

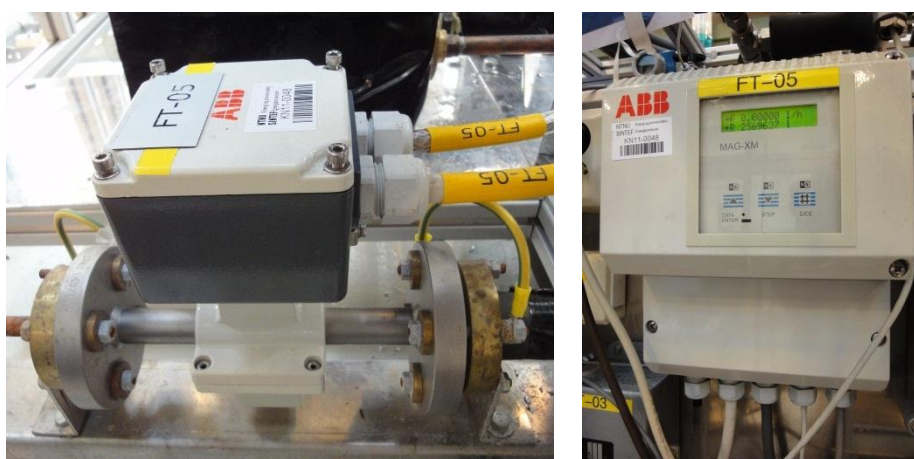
De massestrømmålerne som benyttes på riggen er av typen coriolis (Rheonik, se Figur B-7) og elektromagnetisk (ABB og F & P, se Figur B-8 og Figur B-9). De elektromagnetiske fungerer best på konduktive eller vannbasert væske og slurry ettersom disse er basert på Faradays lov. Disse er dermed plassert på fordamperkretsen og kondenseringskretsen hvor det sirkulerer glykolblanding. Målerne fra Rheonik er basert på coriolis-effekten og fungerer på tilnærmet alle fluid. To av disse er dermed plassert på CO₂-kretsen og en er plassert på generatorkretsen. Se Tabell B-10 for spesifikasjoner på de respektive massestrømmålerene. Ingen av massestrømmålerene har bevegelige deler og krever dermed svært lite vedlikehold.



Figur B-7 Illustrasjonsbilde Rheonik RHM 03/ RHE08



Figur B-8 Illustrasjonsbilde F & P D10 D 31 XY/ D50XM11



Figur B-9 Illustrasjonsbilde ABB DM41F / 50XM2000

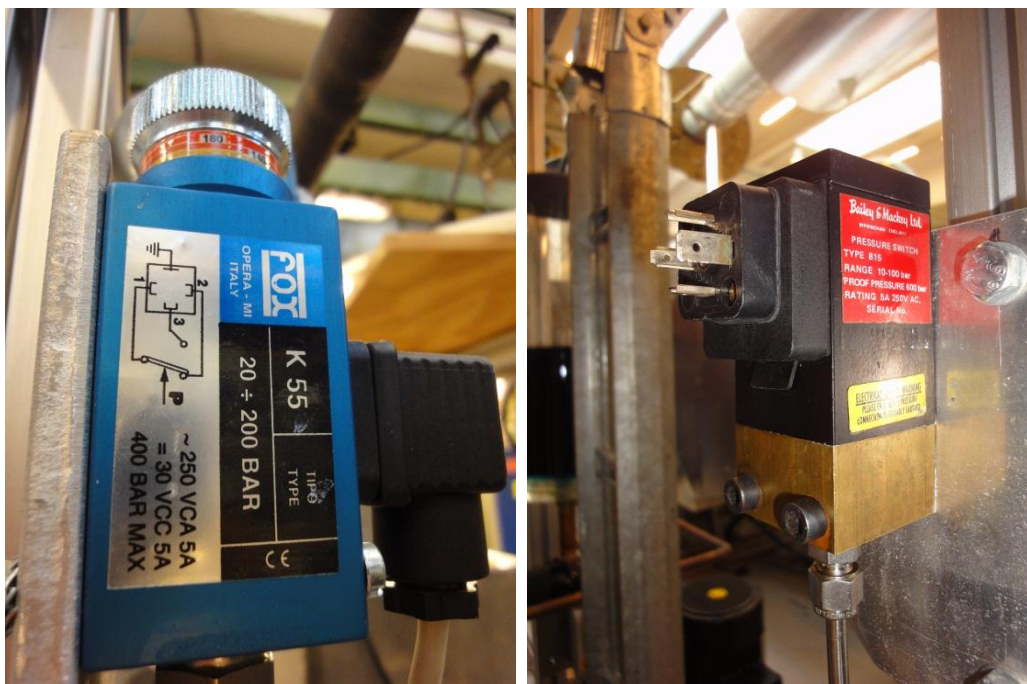
Tabell B-10 Spesifikasjoner på massestrømmålere

Tag	Produsent/ mottaker	Produsent/ sender	Type	Usikkerhet	Utsignal	Måle- område
FT-01	Rheonik/ RHM 03 GET2	Rheonik/ RHE08	Coriolis	±0,1 %	mA	0,1...5 kg/min
FT-02	Rheonik/ RHM 03 GET2	Rheonik/ RHE08	Coriolis	±0,1 %	mA	0,1...5 kg/min
FT-03	Rheonik/ RHM 06 GET2	Rheonik/ RHE08	Coriolis	±0,1 %	mA	0,5...10 kg/min
FT-04	F & P ¹⁷ / D10 D 31 XY	F & P/ D50XM11	Elektro- magnetisme	±0,4/ 0,5 %	mA	0,25...45 kg/min
FT-05	ABB/ DM41F	ABB/ 50XM2000	Elektro- magnetisme	±0,4/ 0,5 %	mA	0,25...45 kg/min

B-7 Pressostater

Som nevnt i avsnitt A-7 ble den ene FOX pressostaten erstattet med en fra Bailey & Mackey. I motsetning fra FOX sin modell, er denne stempelstyrt og ikke med diafragma. Produsenten oppgir at denne modellen er best egnet å brukes med vann, olje og andre lavviskøse fluid og bør ikke brukes med gasser under høyt trykk. Denne er dermed plassert på innløpet av pumpen (P-01) hvor trykket er lavest. Se Figur B-10 og Tabell B-12 for illustrasjonsbilder og spesifikasjoner. Pressostatene har som hovedhensikt å beskytte pumpen fra å arbeide under for høyt trykk, men vil også forhindre uønskede trykkoppbygninger som overstiger åpningstrykket på sikkerhetsventilene. Dette vil redusere sannsynligheten for uønsket CO₂ utslipp.

¹⁷ Fisher & Porter



Figur B-10 Illustrasjonsbilder Pressostat. F.V.: FOX og Bailey & Mackey

Tabell B-11 Spesifikasjoner på pressostater

Tag	Produsent/ modell	Arbeidsområdet	Maks. trykk	Innstilt verdi
PSZ-01	FOX/ OPERA-MI K55	20...200 bar	400 bar	100 bar
PSZ-02	B & M ¹⁸ / 815	10...100 bar	600 bar	60 bar

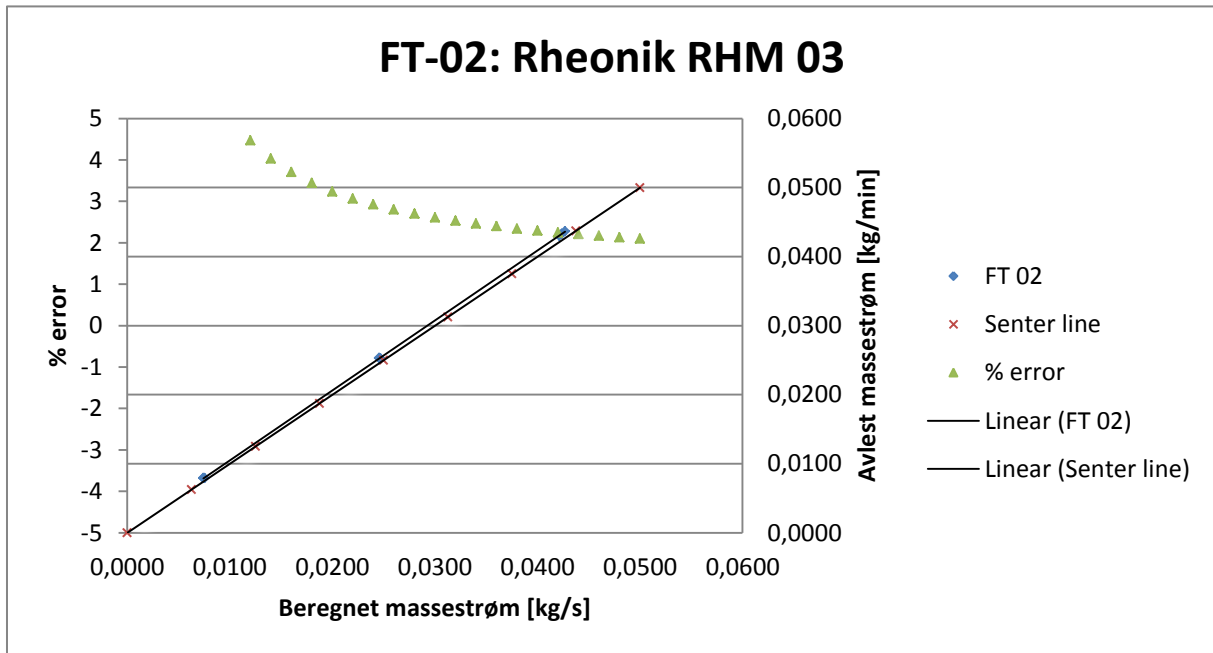
B-8 Sikkerhetsventiler

Tabell B-12 Spesifikasjoner for sikkerhetsventiler

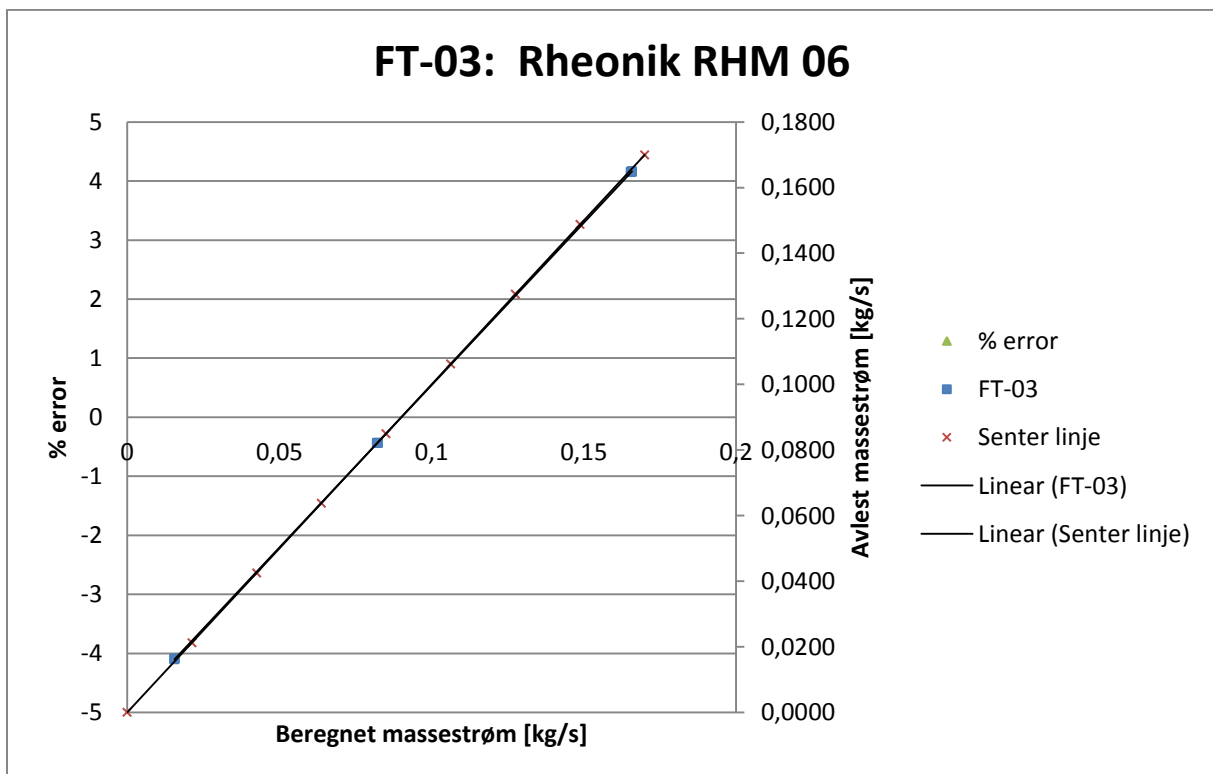
Tag	Lab. Nr.	Åpner	Fullt åpen	Stenger
SV-01	31	72 bar	74 bar	69 bar
SV-02	30	110 bar	124 bar	105 bar
SV-03	13	70 bar	73 bar	63 bar

¹⁸ Bailey & Mackey

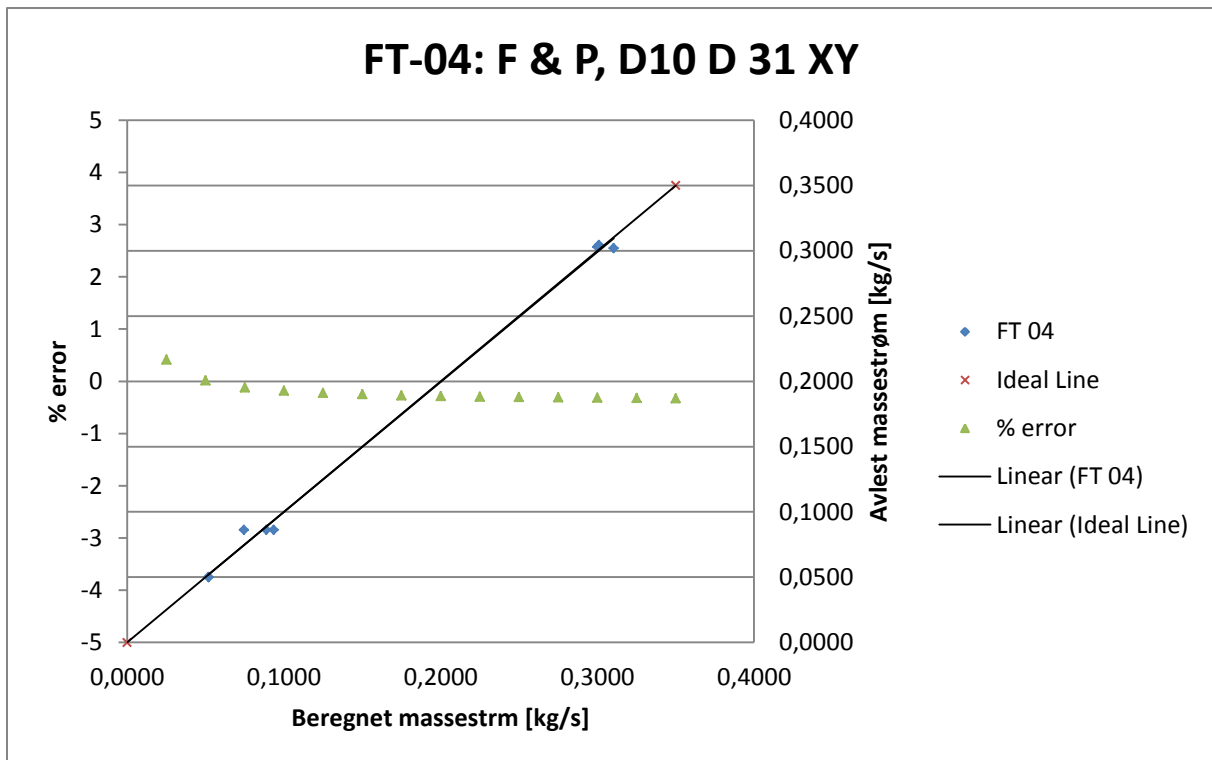
Vedlegg C Verifisering av massestrømmålere



Figur C-1 Verifisering FT-02



Figur C-2 Verifisering FT-03



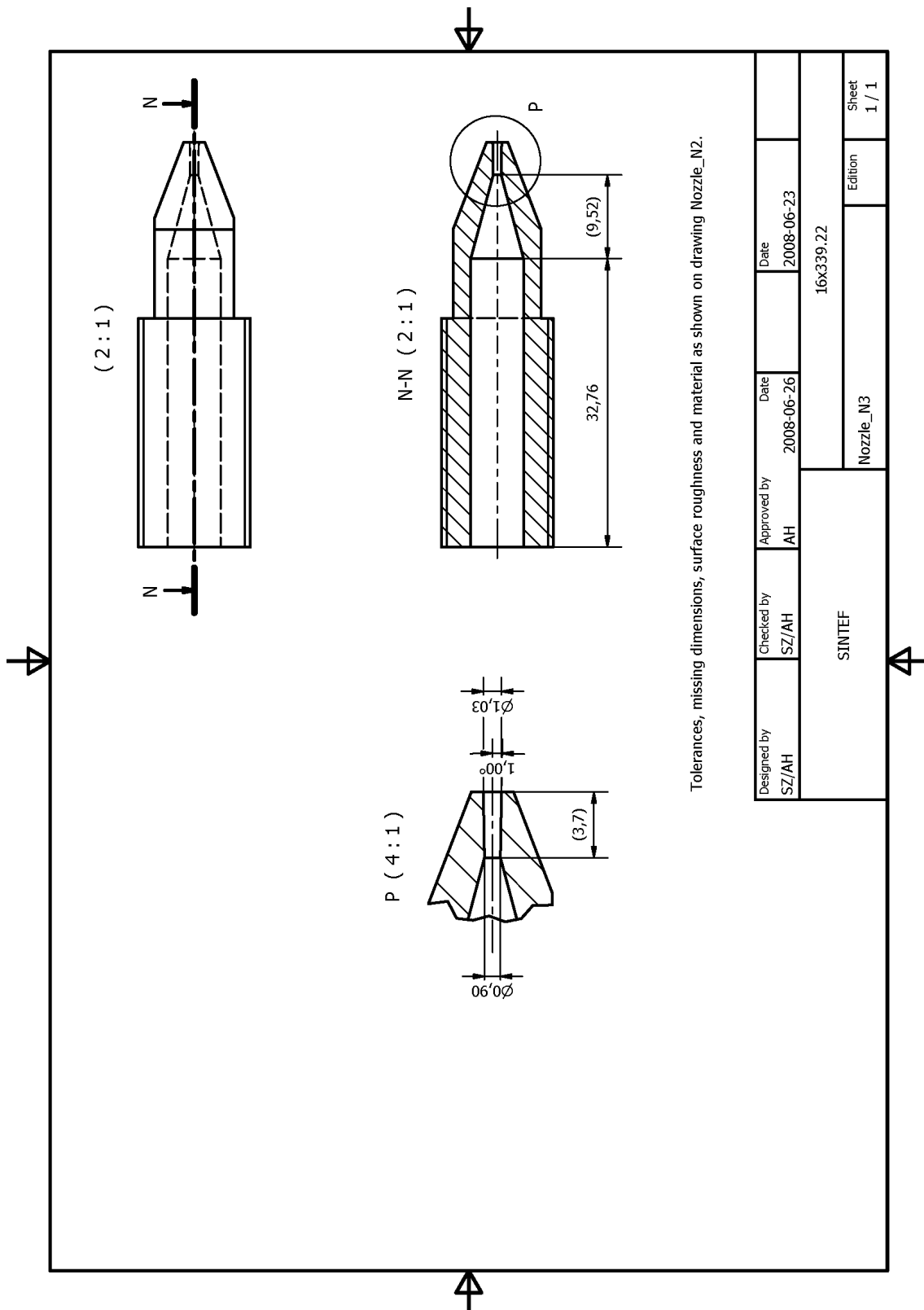
Figur C-3 Verifisering FT-04

Vedlegg D Komponenter byttet ut i generatorkrets

Tabell D-1 Generatorkrets

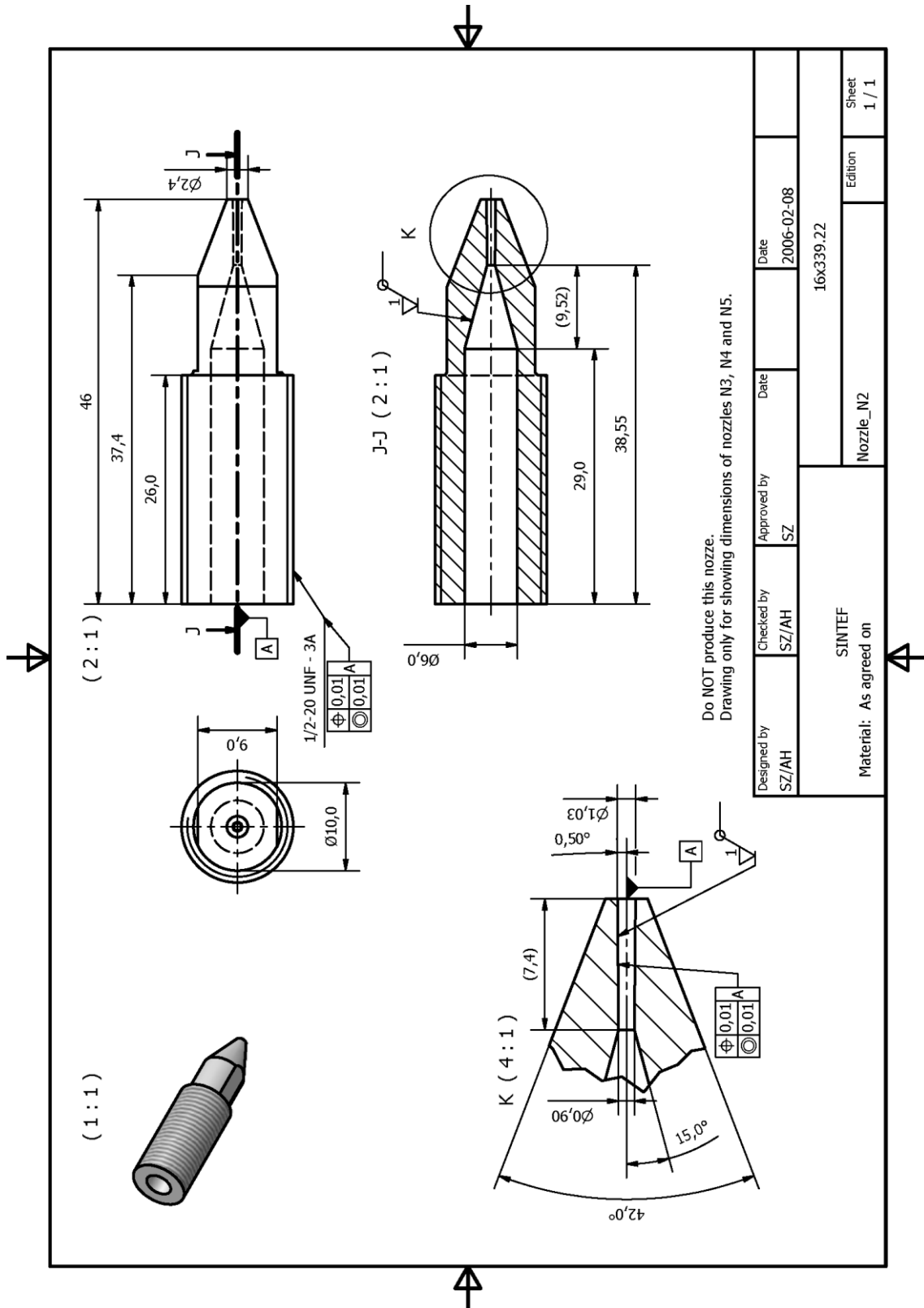
Komponent	Verdi	Opprinnelig	Erstattet av
Massestrømmåler	Sender	FTI, FT-16W50-LB	Rheonik, RHM 06
	Mottaker	FTI, PRC-408	Rheonik, RHE08
Pumpe	-	Grundfos, UP 20-30 N 150	Grundfos, CRN 20-50
Rørføringer	ID	13	20 mm
	YD	15	22 mm
Varmeveksler	Lengde	4,1 m	2*30 m
	ID IR	8 mm	12 mm
	YD IR	10 mm	10 mm
	ID YR	19 mm	26,9 mm
	YD YR	22 mm	23,7 mm
Varmeelement	Nr 1	Heto, 01DT622-1/1	Backer, IU313RK
	Nr 2	Pyrox, 417 C	

Vedlegg E Skisse av drivdyse N3 og N2



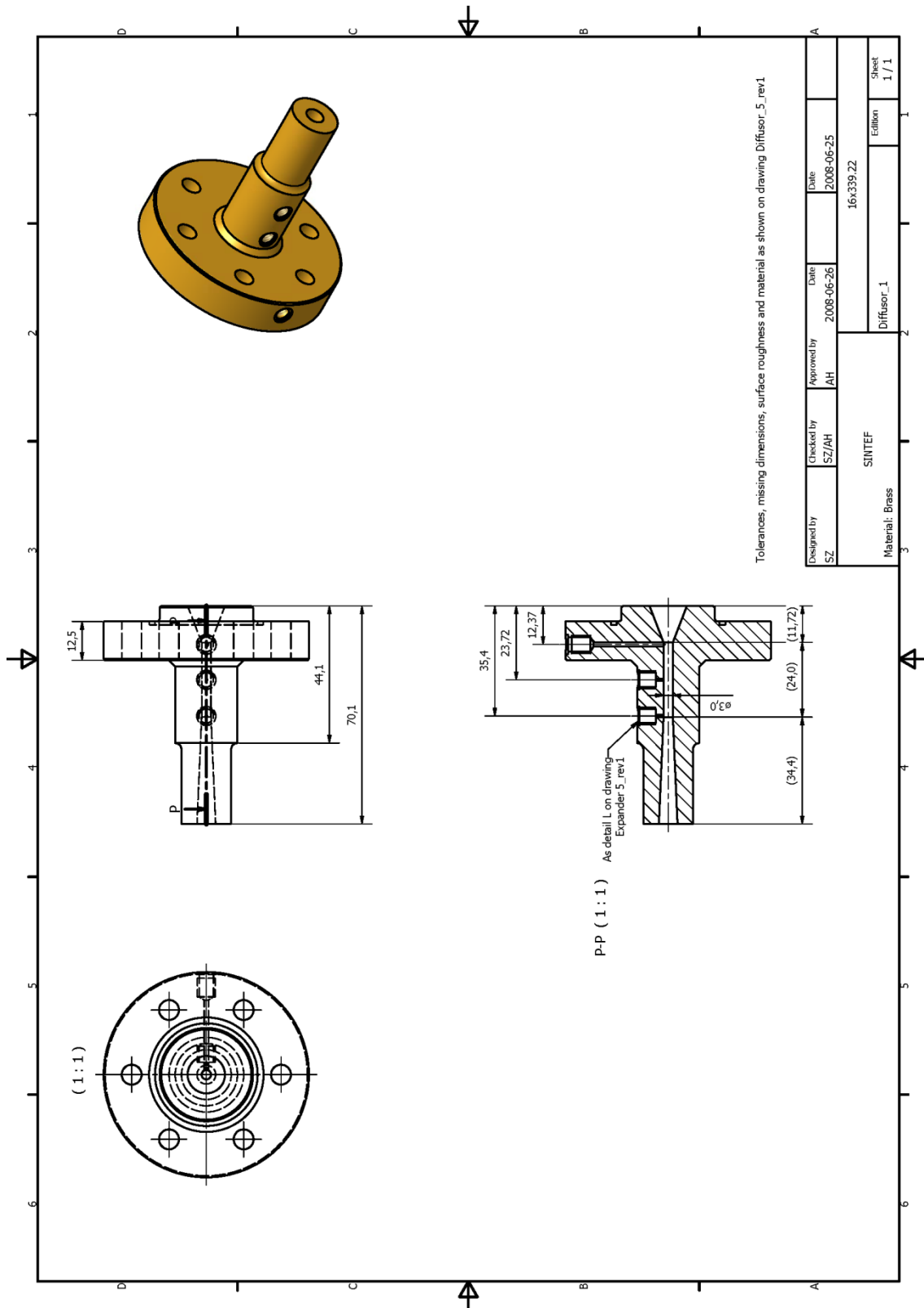
Figur E-1 Skisse av drivdyse N3. Gjengitt med tillatelse fra SINTEF Energiforskning.

Fullstendige mål i Figur E-2



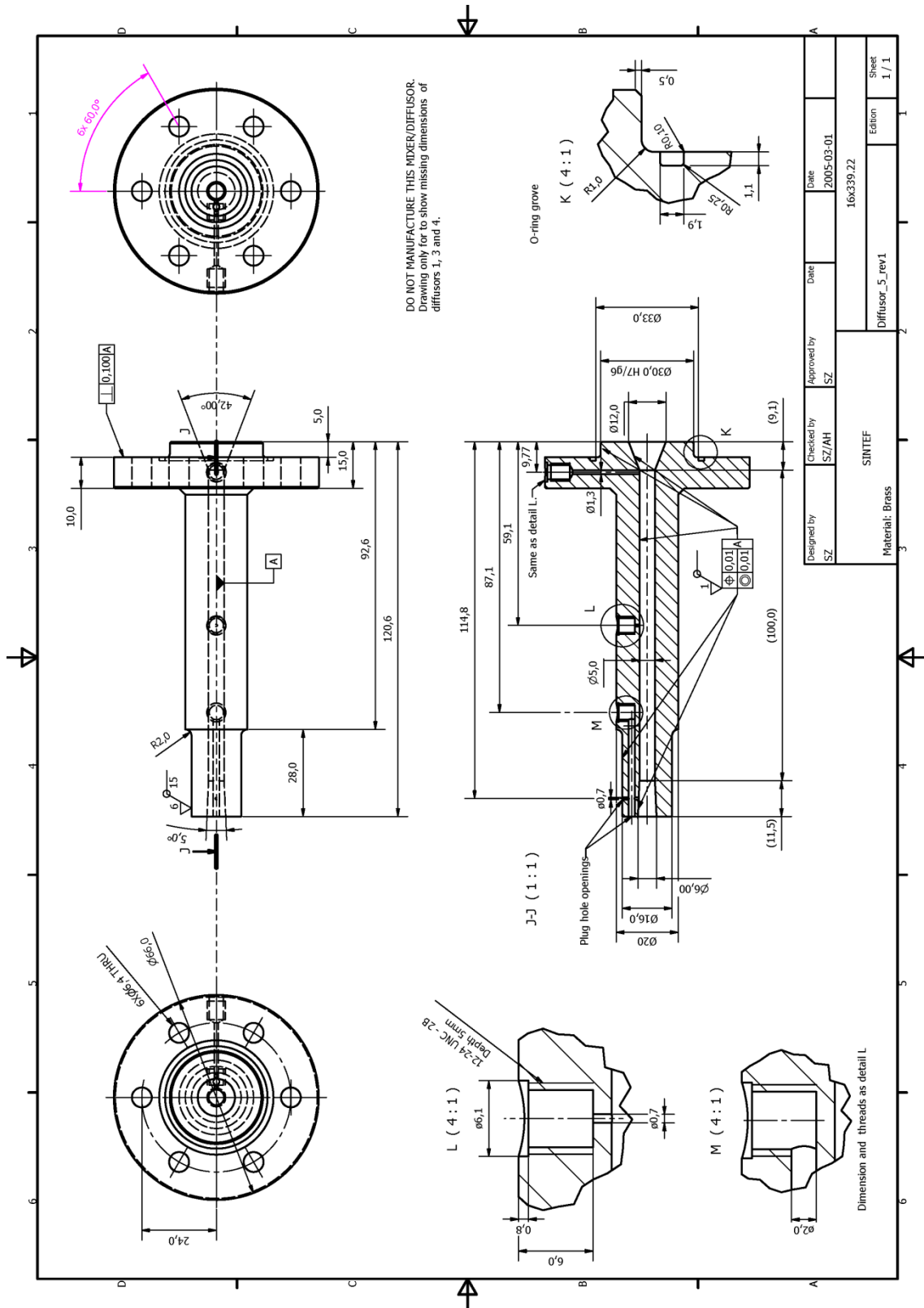
Figur E-2 Skisse av drivdyse N2. Gjengitt med tillatelse fra SINTEF Energiforskning

Vedlegg F Skisse av mikseseksjon D1 og D5



Figur F-1 Skisse av Mikseseksjon D1. Gjengitt med tillatelse fra SINTEF Energiforskning.

Fullstendige mål i Figur F-2

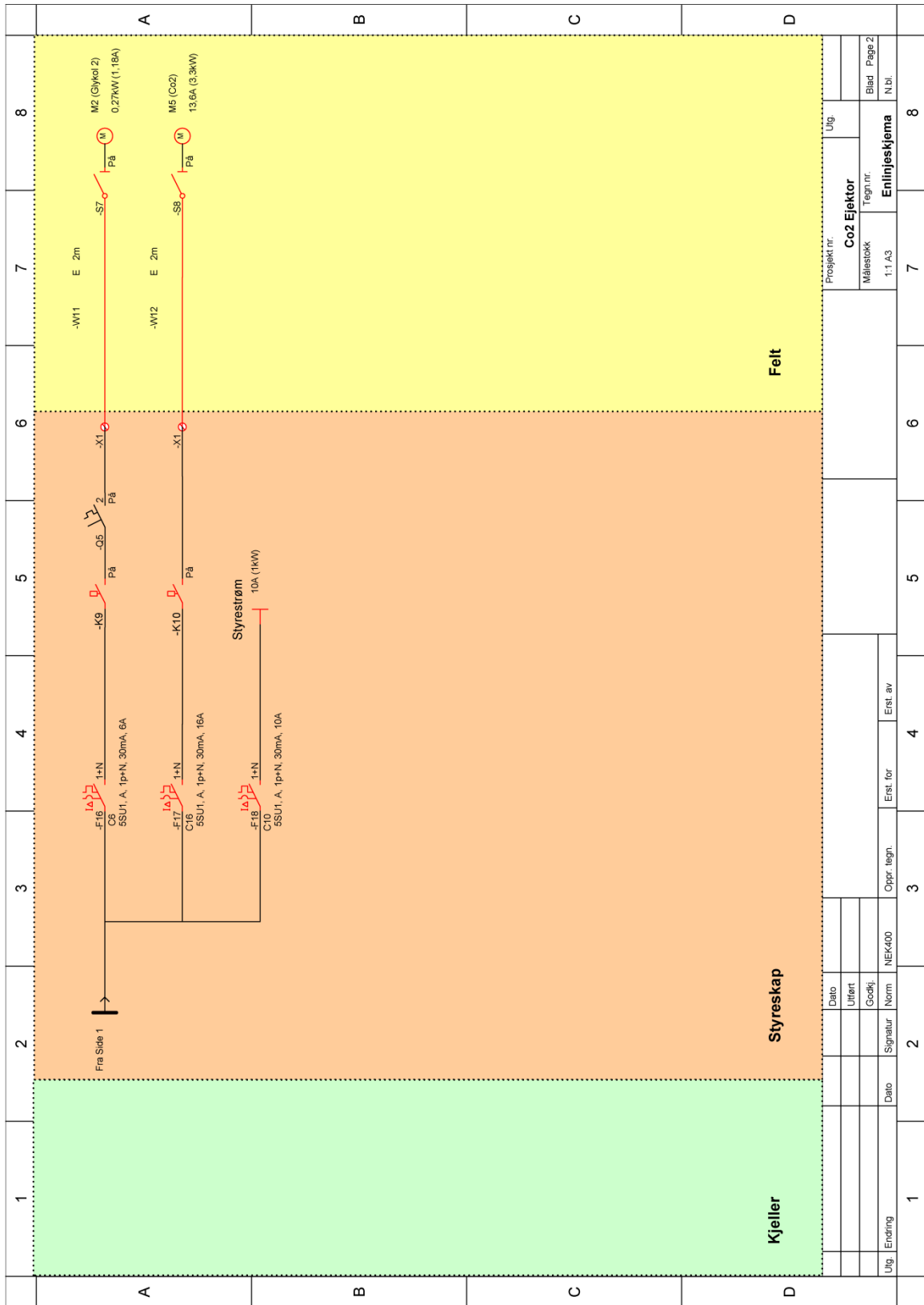


Figur F-2 Skisse av mikseseksjon D5 for fullstendige mål av D1. Gjengitt med tillatse fra SINTEF Energiforskning

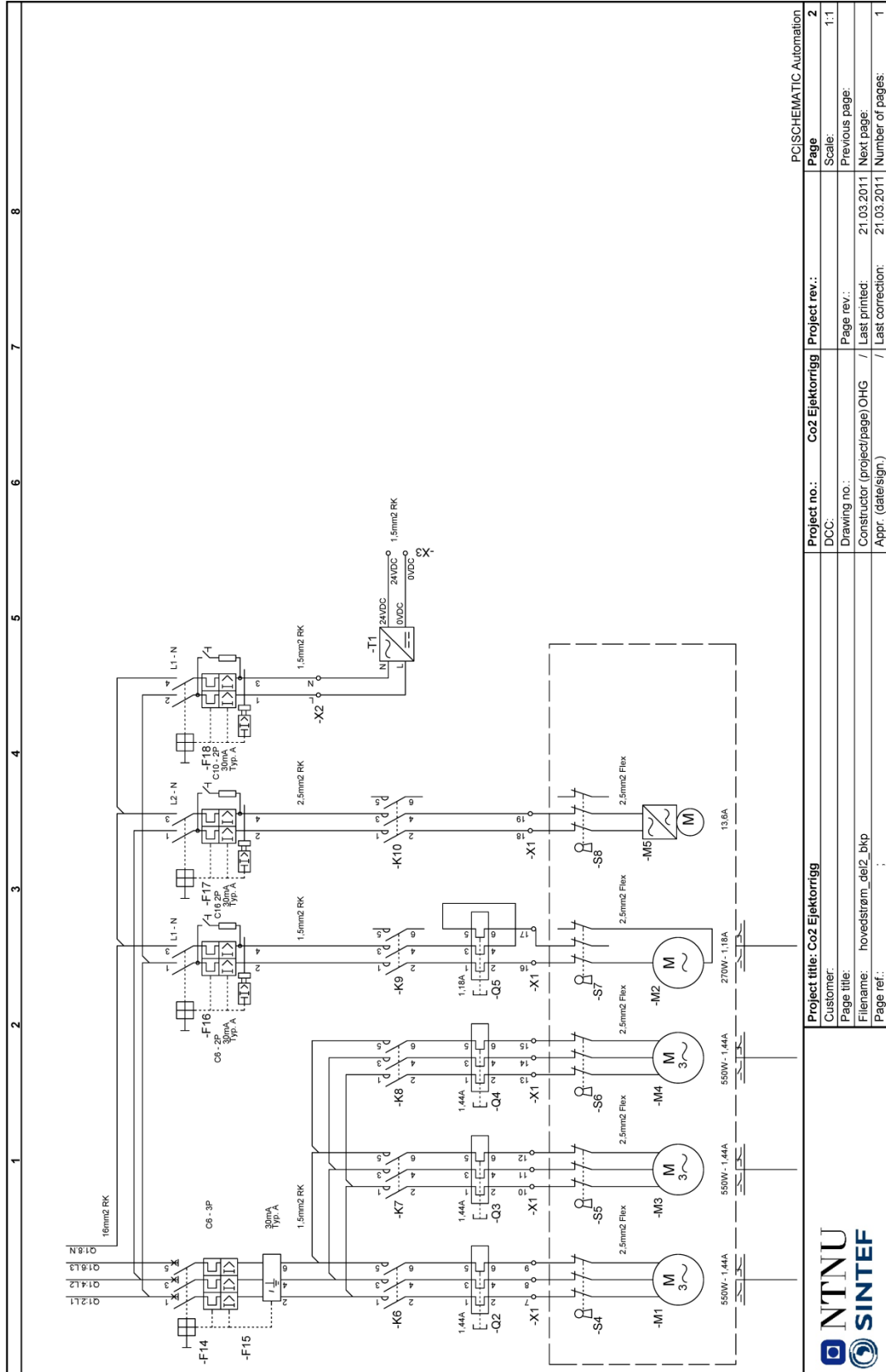
Vedlegg G Enlinjeskjema for pumper og varmekolber



Figur G-1 Enlinjeskjema for pumper og varmekolber Del 1/2



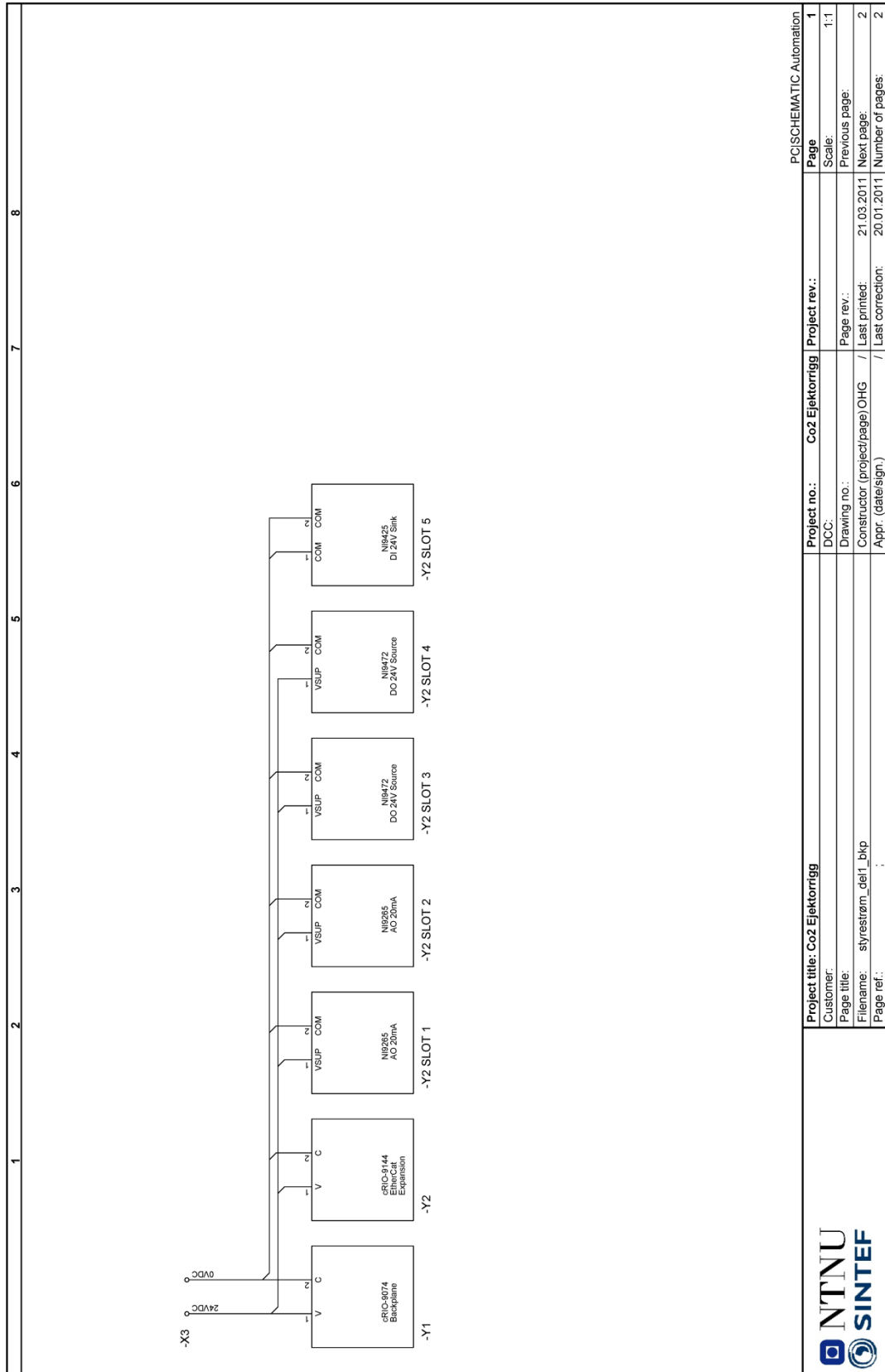
Figur G-2 Enlinjeskjema for pumper og varmekolber Del 2/2



Figur H-2 Koblingskjema Del 2/11

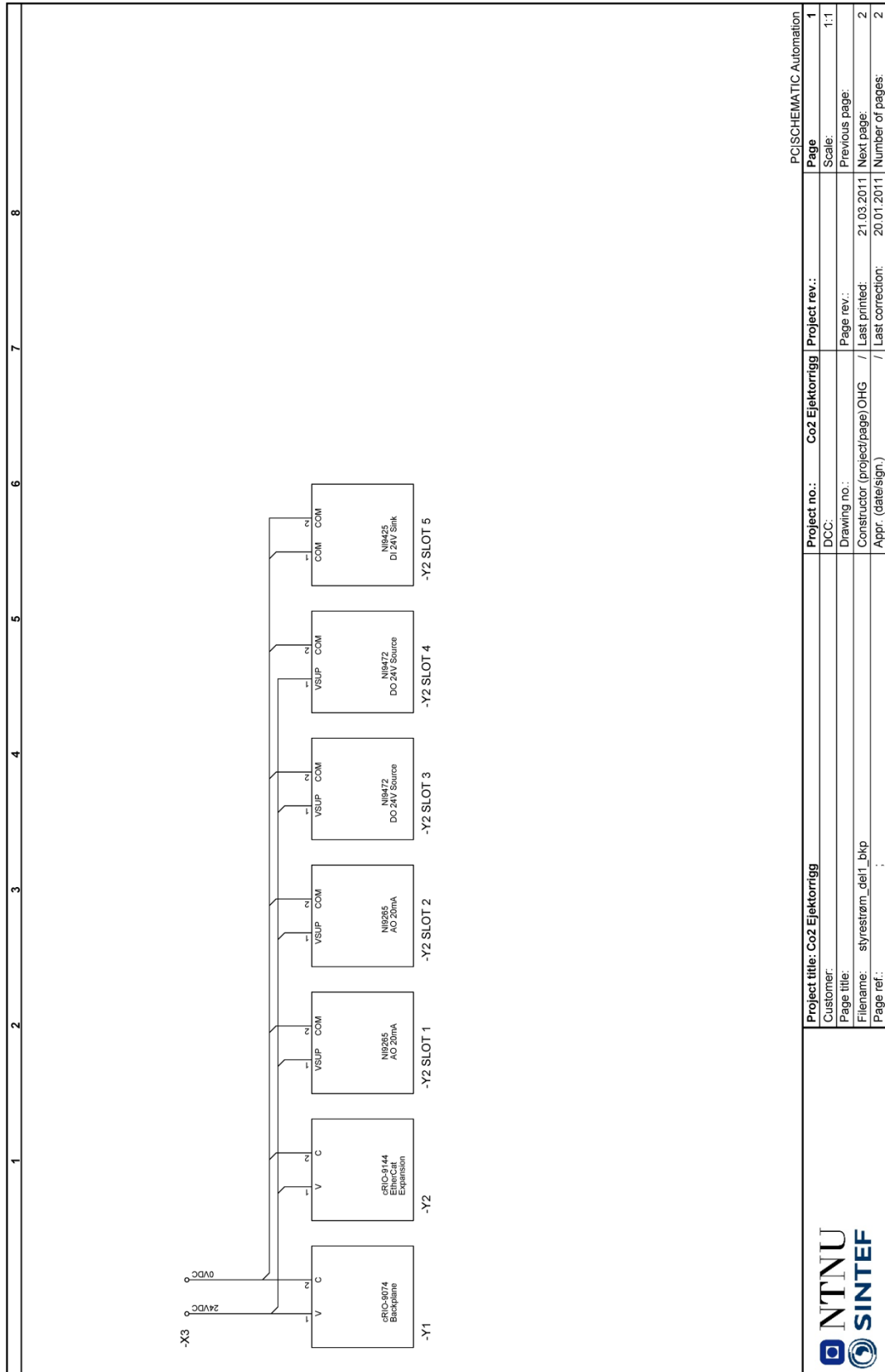
PCSCHEMATIC Automation	
Project no.:	Co2 Ejektorrigg
DCC:	1:1
Page no.:	2
Scale:	1:1
Drawing no.:	Page rev.:
Constructor (project/page) OHG	21.03.2011
Appr. (date/sign.)	Last printed: /
	Next page: /
	Last correction: /
	Number of pages: 1





		Project title: Co2 Ejektorrigg Customer: Page title: Filename: styrestrom_del1_bkp Page ref.:	Project no.: Co2 Ejektorrigg DCC: Drawing no.: Constructor (project/page) OHG Appr. (date/sign):	Project rev.: Page rev.: Last printed: 21.03.2011 Last correction: 20.01.2011	Page 1 Scale: 1:1 Previous page: 2 Next page: 2 Number of pages: 2
--	--	--	---	--	--

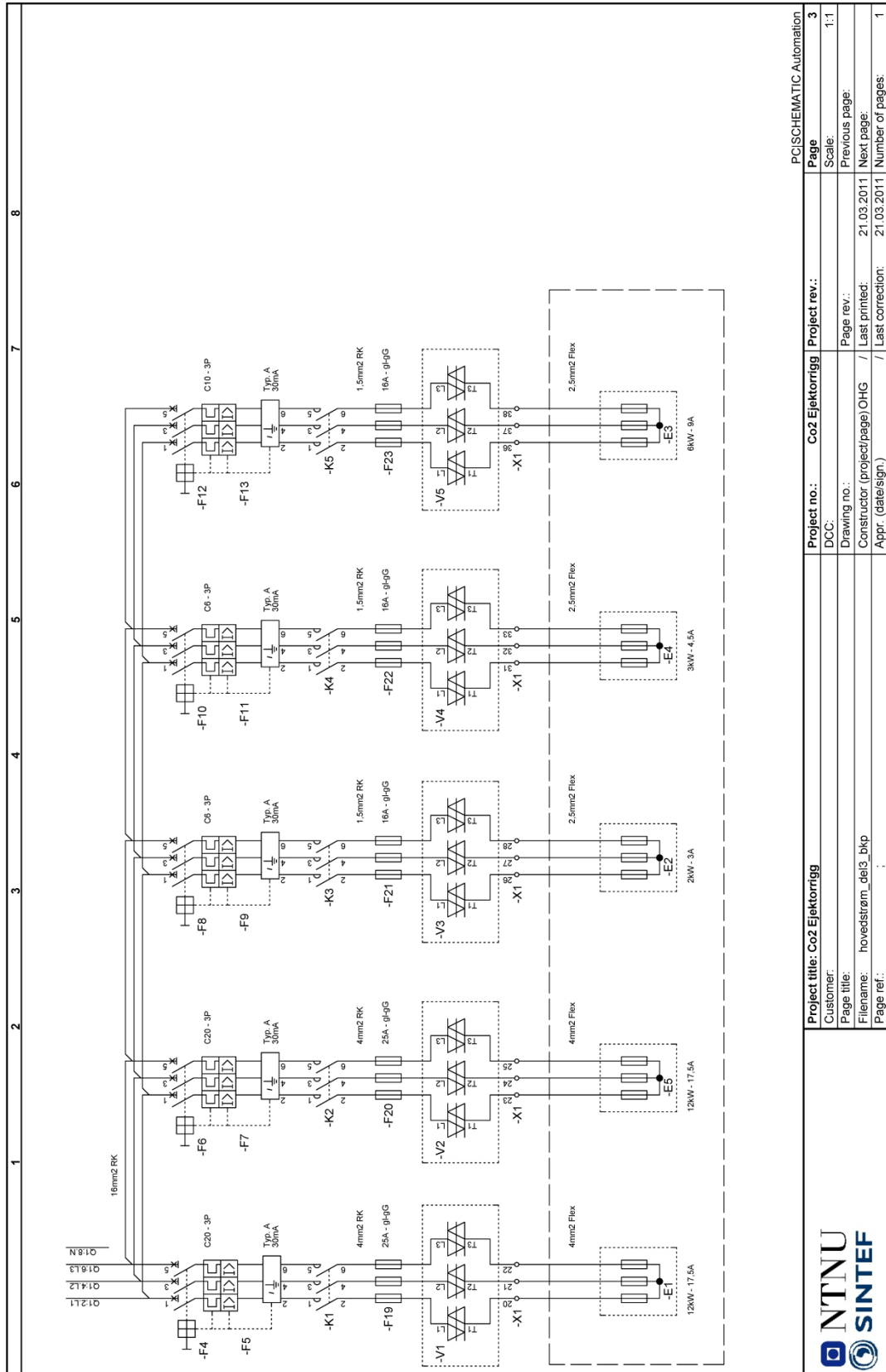
Figur H-3 Koblingskjema Del 3/11



Figur H-4 Koblingskjema Del 4/11

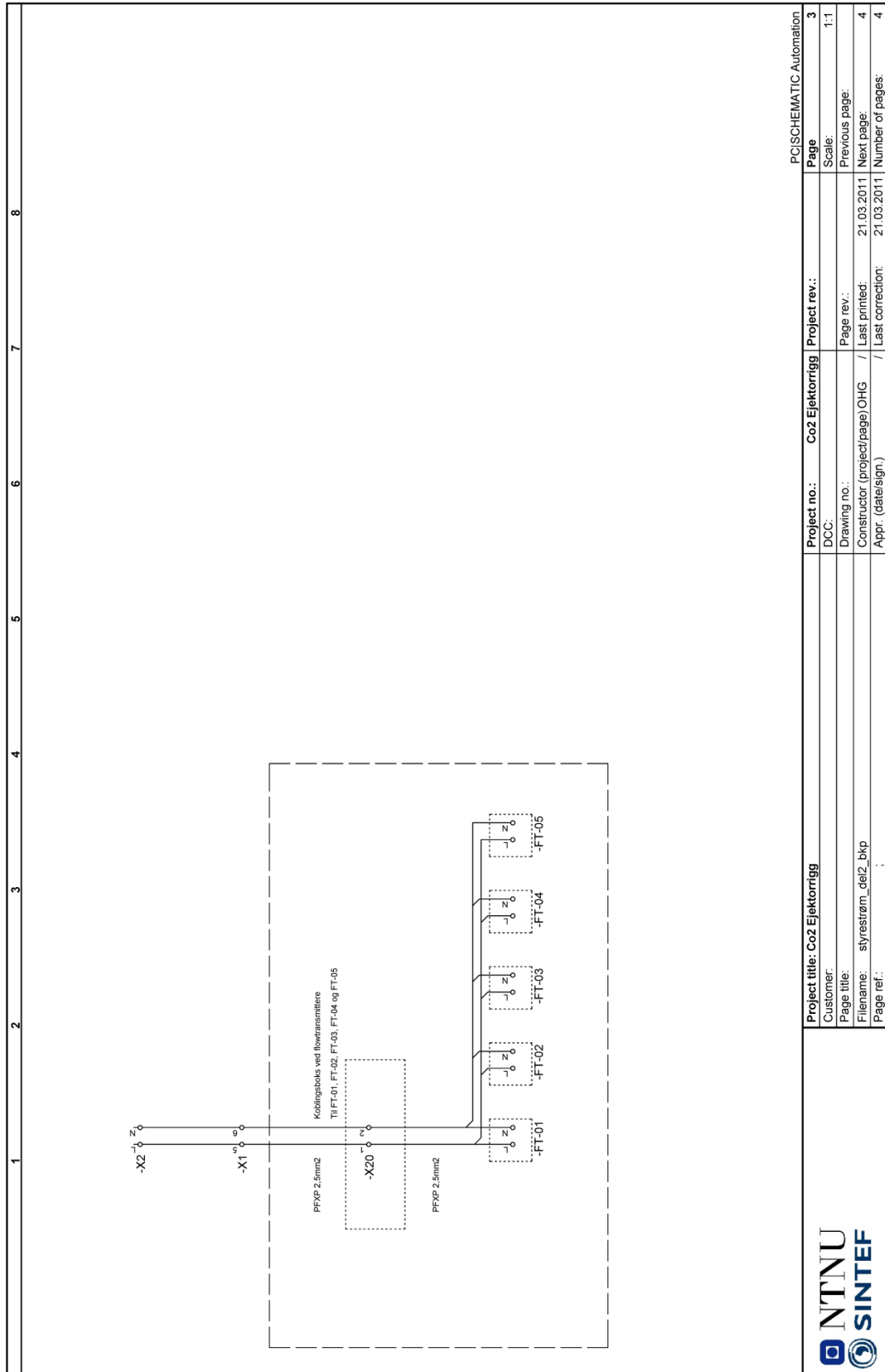
PCSCHEMATIC Automation	
Project title: Co2 Ejelektorrigg	Project rev.: 1
Customer: DCC	Scale: 1:1
Page title: Drawing no.:	Page rev.: /
Filename: styrestrom_del1_bkp	Constructor (project/page) OHG /
Page ref.: /	Last printed: 21.03.2011
	Last correction: 20.01.2011
	Number of pages: 2





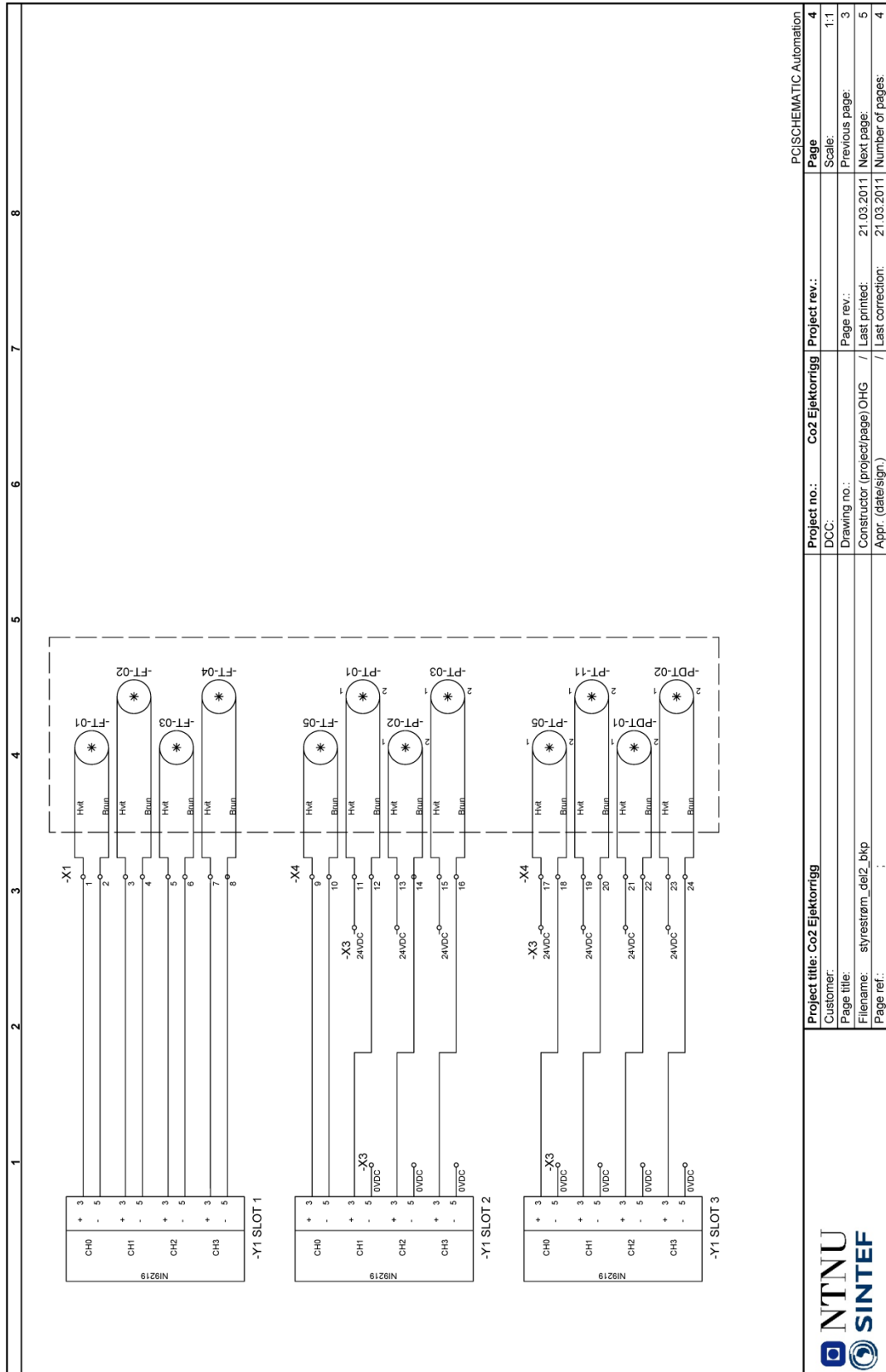
Figur H-5 Koblingskjema Del 5/11

		Project title: Co2 Ejektorrigg Customer: Page title: Filename: hovedstrøm_deb3_bkp Page ref.:	Project no.: DCC: Drawing no.: Constructor (project/page) OHG / Appr. (date/sign.):	Co2 Ejektorrigg Project rev.:	Page Scale: Previous page: Next page: Number of pages:
					3 1:1 21.03.2011 21.03.2011



Figur H-6 Koblingskjema Del 6/11

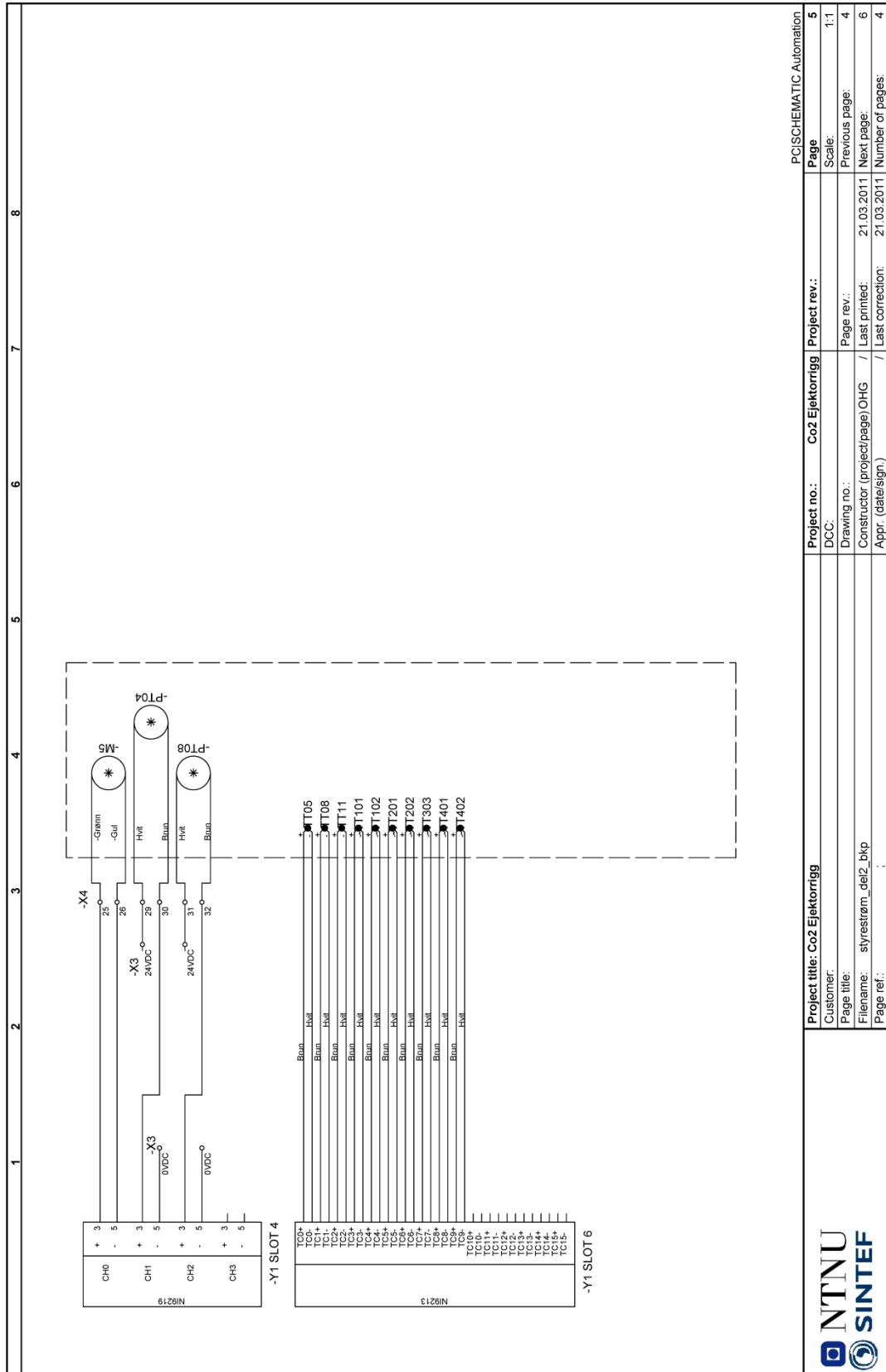
		Project title: Co2 Ejektorrigg		Project no.: Co2 Ejektorrigg		Project rev.:		Page	
Customer:		DCC:		Drawing no.:		Page rev.:		Scale:	
Page title:		Constructor (project/page) OHG /		Last printed:		Next page:		Previous page:	
Filename: styrestrom_del2_bkp		Appr. (date/sign):		Last correction:		Number of pages:		4	
Page ref.:		/		/		/		4	
PCSHEMATIC Automation									



		Project title: Co2 Ejelektorrigg		Project no.: Co2 Ejelektorrigg		Project rev.:	
Customer:		DCC:		Drawing no.:		Page:	
Page title:		Constructor (project/page) OHG /		Last printed: 21.03.2011		Scale: 1:1	
Filename: styrestrom_del2_bkp		Appr. (date/sign):		Last correction: 21.03.2011		Previous page: 3	
Page ref.:		/		/		Next page: 5	
/		/		/		Number of pages: 4	

PCSHEMATIC Automation
Page 4

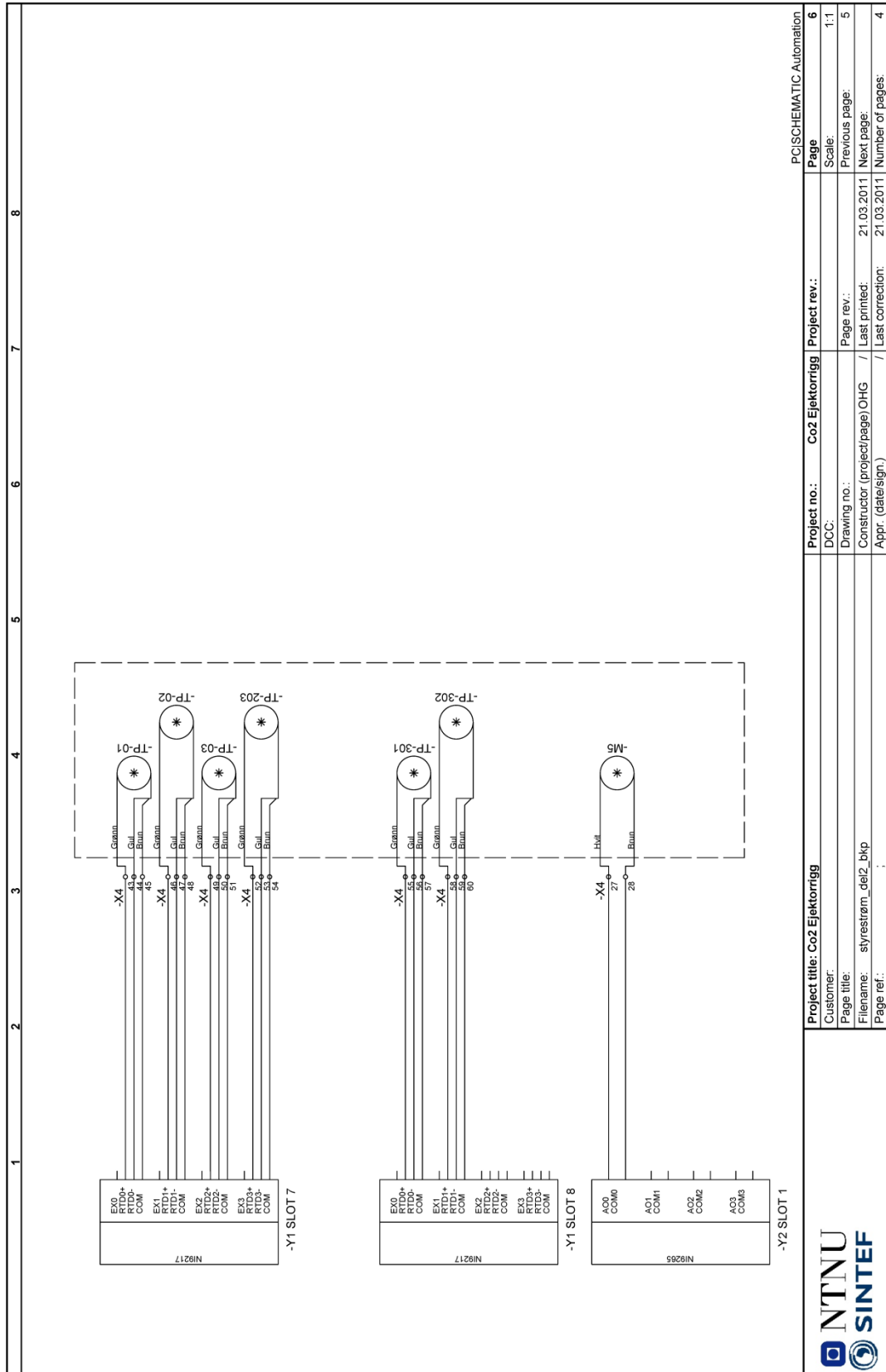
Figur H-7 Koblingskjema Del 7/11



PCSCHEMATIC Automation	
Project no.:	Co2 Ejektorrigg
Project rev.:	
DCC:	1:1
Customer:	
Page title:	
Filename:	styrestrom_del2_bkp
Page ref.:	
Page:	5
Scale:	1:1
Previous page:	4
Next page:	6
Last printed:	21.03.2011
Last correction:	21.03.2011
Number of pages:	4

Figur H-8 Koblingskjema Del 8/11

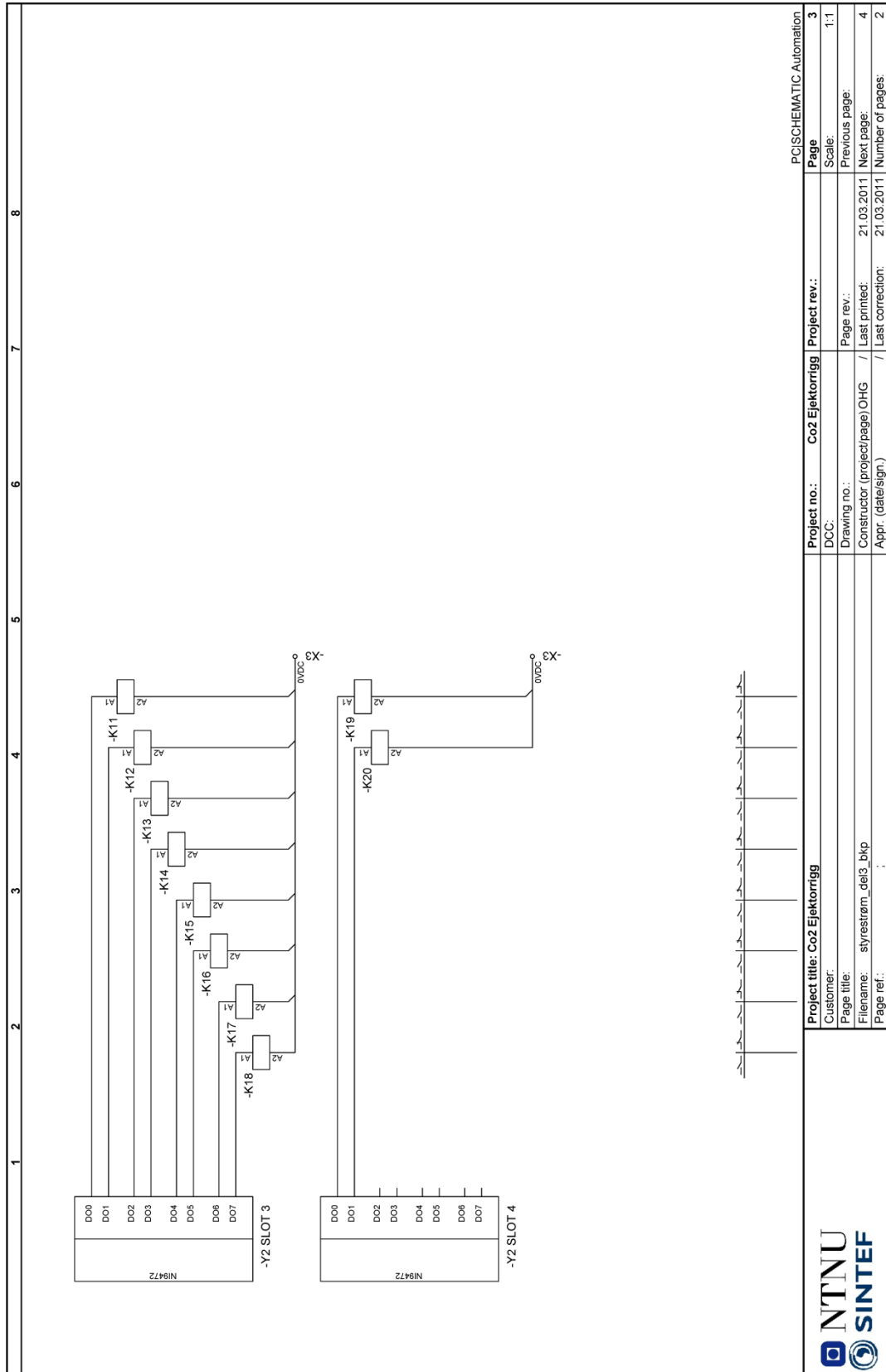




Figur H-9 Koblingskjema Del 9/11

PC SCHEMATIC Automation		Project no.:	Co2 Ejektorrigg	Project rev.:	6	
Customer:		DCC:		Scale:	1:1	
Page title:		Drawing no.:		Page rev.:	5	
Filename: styrestrøm_del2_bkp		Constructor (project/page) OHG	/	Last printed:	21.03.2011	
Page ref.:		Appr. (date/sign.)	/	Last correction:	21.03.2011	
					Number of pages:	4



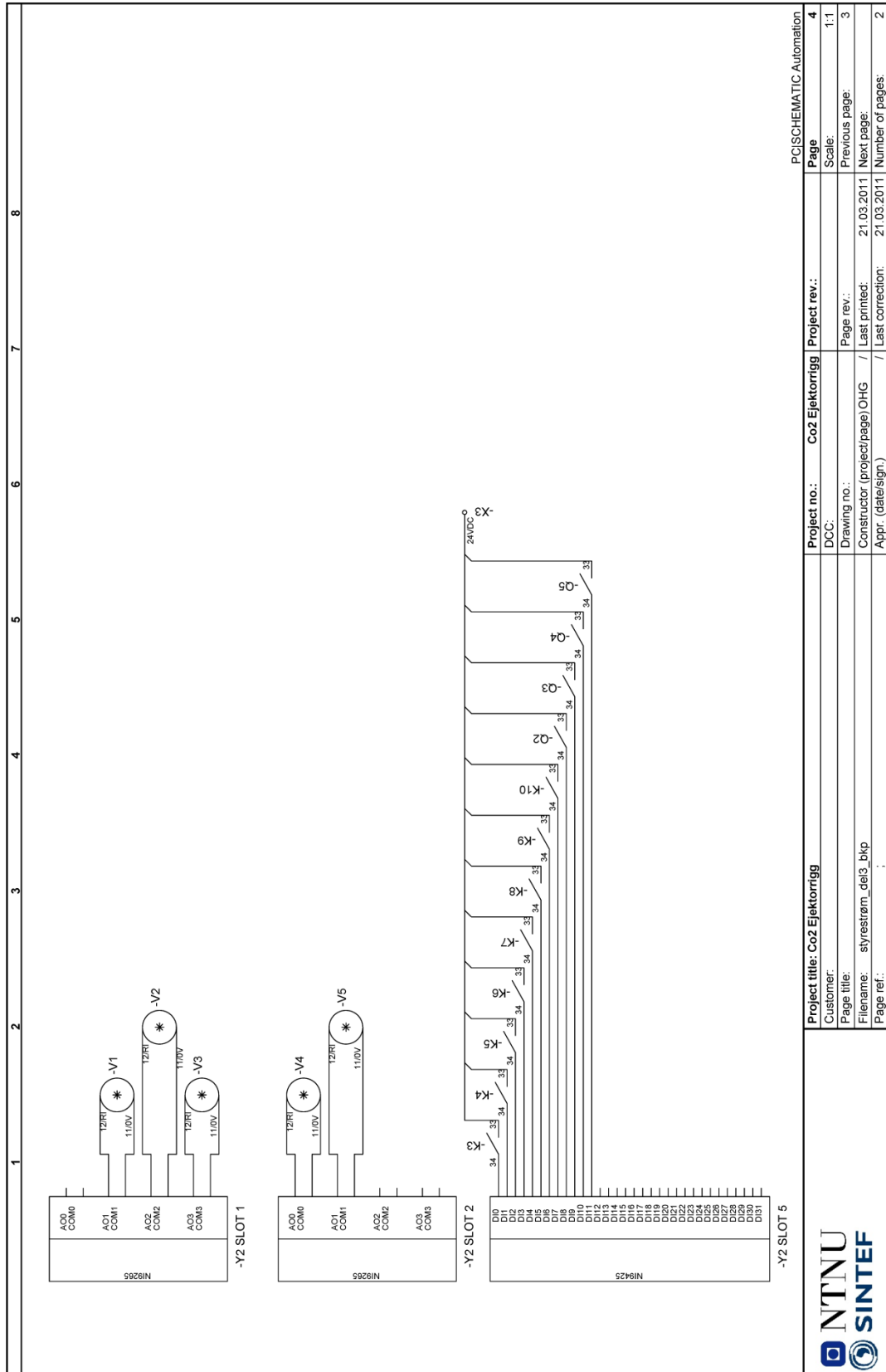


Project no.:		Co2 Ejelektorrigg	Project rev.:	
DCC:				
Drawing no.:			Page rev.:	3
Constructor (project/page) OHG		/	Last printed:	21.03.2011
Appr. (date/sign.)		/	Last correction:	21.03.2011
			Scale:	1:1
			Previous page:	4
			Next page:	2
			Number of pages:	2

Project title: Co2 Ejelektorrigg	
Customer:	
Page title:	
Filename:	styrestrom_del3_bkp
Page ref.:	



Figur H-10 Koblingskjema Del 10/11

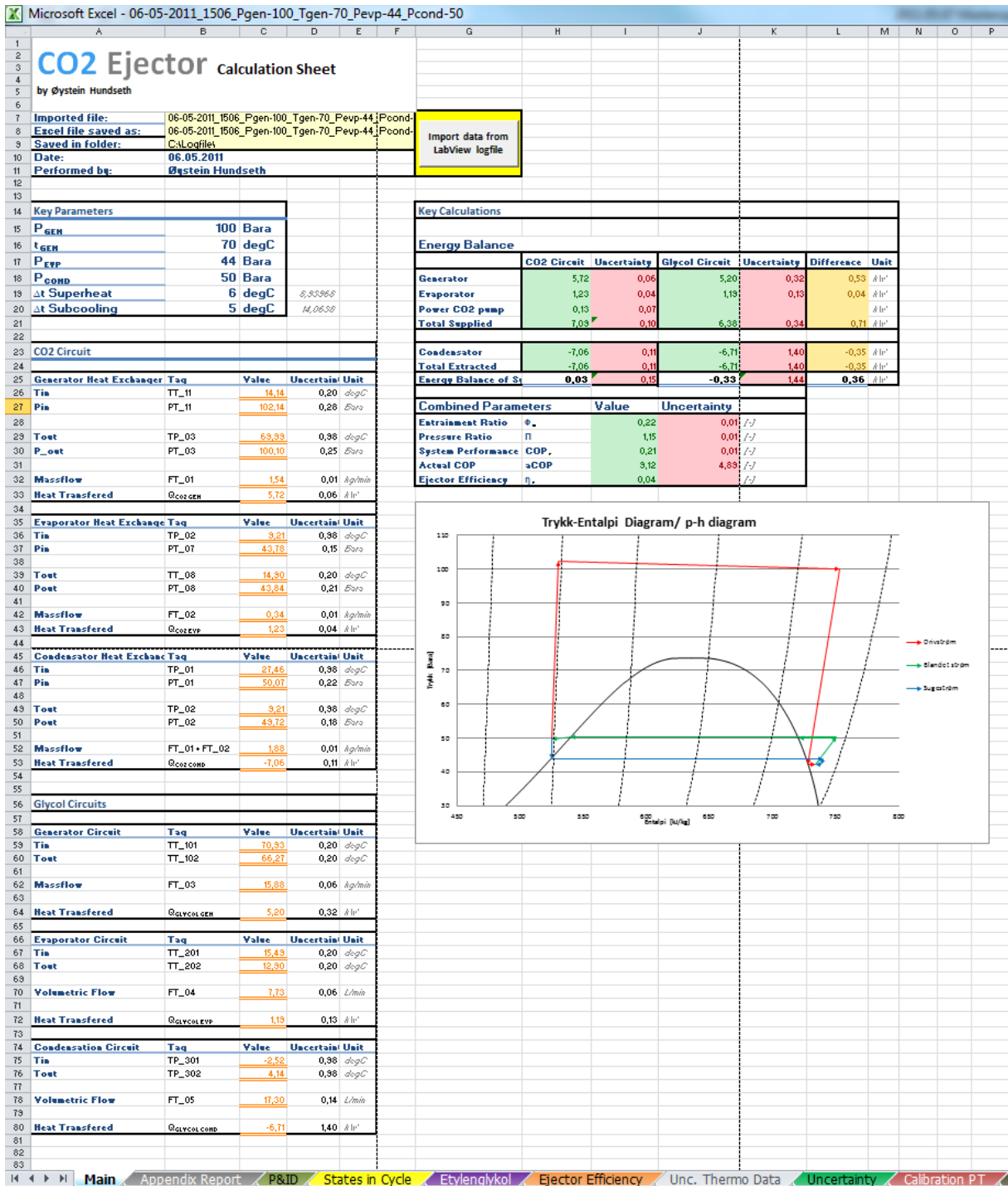


PC SCHEMATIC Automation	
Project title: Co2 Ejektorrigg	Project rev.: 4
Customer:	Scale: 1:1
Page title:	Page rev.: 3
Filename: styrestrom_del3_bkp	Constructor (project/page) OHG /
Page ref.:	Last printed: 21.03.2011
	Appr. (date/sign.): /
	Last correction: 21.03.2011
	Number of pages: 2

Figur H-11 Koblingskjema Del 11/11



Vedlegg I CO₂ Ejector Calculation Sheet



Figur I-1 Excel fil for behandling av loggført data

Vedlegg J Utdrag av noen forsøksresultater

Filnavn	29-04-2011_1211_Pgen-100_Tgen-70_Pevp-33_Pcond-41.xlsm
Dato	29.04.2011
Utført av	Øystein Hundseth

Nøkkeltall					
P_{gen}	100	Bara	t_{Gen}	70	degC
P_{ford}	32	Bara	P_{kond}	40	Bara
Δt_{OH}	21	degC	Δt_{UK}	4	degC

Beskrivelse	Symbol	Verdi	Usikkerhet
Massestrømforhold	Φ_m	0,00	0,01 [-]
Trykkforhold	Π	1,24	0,01 [-]
Ytelsesgrad	COPe	0,00	0,01 [-]
Faktisk ytelsesgrad	aCOP	0,00	0,43 [-]

Energiregnskap Glykolkretser			Energiregnskap CO2-krets		
Kilde	Verdi	Usikkerhet	Kilde	Verdi	Usikkerhet
Generator	5,68	0,32	Generator	6,28	0,06 [kW]
Fordamper	0,02	0,15	Fordamper	0,00	0,04 [kW]
Kondensator	-6,31	1,07	Kondensator	-6,38	0,09 [kW]
			CO2-pumpe	0,10	0,07 [kW]
Totalt	-0,61	1,13	Totalt	0,00	0,13 [kW]

Beskrivelse	Tag	Snitt	Usikkerhet
Massestrøm innløp drivdyse	FT01	1,54	0,01 kg/min
Massestrøm innløp sugedyse	FT02	0,00	0,01 kg/min
Temp innløp kondensator	TP01	18,60	0,98 degC
Temp innløp pumpe	TP02	1,28	0,99 degC
Temp innløp drivdyse	TP03	70,05	0,99 degC
Temp utløp ejektor	TT05	17,26	0,20 degC
Temp utløp fordamper	TT08	18,55	0,20 degC
Temp utløp pumpe	TT11	5,07	0,27 degC
Trykk innløp kondensator	PT01	40,17	0,21 Bara
Trykk innløp pumpe	PT02	40,24	0,17 Bara
Trykk innløp drivdyse	PT03	99,88	0,24 Bara
Trykk innløp sugedyse	PT04	30,82	0,11 Barg
Trykk utløp ejektor	PT05	40,58	0,17 Bara
Trykk utløp fordamper	PT08	32,50	0,21 Bara
Trykk innløp fordamper	PT07	31,74	0,11 Bara
Trykk utløp pumpe	PT11	102,51	0,28 Bara
Diff. Trykk ejektor 1	PDT01	7,50	0,03 Bar
Diff. Trykk ejektor 2	PDT02	-0,13	0,02 Bar

Filnavn	29-04-2011_1239_Pgen-100_Tgen-70_Pevp-34_Pcond-41.xlsm
Dato	29.04.2011
Utført av	Øystein Hundseth

Nøkkeltall					
P_{gen}	100	Bara	t_{Gen}	70	degC
P_{ford}	34	Bara	P_{kond}	41	Bara
Δt_{OH}	6	degC	Δt_{UK}	3	degC

Beskrivelse	Symbol	Verdi	Usikkerhet
Massestrømforhold	Φ_m	0,09	0,01 [-]
Trykkforhold	Π	1,22	0,01 [-]
Ytelsesgrad	COPe	0,09	0,01 [-]
Faktisk ytelsesgrad	aCOP	3,16	1,21 [-]

Energiregnskap Glykolkretser			Energiregnskap CO2-krets		
Kilde	Verdi	Usikkerhet	Kilde	Verdi	Usikkerhet
Generator	5,52	0,32	Generator	6,13	0,06 [kW]
Fordamper	0,51	0,11	Fordamper	0,56	0,04 [kW]
Kondensator	-6,72	1,08	Kondensator	-6,86	0,10 [kW]
			CO2-pumpe	0,18	0,07 [kW]
Totalt	-0,70	1,13	Totalt	0,01	0,14 [kW]

Beskrivelse	Tag	Snitt	Usikkerhet
Massestrøm innløp drivdyse	FT01	1,55	0,01 kg/min
Massestrøm innløp sugedyse	FT02	0,14	0,01 kg/min
Temp innløp kondensator	TP01	18,79	0,98 degC
Temp innløp pumpe	TP02	2,83	0,98 degC
Temp innløp drivdyse	TP03	70,00	0,98 degC
Temp utløp ejektor	TT05	17,96	0,20 degC
Temp utløp fordamper	TT08	4,50	0,20 degC
Temp utløp pumpe	TT11	8,09	0,20 degC
Trykk innløp kondensator	PT01	41,03	0,21 Bara
Trykk innløp pumpe	PT02	41,06	0,17 Bara
Trykk innløp drivdyse	PT03	100,00	0,25 Bara
Trykk innløp sugedyse	PT04	32,06	0,11 Barg
Trykk utløp ejektor	PT05	41,47	0,17 Bara
Trykk utløp fordamper	PT08	33,75	0,21 Bara
Trykk innløp fordamper	PT07	32,97	0,12 Bara
Trykk utløp pumpe	PT11	102,65	0,28 Bara
Diff. Trykk ejektor 1	PDT01	7,07	0,03 Bar
Diff. Trykk ejektor 2	PDT02	-0,07	0,02 Bar

Filnavn	29-04-2011_1254_Pgen-100_Tgen-70_Pevp-37_Pcond-44.xlsm
Dato	29.04.2011
Utført av	Øystein Hundseth

Nøkkeltall			
P_{gen}	100 Bara	t_{gen}	70 degC
P_{ford}	37 Bara	P_{kond}	43 Bara
Δt_{OH}	4 degC	Δt_{UK}	6 degC

Beskrivelse	Symbol	Verdi	Usikkerhet
Massestrømforhold	Φ_m	0,22	0,01 [-]
Trykkforhold	Π	1,19	0,01 [-]
Ytelsesgrad	COPe	0,21	0,01 [-]
Faktisk ytelsesgrad	aCOP	8,05	3,17 [-]

Energiregnskap Glykolkretser			Energiregnskap CO2-krets		
Kilde	Verdi	Usikkerhet	Kilde	Verdi	Usikkerhet
Generator	5,57	0,32	Generator	6,20	0,06 [kW]
Fordamper	1,31	0,12	Fordamper	1,36	0,04 [kW]
Kondensator	-7,46	1,12	Kondensator	-7,71	0,11 [kW]
			CO2-pumpe	0,17	0,07 [kW]
Totalt	-0,58	1,17	Totalt	0,02	0,15 [kW]

Beskrivelse	Tag	Snitt	Usikkerhet
Massestrøm innløp drivdyse	FT01	1,56	0,01 kg/min
Massestrøm innløp sugedyse	FT02	0,35	0,01 kg/min
Temp innløp kondensator	TP01	20,15	0,98 degC
Temp innløp pumpe	TP02	2,36	0,98 degC
Temp innløp drivdyse	TP03	70,01	0,98 degC
Temp utløp ejektor	TT05	19,81	0,20 degC
Temp utløp fordamper	TT08	6,04	0,21 degC
Temp utløp pumpe	TT11	7,29	0,20 degC
Trykk innløp kondensator	PT01	43,28	0,21 Bara
Trykk innløp pumpe	PT02	43,25	0,17 Bara
Trykk innløp drivdyse	PT03	100,02	0,25 Bara
Trykk innløp sugedyse	PT04	35,04	0,12 Barg
Trykk utløp ejektor	PT05	43,75	0,17 Bara
Trykk utløp fordamper	PT08	36,75	0,21 Bara
Trykk innløp fordamper	PT07	35,97	0,13 Bara
Trykk utløp pumpe	PT11	102,68	0,28 Bara
Diff. Trykk ejektor 1	PDT01	6,23	0,03 Bar
Diff. Trykk ejektor 2	PDT02	-0,07	0,02 Bar

Filnavn	29-04-2011_1312_Pgen-100_Tgen-70_Pevp-40_Pcond-46.xlsm
Dato	29.04.2011
Utført av	Øystein Hundseth

Nøkkeltall			
P_{gen}	100 Bara	t_{Gen}	70 degC
P_{ford}	40 Bara	P_{kond}	46 Bara
Δt_{OH}	4 degC	Δt_{UK}	5 degC

Beskrivelse	Symbol	Verdi	Usikkerhet
Massestrømforhold	Φ_m	0,37	0,01 [-]
Trykkforhold	Π	1,16	0,01 [-]
Ytelsesgrad	COPe	0,35	0,01 [-]
Faktisk ytelsesgrad	aCOP	14,07	6,34 [-]

Energiregnskap Glykolkretser			Energiregnskap CO2-krets		
Kilde	Verdi	Usikkerhet	Kilde	Verdi	Usikkerhet
Generator	5,40	0,32	Generator	6,01	0,06 [kW]
Fordamper	2,15	0,13	Fordamper	2,16	0,04 [kW]
Kondensator	-8,03	1,15	Kondensator	-8,28	0,12 [kW]
			CO2-pumpe	0,15	0,07 [kW]
Totalt	-0,48	1,20	Totalt	0,05	0,16 [kW]

Beskrivelse	Tag	Snitt	Usikkerhet
Massestrøm innløp drivdyse	FT01	1,56	0,01 kg/min
Massestrøm innløp sugedyse	FT02	0,58	0,01 kg/min
Temp innløp kondensator	TP01	21,96	0,99 degC
Temp innløp pumpe	TP02	5,51	0,98 degC
Temp innløp drivdyse	TP03	70,01	0,98 degC
Temp utløp ejektor	TT05	22,02	0,20 degC
Temp utløp fordamper	TT08	9,11	0,20 degC
Temp utløp pumpe	TT11	10,45	0,20 degC
Trykk innløp kondensator	PT01	46,02	0,22 Bara
Trykk innløp pumpe	PT02	45,95	0,17 Bara
Trykk innløp drivdyse	PT03	99,99	0,24 Bara
Trykk innløp sugedyse	PT04	38,09	0,13 Barg
Trykk utløp ejektor	PT05	46,53	0,17 Bara
Trykk utløp fordamper	PT08	39,82	0,21 Bara
Trykk innløp fordamper	PT07	39,05	0,14 Bara
Trykk utløp pumpe	PT11	102,65	0,28 Bara
Diff. Trykk ejektor 1	PDT01	5,84	0,03 Bar
Diff. Trykk ejektor 2	PDT02	-0,14	0,02 Bar

Filnavn	29-04-2011_1326_Pgen-100_Tgen-70_Pevp-44_Pcond-50.xlsm
Dato	29.04.2011
Utført av	Øystein Hundseth

Nøkkeltall			
P_{gen}	100 Bara	t_{Gen}	70 degC
P_{ford}	44 Bara	P_{kond}	50 Bara
Δt_{OH}	3 degC	Δt_{UK}	4 degC

Beskrivelse	Symbol	Verdi	Usikkerhet
Massestrømforhold	Φ_m	0,61	0,01 [-]
Trykkforhold	Π	1,13	0,01 [-]
Ytelsesgrad	COPE	0,56	0,01 [-]
Faktisk ytelsesgrad	aCOP	24,67	13,63 [-]

Energiregnskap Glykolkretser			Energiregnskap CO2-krets		
Kilde	Verdi	Usikkerhet	Kilde	Verdi	Usikkerhet
Generator	5,15	0,32	Generator	5,77	0,06 [kW]
Fordamper	3,33	0,14	Fordamper	3,31	0,04 [kW]
Kondensator	-8,84	1,18	Kondensator	-9,14	0,15 [kW]
			CO2-pumpe	0,13	0,07 [kW]
Totalt	-0,35	1,23	Totalt	0,08	0,18 [kW]

Beskrivelse	Tag	Snitt	Usikkerhet
Massestrøm innløp drivdyse	FT01	1,56	0,01 kg/min
Massestrøm innløp sugedyse	FT02	0,96	0,01 kg/min
Temp innløp kondensator	TP01	23,83	0,99 degC
Temp innløp pumpe	TP02	9,54	0,98 degC
Temp innløp drivdyse	TP03	70,00	0,98 degC
Temp utløp ejektor	TT05	24,38	0,20 degC
Temp utløp fordamper	TT08	12,12	0,20 degC
Temp utløp pumpe	TT11	14,54	0,20 degC
Trykk innløp kondensator	PT01	49,69	0,22 Bara
Trykk innløp pumpe	PT02	49,55	0,18 Bara
Trykk innløp drivdyse	PT03	99,99	0,24 Bara
Trykk innløp sugedyse	PT04	42,44	0,15 Barg
Trykk utløp ejektor	PT05	50,24	0,18 Bara
Trykk utløp fordamper	PT08	44,20	0,21 Bara
Trykk innløp fordamper	PT07	43,45	0,15 Bara
Trykk utløp pumpe	PT11	102,61	0,28 Bara
Diff. Trykk ejektor 1	PDT01	5,03	0,03 Bar
Diff. Trykk ejektor 2	PDT02	-0,20	0,02 Bar

Filnavn	29-04-2011_1352_Pgen-100_Tgen-70_Pevp-52_Pcond-57.xlsm
Dato	29.04.2011
Utført av	Øystein Hundseth

Nøkkeltall					
P_{gen}	100	Bara	t_{gen}	70	degC
P_{ford}	53	Bara	P_{kond}	57	Bara
Δt_{OH}	3	degC	Δt_{UK}	5	degC

Beskrivelse	Symbol	Verdi	Usikkerhet
Massestrømforhold	Φ_m	0,98	0,01 [-]
Trykkforhold	Π	1,09	0,01 [-]
Ytelsesgrad	COPe	0,86	0,02 [-]
Faktisk ytelsesgrad	aCOP	47,35	37,55 [-]

Energiregnskap Glykolkretser			Energiregnskap CO2-krets		
Kilde	Verdi	Usikkerhet	Kilde	Verdi	Usikkerhet
Generator	4,91	0,31	Generator	5,48	0,06 [kW]
Fordamper	4,89	0,16	Fordamper	4,79	0,03 [kW]
Kondensator	-9,87	1,28	Kondensator	-10,30	0,20 [kW]
			CO2-pumpe	0,10	0,08 [kW]
Totalt	-0,07	1,32	Totalt	0,08	0,22 [kW]

Beskrivelse	Tag	Snitt	Usikkerhet
Massestrøm innløp drivdyse	FT01	1,56	0,01 kg/min
Massestrøm innløp sugedyse	FT02	1,53	0,01 kg/min
Temp innløp kondensator	TP01	28,92	0,99 degC
Temp innløp pumpe	TP02	14,21	0,98 degC
Temp innløp drivdyse	TP03	70,01	0,98 degC
Temp utløp ejektor	TT05	29,20	0,20 degC
Temp utløp fordamper	TT08	19,16	0,20 degC
Temp utløp pumpe	TT11	18,94	0,20 degC
Trykk innløp kondensator	PT01	56,91	0,23 Bara
Trykk innløp pumpe	PT02	56,68	0,18 Bara
Trykk innløp drivdyse	PT03	99,99	0,24 Bara
Trykk innløp sugedyse	PT04	50,85	0,18 Barg
Trykk utløp ejektor	PT05	57,51	0,19 Bara
Trykk utløp fordamper	PT08	52,66	0,22 Bara
Trykk innløp fordamper	PT07	51,95	0,18 Bara
Trykk utløp pumpe	PT11	102,63	0,28 Bara
Diff. Trykk ejektor 1	PDT01	3,65	0,02 Bar
Diff. Trykk ejektor 2	PDT02	-0,20	0,02 Bar

Filnavn	29-04-2011_1420_Pgen-100_Tgen-70_Pevp-60_Pcond-64.xlsm
Dato	29.04.2011
Utført av	Øystein Hundseth

Nøkkeltall			
P_{gen}	100	Bara	t_{gen} 70 degC
P_{ford}	60	Bara	P_{kond} 63 Bara
Δt_{OH}	4	degC	Δt_{UK} 4 degC

Beskrivelse	Symbol	Verdi	Usikkerhet
Massestrømforhold	Φ_m	1,28	0,01 [-]
Trykkforhold	Π	1,06	0,01 [-]
Ytelsesgrad	COPe	1,08	0,02 [-]
Faktisk ytelsesgrad	aCOP	82,09	113,15 [-]

Energiregnskap Glykolkretser			Energiregnskap CO2-krets		
Kilde	Verdi	Usikkerhet	Kilde	Verdi	Usikkerhet
Generator	4,51	0,31	Generator	5,08	0,06 [kW]
Fordamper	5,74	0,17	Fordamper	5,56	0,04 [kW]
Kondensator	-10,13	1,55	Kondensator	-10,68	0,26 [kW]
			CO2-pumpe	0,07	0,09 [kW]
Totalt	0,11	1,59	Totalt	0,03	0,29 [kW]

Beskrivelse	Tag	Snitt	Usikkerhet
Massestrøm innløp drivdyse	FT01	1,55	0,01 kg/min
Massestrøm innløp sugedyse	FT02	1,99	0,01 kg/min
Temp innløp kondensator	TP01	33,74	0,99 degC
Temp innløp pumpe	TP02	19,58	0,98 degC
Temp innløp drivdyse	TP03	70,01	0,98 degC
Temp utløp ejektor	TT05	33,89	0,20 degC
Temp utløp fordamper	TT08	25,53	0,20 degC
Temp utløp pumpe	TT11	24,39	0,20 degC
Trykk innløp kondensator	PT01	63,14	0,23 Bara
Trykk innløp pumpe	PT02	62,83	0,19 Bara
Trykk innløp drivdyse	PT03	99,99	0,24 Bara
Trykk innløp sugedyse	PT04	57,99	0,21 Barg
Trykk utløp ejektor	PT05	63,80	0,19 Bara
Trykk utløp fordamper	PT08	59,81	0,23 Bara
Trykk innløp fordamper	PT07	59,15	0,21 Bara
Trykk utløp pumpe	PT11	102,60	0,28 Bara
Diff. Trykk ejektor 1	PDT01	2,61	0,02 Bar
Diff. Trykk ejektor 2	PDT02	-0,20	0,02 Bar

Filnavn	28-04-2011_1557_Pgen-80_Tgen-70_Pevp-33_Pcond-39.xlsm
Dato	28.04.2011
Utført av	Øystein Hundseth

Nøkkeltall					
P_{gen}	80	Bara	t_{Gen}	70	degC
P_{ford}	33	Bara	P_{kond}	39	Bara
Δt_{OH}	17	degC	Δt_{UK}	11	degC

Beskrivelse	Symbol	Verdi	Usikkerhet
Massestrømforhold	Φ_m	0,00	0,01 [-]
Trykkforhold	Π	1,17	0,01 [-]
Ytelsesgrad	COPe	0,00	0,01 [-]
Faktisk ytelsesgrad	aCOP	0,00	0,37 [-]

Energiregnskap Glykolkretser			Energiregnskap CO2-krets			
Kilde	Verdi	Usikkerhet	Kilde	Verdi	Usikkerhet	
Generator	4,63	0,32	Generator	5,41	0,06	[kW]
Fordamper	0,02	0,16	Fordamper	0,00	0,05	[kW]
Kondensator	-5,39	1,03	Kondensator	-5,47	0,08	[kW]
			CO2-pumpe	0,12	0,04	[kW]
Totalt	-0,73	1,09	Totalt	0,06	0,12	[kW]

Beskrivelse	Tag	Snitt	Usikkerhet
Massestrøm innløp drivdyse	FT01	1,13	0,01 kg/min
Massestrøm innløp sugedyse	FT02	0,00	0,01 kg/min
Temp innløp kondensator	TP01	32,49	0,98 degC
Temp innløp pumpe	TP02	-7,23	0,99 degC
Temp innløp drivdyse	TP03	69,81	0,99 degC
Temp utløp ejektor	TT05	32,93	0,20 degC
Temp utløp fordamper	TT08	14,35	0,23 degC
Temp utløp pumpe	TT11	-3,39	0,20 degC
Trykk innløp kondensator	PT01	38,45	0,21 Bara
Trykk innløp pumpe	PT02	38,68	0,17 Bara
Trykk innløp drivdyse	PT03	80,01	0,21 Bara
Trykk innløp sugedyse	PT04	31,30	0,11 Barg
Trykk utløp ejektor	PT05	38,82	0,17 Bara
Trykk utløp fordamper	PT08	32,97	0,21 Bara
Trykk innløp fordamper	PT07	32,23	0,11 Bara
Trykk utløp pumpe	PT11	82,14	0,25 Bara
Diff. Trykk ejektor 1	PDT01	5,42	0,03 Bar
Diff. Trykk ejektor 2	PDT02	-0,08	0,02 Bar

Filnavn	28-04-2011_1547_Pgen-80_Tgen-70_Pevp-35_Pcond-41.xlsm
Dato	28.04.2011
Utført av	Øystein Hundseth

Nøkkeltall			
P_{gen}	80 Bara	t_{Gen}	70 degC
P_{ford}	35 Bara	P_{kond}	40 Bara
Δt_{OH}	6 degC	Δt_{UK}	10 degC

Beskrivelse	Symbol	Verdi	Usikkerhet
Massestrømforhold	Φ_m	0,12	0,01 [-]
Trykkforhold	Π	1,15	0,01 [-]
Ytelsesgrad	COPe	0,11	0,01 [-]
Faktisk ytelsesgrad	aCOP	5,69	2,48 [-]

Energiregnskap Glykolkretser			Energiregnskap CO2-krets			
Kilde	Verdi	Usikkerhet	Kilde	Verdi	Usikkerhet	
Generator	4,61	0,33	Generator	5,35	0,06	[kW]
Fordamper	0,52	0,12	Fordamper	0,59	0,04	[kW]
Kondensator	-5,88	1,06	Kondensator	-6,01	0,09	[kW]
			CO2-pumpe	0,10	0,04	[kW]
Totalt	-0,75	1,11	Totalt	0,03	0,12	[kW]

Beskrivelse	Tag	Snitt	Usikkerhet
Massestrøm innløp drivdyse	FT01	1,14	0,01 kg/min
Massestrøm innløp sugedyse	FT02	0,14	0,01 kg/min
Temp innløp kondensator	TP01	32,62	0,99 degC
Temp innløp pumpe	TP02	-4,58	0,98 degC
Temp innløp drivdyse	TP03	69,78	0,99 degC
Temp utløp ejektor	TT05	32,76	0,21 degC
Temp utløp fordamper	TT08	6,75	0,20 degC
Temp utløp pumpe	TT11	-1,12	0,20 degC
Trykk innløp kondensator	PT01	40,31	0,21 Bara
Trykk innløp pumpe	PT02	40,51	0,17 Bara
Trykk innløp drivdyse	PT03	80,00	0,21 Bara
Trykk innløp sugedyse	PT04	33,56	0,12 Barg
Trykk utløp ejektor	PT05	40,69	0,17 Bara
Trykk utløp fordamper	PT08	35,25	0,21 Bara
Trykk innløp fordamper	PT07	34,52	0,12 Bara
Trykk utløp pumpe	PT11	82,14	0,25 Bara
Diff. Trykk ejektor 1	PDT01	4,96	0,03 Bar
Diff. Trykk ejektor 2	PDT02	-0,04	0,02 Bar

Filnavn	28-04-2011_1530_Pgen-80_Tgen-70_Pevp-39_Pcond-44.xlsm
Dato	28.04.2011
Utført av	Øystein Hundseth

Nøkkeltall			
P_{gen}	80 Bara	t_{Gen}	70 degC
P_{ford}	39 Bara	P_{kond}	44 Bara
Δt_{OH}	4 degC	Δt_{UK}	9 degC

Beskrivelse	Symbol	Verdi	Usikkerhet
Massestrømforhold	Φ_m	0,40	0,01 [-]
Trykkforhold	Π	1,12	0,01 [-]
Ytelsesgrad	COPe	0,34	0,01 [-]
Faktisk ytelsesgrad	aCOP	19,57	10,12 [-]

Energiregnskap Glykolkretser			Energiregnskap CO2-krets		
Kilde	Verdi	Usikkerhet	Kilde	Verdi	Usikkerhet
Generator	4,31	0,33	Generator	5,17	0,06 [kW]
Fordamper	1,77	0,12	Fordamper	1,78	0,04 [kW]
Kondensator	-6,87	1,09	Kondensator	-7,02	0,10 [kW]
			CO2-pumpe	0,09	0,05 [kW]
Totalt	-0,79	1,15	Totalt	0,02	0,13 [kW]

Beskrivelse	Tag	Snitt	Usikkerhet
Massestrøm innløp drivdyse	FT01	1,14	0,01 kg/min
Massestrøm innløp sugedyse	FT02	0,45	0,01 kg/min
Temp innløp kondensator	TP01	31,63	0,98 degC
Temp innløp pumpe	TP02	0,14	0,98 degC
Temp innløp drivdyse	TP03	70,25	0,99 degC
Temp utløp ejektor	TT05	31,37	0,20 degC
Temp utløp fordamper	TT08	8,34	0,20 degC
Temp utløp pumpe	TT11	3,45	0,20 degC
Trykk innløp kondensator	PT01	43,81	0,21 Bara
Trykk innløp pumpe	PT02	43,94	0,17 Bara
Trykk innløp drivdyse	PT03	80,00	0,21 Bara
Trykk innløp sugedyse	PT04	37,70	0,13 Barg
Trykk utløp ejektor	PT05	44,22	0,17 Bara
Trykk utløp fordamper	PT08	39,44	0,21 Bara
Trykk innløp fordamper	PT07	38,72	0,14 Bara
Trykk utløp pumpe	PT11	82,15	0,25 Bara
Diff. Trykk ejektor 1	PDT01	4,18	0,02 Bar
Diff. Trykk ejektor 2	PDT02	-0,08	0,02 Bar

Filnavn	28-04-2011_1511_Pgen-80_Tgen-71_Pevp-47_Pcond-51.xlsm
Dato	28.04.2011
Utført av	Øystein Hundseth

Nøkkeltall			
P_{gen}	80 Bara	t_{gen}	70 degC
P_{ford}	47 Bara	P_{kond}	50 Bara
Δt_{OH}	7 degC	Δt_{UK}	7 degC

Beskrivelse	Symbol	Verdi	Usikkerhet
Massestrømforhold	Φ_m	0,71	0,01 [-]
Trykkforhold	Π	1,08	0,01 [-]
Ytelsesgrad	COPe	0,60	0,01 [-]
Faktisk ytelsesgrad	aCOP	57,23	55,84 [-]

Energiregnskap Glykolkretser			Energiregnskap CO2-krets			
Kilde	Verdi	Usikkerhet	Kilde	Verdi	Usikkerhet	
Generator	3,81	0,35	Generator	4,88	0,05	[kW]
Fordamper	2,99	0,14	Fordamper	2,97	0,04	[kW]
Kondensator	-7,83	1,16	Kondensator	-7,86	0,11	[kW]
			CO2-pumpe	0,05	0,05	[kW]
Totalt	-1,03	1,22	Totalt	0,04	0,14	[kW]

Beskrivelse	Tag	Snitt	Usikkerhet
Massestrøm innløp drivdyse	FT01	1,14	0,01 kg/min
Massestrøm innløp sugedyse	FT02	0,80	0,01 kg/min
Temp innløp kondensator	TP01	34,28	0,98 degC
Temp innløp pumpe	TP02	6,69	0,99 degC
Temp innløp drivdyse	TP03	69,82	0,99 degC
Temp utløp ejektor	TT05	34,45	0,20 degC
Temp utløp fordamper	TT08	18,28	0,21 degC
Temp utløp pumpe	TT11	9,35	0,20 degC
Trykk innløp kondensator	PT01	50,13	0,22 Bara
Trykk innløp pumpe	PT02	50,25	0,18 Bara
Trykk innløp drivdyse	PT03	79,97	0,22 Bara
Trykk innløp sugedyse	PT04	44,85	0,16 Barg
Trykk utløp ejektor	PT05	50,57	0,18 Bara
Trykk utløp fordamper	PT08	46,68	0,22 Bara
Trykk innløp fordamper	PT07	45,96	0,17 Bara
Trykk utløp pumpe	PT11	82,11	0,25 Bara
Diff. Trykk ejektor 1	PDT01	3,20	0,02 Bar
Diff. Trykk ejektor 2	PDT02	-0,18	0,02 Bar

Filnavn	28-04-2011_1455_Pgen-80_Tgen-71_Pevp-54_Pcond-57.xlsm
Dato	28.04.2011
Utført av	Øystein Hundseth

Nøkkeltall			
P_{gen}	80 Bara	t_{Gen}	70 degC
P_{ford}	54 Bara	P_{kond}	57 Bara
Δt_{OH}	3 degC	Δt_{UK}	9 degC

Beskrivelse	Symbol	Verdi	Usikkerhet
Massestrømforhold	Φ_m	1,02	0,01 [-]
Trykkforhold	Π	1,05	0,01 [-]
Ytelsesgrad	COPe	0,80	0,01 [-]
Faktisk ytelsesgrad	aCOP	85,25	101,24 [-]

Energiregnskap Glykolkretser			Energiregnskap CO2-krets			
Kilde	Verdi	Usikkerhet	Kilde	Verdi	Usikkerhet	
Generator	3,51	0,36	Generator	4,63	0,05	[kW]
Fordamper	3,76	0,15	Fordamper	3,76	0,03	[kW]
Kondensator	-8,19	1,39	Kondensator	-8,49	0,13	[kW]
			CO2-pumpe	0,04	0,05	[kW]
Totalt	-0,93	1,45	Totalt	-0,05	0,15	[kW]

Beskrivelse	Tag	Snitt	Usikkerhet
Massestrøm innløp drivdyse	FT01	1,12	0,01 kg/min
Massestrøm innløp sugedyse	FT02	1,15	0,01 kg/min
Temp innløp kondensator	TP01	35,51	0,99 degC
Temp innløp pumpe	TP02	10,64	0,99 degC
Temp innløp drivdyse	TP03	69,72	0,99 degC
Temp utløp ejektor	TT05	34,61	0,24 degC
Temp utløp fordamper	TT08	19,97	0,23 degC
Temp utløp pumpe	TT11	13,08	0,20 degC
Trykk innløp kondensator	PT01	56,58	0,23 Bara
Trykk innløp pumpe	PT02	56,66	0,19 Bara
Trykk innløp drivdyse	PT03	80,00	0,21 Bara
Trykk innløp sugedyse	PT04	52,04	0,19 Barg
Trykk utløp ejektor	PT05	57,05	0,19 Bara
Trykk utløp fordamper	PT08	53,92	0,22 Bara
Trykk innløp fordamper	PT07	53,20	0,19 Bara
Trykk utløp pumpe	PT11	82,08	0,25 Bara
Diff. Trykk ejektor 1	PDT01	2,35	0,02 Bar
Diff. Trykk ejektor 2	PDT02	-0,20	0,02 Bar

Filnavn	28-04-2011_1424_Pgen-80_Tgen-70_Pevp-55_Pcond-58.xlsm
Dato	28.04.2011
Utført av	Øystein Hundseth

Nøkkeltall			
P_{gen}	80 Bara	t_{gen}	70 degC
P_{ford}	55 Bara	P_{kond}	57 Bara
Δt_{OH}	3 degC	Δt_{UK}	9 degC

Beskrivelse	Symbol	Verdi	Usikkerhet
Massestrømforhold	Φ_m	1,26	0,01 [-]
Trykkforhold	Π	1,05	0,01 [-]
Ytelsesgrad	COPe	0,98	0,02 [-]
Faktisk ytelsesgrad	aCOP	298,11	1018,84 [-]

Energiregnskap Glykolkretser			Energiregnskap CO2-krets			
Kilde	Verdi	Usikkerhet	Kilde	Verdi	Usikkerhet	
Generator	4,07	0,35	Generator	4,63	0,05	[kW]
Fordamper	4,66	0,16	Fordamper	4,56	0,03	[kW]
Kondensator	-8,64	1,39	Kondensator	-9,10	0,15	[kW]
			CO2-pumpe	0,02	0,05	[kW]
Totalt	0,09	1,44	Totalt	0,10	0,17	[kW]

Beskrivelse	Tag	Snitt	Usikkerhet
Massestrøm innløp drivdyse	FT01	1,12	0,01 kg/min
Massestrøm innløp sugedyse	FT02	1,41	0,01 kg/min
Temp innløp kondensator	TP01	32,33	0,99 degC
Temp innløp pumpe	TP02	10,97	0,98 degC
Temp innløp drivdyse	TP03	69,52	0,99 degC
Temp utløp ejektor	TT05	33,28	0,20 degC
Temp utløp fordamper	TT08	20,70	0,20 degC
Temp utløp pumpe	TT11	12,79	0,20 degC
Trykk innløp kondensator	PT01	57,20	0,23 Bara
Trykk innløp pumpe	PT02	57,20	0,19 Bara
Trykk innløp drivdyse	PT03	80,00	0,21 Bara
Trykk innløp sugedyse	PT04	52,96	0,19 Barg
Trykk utløp ejektor	PT05	57,72	0,19 Bara
Trykk utløp fordamper	PT08	54,87	0,22 Bara
Trykk innløp fordamper	PT07	54,12	0,19 Bara
Trykk utløp pumpe	PT11	82,06	0,25 Bara
Diff. Trykk ejektor 1	PDT01	1,95	0,02 Bar
Diff. Trykk ejektor 2	PDT02	-0,20	0,02 Bar

Filnavn	28-04-2011_1446_Pgen-80_Tgen-70_Pevp-59_Pcond-62.xlsm
Dato	28.04.2011
Utført av	Øystein Hundseth

Nøkkeltall			
P_{gen}	80 Bara	t_{Gen}	70 degC
P_{ford}	60 Bara	P_{kond}	61 Bara
Δt_{OH}	1 degC	Δt_{UK}	7 degC

Beskrivelse	Symbol	Verdi	Usikkerhet
Massestrømforhold	Φ_m	1,81	0,02 [-]
Trykkforhold	Π	1,03	0,01 [-]
Ytelsesgrad	COPe	1,32	0,03 [-]
Faktisk ytelsesgrad	aCOP	2638,97	69282,04 [-]

Energiregnskap Glykolkretser			Energiregnskap CO2-krets		
Kilde	Verdi	Usikkerhet	Kilde	Verdi	Usikkerhet
Generator	4,23	0,36	Generator	4,22	0,05 [kW]
Fordamper	5,75	0,17	Fordamper	5,56	0,05 [kW]
Kondensator	-9,21	1,42	Kondensator	-9,69	0,20 [kW]
			CO2-pumpe	0,00	0,06 [kW]
Totalt	0,76	1,47	Totalt	0,09	0,22 [kW]

Beskrivelse	Tag	Snitt	Usikkerhet
Massestrøm innløp drivdyse	FT01	1,07	0,01 kg/min
Massestrøm innløp sugedyse	FT02	1,93	0,01 kg/min
Temp innløp kondensator	TP01	31,62	0,99 degC
Temp innløp pumpe	TP02	15,53	0,98 degC
Temp innløp drivdyse	TP03	69,69	0,99 degC
Temp utløp ejektor	TT05	32,27	0,20 degC
Temp utløp fordamper	TT08	23,05	0,20 degC
Temp utløp pumpe	TT11	17,25	0,20 degC
Trykk innløp kondensator	PT01	61,05	0,23 Bara
Trykk innløp pumpe	PT02	61,00	0,19 Bara
Trykk innløp drivdyse	PT03	80,02	0,21 Bara
Trykk innløp sugedyse	PT04	57,67	0,20 Barg
Trykk utløp ejektor	PT05	61,63	0,19 Bara
Trykk utløp fordamper	PT08	59,56	0,23 Bara
Trykk innløp fordamper	PT07	58,90	0,21 Bara
Trykk utløp pumpe	PT11	81,96	0,25 Bara
Diff. Trykk ejektor 1	PDT01	0,98	0,02 Bar
Diff. Trykk ejektor 2	PDT02	-0,20	0,02 Bar

Artikkel for publisering

Varmegjenvinning i fryseanlegg med bruk av ejektorsystem

Øystein Hundseth

NTNU, institutt for Energi- og prosessteknikk

Sammendrag

I denne studien er en forsøksrigg konstruert for å undersøke en ejektorkrets med CO₂ som kuldemedie. Disse forsøksdataene blir videre benyttet for å beregne energieffektiviseringspotensialet ved å implementere et ejektorsystem sammen med et kuldeanlegg. Underkjøling av kuldemediet (NH₃) ut av kondensatoren til kuldeanlegget, viste seg å være den systemløsningen som gir best energieffektivisering. I dette tilfellet ble COP økt med 2,5% og kompressorarbeidet redusert med 2,6%. Ejektorsystemets begrensende parameter er trykkforholdet Π . Det største trykkforholdet ble målt til 1,23 noe som tilsvarte et temperaturløft på 8,11 °C. Når temperaturdifferansene i varmevekslerene blir medregnet vil dette temperaturløftet reduseres raskt. Det nevnte temperaturløftet ble målt ved lav kuldeytelse i ejektorsystemet (lavt massestrømforhold Φ_m). Når massestrømforholdet og dermed kuldefaktoren økes, vil temperaturløftet reduseres ytterligere. Dette begrenser i stor grad hvor stor energieffektivisering som kan oppnås med et CO₂-ejektorsystem. To datamodeller ble forsøkt verifisert opp mot forsøksresultatene. En enkel en-dimensjonal modell viste seg å være dårlig egnet for å benyttes med CO₂ som kuldemedie. En mer omfattende modell utviklet av SINTEF Energi AS ble med små avvik i massestrøm inn på drivdysen, verifisert opp mot forsøksresultatene.

1 Innledning

Det eksisterer i dag mer enn 100 000 kuldeanlegg i Norge utenom småanlegg som kjøleskap og fryserer. Energiforbruket til disse anleggene er vurdert å være minst 6 TWh årlig (kulde.biz 2007). Dette tilsvarer ca. 5 % av hele Norges elektrisitetsforbruk. En økning i virkningsgraden til disse anleggene vil dermed kunne utgjøre en betydelig mengde spart energi i form av strøm. En større andel av disse anleggene tilhører industrien med høykapasitets anlegg. Disse anleggene bruker ofte skruekompressor, som egner seg godt ved høy last til innfrysingsformål (Magnussen & Nordtvedt

2006). I dette studiet blir mulighetene for å energieffektivisere eksisterende kuldeanlegg med ejektorsystemer undersøkt. Ved å utnytte overskuddsvarme fra sirkulerende oljen i skruekompressorene i et ejektorsystem, vil det være mulig å energieffektivisere anlegget ved å øke kjølekapasiteten eller redusere kompressorarbeidet. Energien som driver ejektorsystemet er energi som pr dato dumpes mot sjøvann, og kan være opp mot 50 % av skruekompressorens totale effektbehov. Denne energien kan dermed antas å være gratis. I dette studiet vil det bli utført forsøk for å determinere hvor stor ytelse som kan forventes å oppnå med en ejektorsom benytter CO₂ som kuldemedie. CO₂ er et naturlig fluid som er miljøvennlig og innehar gode termofysiske egenskaper som gjør det velegnet som kuldemedie. Basert på forsøkene vil det bli utført validering av to typer datamodeller for simulering av ejektorytelse samt simuleringer for å kvantifisere energieffektiviseringspotensialet ved å implementere et ejektorsystem sammen med et eksisterende kuldeanlegg.

1.1 Forkortelser/symboler

Forkortelser

CO ₂	Karbondioksid, R-744
COP	Kuldefaktor for kuldeanlegg
COP _e	Kuldefaktor for ejektorsystem
HFK	HydroFluorKarbon
KFK	KlorFluorKarbon
NH ₃	Ammoniakk, R-717
R-290	Kuldemedie, Propan

Greske symboler

Π	Trykkforhold
η	Virkningsgrad
Δ	Differanse
Φ _m	Massestrømförhold

Symboler

c _p	Spesifikk varmekapasitet	[kJ/kgK]
h	Entalpi	[kJ/kg]
\dot{m}	Massestrøm	[kg/s]
p	Trykk	[bara]
P	Effekt	[kW]
s	Entropi	[kJ/kgK]
t	Temperatur	[°C]
T	Temperatur	[K]
Q	Termisk effekt	[kW]
u	Hastighet	[m/s]

Indeks

O	Referanse
D	Diffusor
DD	Drivdyse
e	effektivt
ford	Fordamper
G	Mettet gass
gen	Generator
kond	Kondensator
m	masse
SD	Sugedyse
teo	teoretisk
u	utløp
Var	Variabel

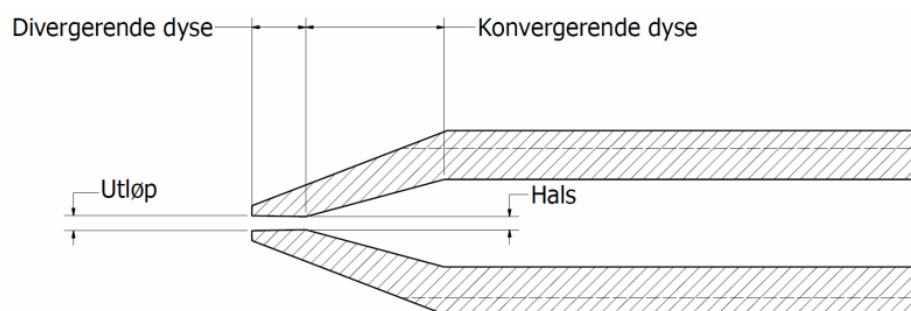
2 Ejektorer

2.1 Historie

Ejektorer er blitt forsket på siden den ble oppfunnet av Sir Charles Parsons i 1901 for ekstraksjon av luft fra kondensatoren til en dampmotor (Chunnanond & Aphornratana 2004). Allerede i 1910 ble den brukt i forbindelse med kjøling, da Maurice Leblanc oppfant et damp-jet kjølesystem (Stoecker 1958). Siden den tid er det blitt forsket på ejektorer med andre fluider enn vann som HFK, KFK og naturlige kuldemedier som NH_3 og CO_2 . Dette var primært for å redusere fordampningstemperaturen til lavere enn $0\text{ }^\circ\text{C}$ og for å bedre virkningsgraden. Til tross for dette har utviklingen vært treg og dampkompresjonsanlegg har tatt over markedet i nyere tid. Ejektorens evne til å utnytte lavtemperatur spillvarme har igjen gjort den dagsaktuell for bruk i kuldeanlegg og er blitt en essensiell komponent i kjøleteknikk og luftkondisjoneringsanlegg, avsalting, petroleum raffinering og kjemisk industri (Abdulateef et al. 2008).

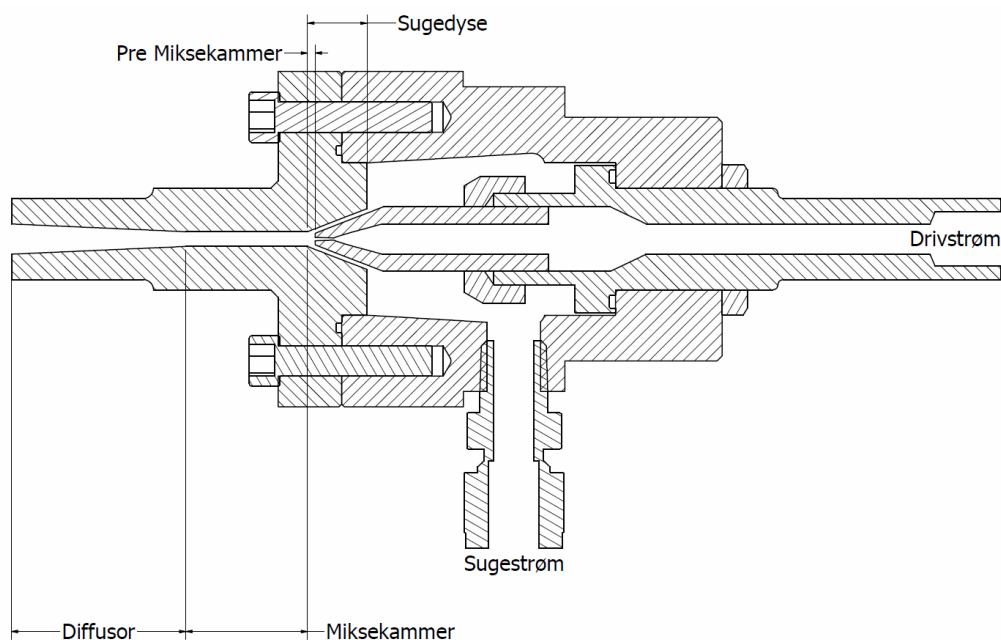
2.2 Virkemåte

Ejektoren har ingen bevegelige deler og er dermed svært robust og pålitelig. Hovedkomponentene i en ejektor er drivdysen og mikseseksjonen, se Figur 2-1 og Figur 2-2. Ejektoren har to hovedfunksjoner, omgjøring og overføring av energi. Dette skjer stegvis idet sugestrømmen og drivstrømmen passerer de forskjellige seksjonene i ejektoren.



Figur 2-1 Tverrsnitt av drivdyse. Diameter hals; 0,9 mm

Drivdysen er av typen konvergerende-divergerende, som vil si at diameteren ved utløpet er større enn diameteren ved halsen. Hastigheten ut av drivdysen er supersonisk og strømmingen i halsen er choked¹. Se punkt 4 i Figur 2-3.

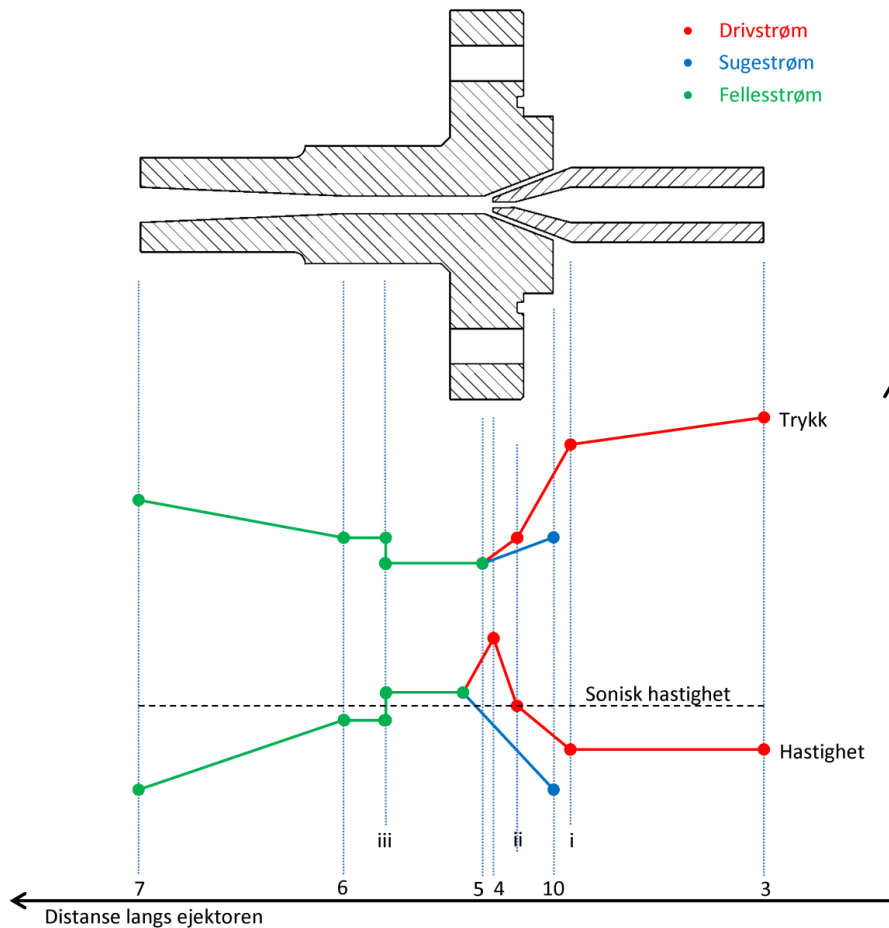


Figur 2-2 Tverrsnitt av ejektorskisse med navn på essensiell geometri

Drivkraften i en ejektor er drivstrømmen. Dette fluidet entrer drivdysen med høyt trykk og temperatur. Avhengig av hvilket fluid som benyttes, vil disse parameterne variere sterkt. Der blir potensiell energi (trykk) konvertert til kinetisk energi (hastighet). Hastigheten ved innløpet av drivdysen er tilnærmet null og utløpshastigheten vil være supersonisk. Ved utløpet av drivdysen (4) vil trykket være sterkt redusert. Sugestrømmen entrer ejektoren (10) under lavt trykk med lav temperatur i mettet gassstilstand. Etersom trykket ut av drivdysen er lavere enn innløpstrykket til sugestrømmen, vil denne trykkdifferansen trekke til seg sugestrømmen inn i ejektoren og sørge for sirkulasjon gjennom fordampere. Dette gjør det mulig å benytte ejektorer i kjøleprosesser. Driv- og sugestrømmen har oppnådd det samme trykket i punkt 5. Hvor dette punktet er lokalisert i ejektoren vil kunne variere. Gjennom pre-miksekammer og miksekammer vil drivstrømmen få redusert hastighet og sugestrømmen vil oppleve økt hastighet. Dette pågår til hastigheten til driv- og sugestrømmen er den samme, og full miksing av strømmingene er oppnådd. På grunn av mottrykket ved utløpet av diffusoren og at strømmingen er supersonisk, vil det i miksekammeret eller i diffusoren komme et normalstøt, se punkt *iii*. I dette punktet vil hastigheten brått reduseres til subsonisk og trykket vil øke. I diffusoren, fra punkt 6 til 7, blir den resterende kinetiske energien omgjort til

¹ Engelsk ord for å kvele. Hastigheten på strømmingen er 1 mach. En trykkreduksjon på utløpet av dysen vil ikke medføre økt massestrøm.

potensiell energi ved en isentropisk kompresjon. Utløpstrykket (7) vil variere med trykket inn på drivdysen og sugedysen, massestrømforhold, termofysiske data på fluidet samt geometri på drivdysen og mikseseksjon.



Figur 2-3 Prinsipiell trykk- og hastighetsprofil gjennom ejektor

Ejektorytelsen blir diskutert ved tre parametere. Dette er trykkforholdet mellom utløpet av diffusoren og innløpet på sugesiden (Formel 2-1), massestrømforholdet mellom massestrømmen inn på drivdysen og massestrømmen inn på sugesiden (Formel 2-2) og kuldefaktoren COP_e (Formel 2-3).

$$\Pi = \frac{p_{kond}}{p_{ford}} = \frac{\text{Trykk ut av diffusoren}}{\text{Trykk inn på sugesiden}}$$

Formel 2-1 Trykkforhold mellom utløp av diffusor og innløp til drivdysen

$$\Phi_m = \frac{\dot{m}_{SS}}{\dot{m}_{DS}} = \frac{\text{massestrøm til sugestrøm}}{\text{massestrøm til drivstrøm}}$$

Formel 2-2 Massestrømforhold mellom sekundær- og primærfluid

$$COP_e = \frac{Q_{ford}}{Q_{gen}} = \Phi_m \cdot \frac{\Delta h_{ford}}{\Delta h_{gen}}$$

Formel 2-3 Kuldefaktoren for et ejektorsystem

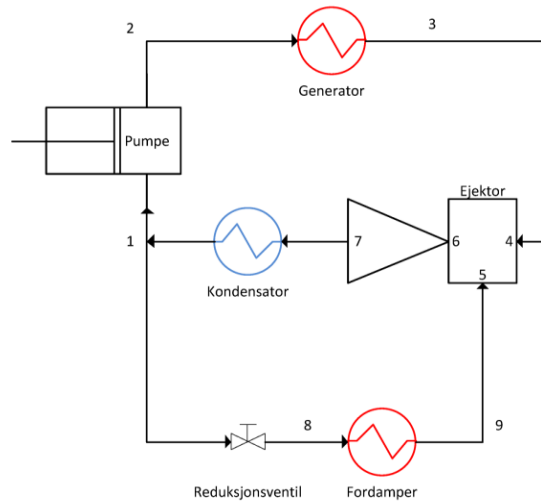
Disse blir videre omtalt som trykkforhold, massestrømforhold og COP_e . Som fellesbetegnelse benyttes ordet *ejektorytelse*.

Trykkforholdet er av spesielt interesse ettersom denne parameteren forteller hvor stort trykkløft ejektoren klarer. Temperaturløftet tilsvarer differanse i metningstemperatur mellom kondensatoren og fordampere. Hvor stor temperaturdifferanse et gitt trykkløft tilsvarer, vil i stor grad avhenge av hvilket kuldemedie som benyttes. Ved høyere trykkløft vil energieffektiviseringspotensialet ved å benytte ejektoren sammen med en komplett systemløsning øke. Et høyt trykkløft er essensielt for at ejektoren skal kunne benyttes i et ejektorsystem slik den skal i denne studien.

Massestrømforholdet er på lik linje med trykkforholdet av spesielt interesse for å kvantifisere energieffektiviseringspotensialet for et komplett ejektorsystem. Lavt massestrømforhold tilsier lav massestrøm inn på sugesiden av ejektoren i forhold til inn på drivdysen. Slik ejektoren skal benyttes i denne rapporten, tilsier dette lav massestrøm gjennom fordampere på ejektorsystemet og dermed lav kuldeytelse i forhold til mengde energi som blir tilført ejektorsystemet.

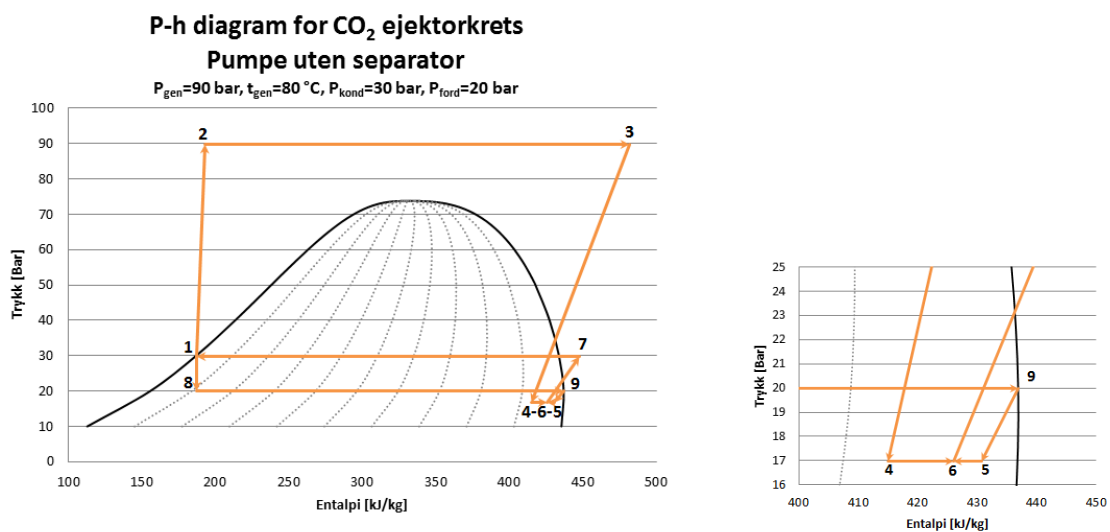
2.3 1-fase ejektorsystem

Ejektorsystemet som skal benyttes i dette studiet er skissert i Figur 2-4. Ved utløpet av pumpen (2) vil kuldemediet være i væskefase. Gjennom generatoren overføres termisk energi (spillvarme fra skruekompressoren) til kuldemediet og varmer opp dette til ønsket temperatur i punkt 3. Temperaturen i punkt 3 blir videre omtalt som generatortemperatur og trykket blir omtalt som generatortrykk. Etter reduksjonsventilen (8) entrer kuldemediet fordampere i væskeform. Trykket i punkt 8 vil dermed bestemme fordampningstemperaturen til ejektorsystemet. I punkt 9 entrer kuldemediet i mettet gasstilstand ejektoren på sugesiden. Trykket ut av ejektoren (7) vil som nevnt variere med flere parametere. Dette trykket bestemmer kondenseringstemperaturen. Ut av kondensatoren er kuldemediet i væskeform og blir forgrenet til pumpen og fordampere. Massestrømmen gjennom generatoren er i stor grad bestemt av geometrien til drivdysen, generatortrykk og generatortemperatur. Massestrømmen gjennom fordampere reguleres med reguleringsventilen.



Figur 2-4 CO₂ ejektorkrets uten bruk av separator

I Figur 2-5 er prosessen illustrert i et p-h diagram. Fra figuren illustreres fordelene med å utføre trykkoppbyggingen i væskeform fra punkt 1 til 2. Entalpidifferansen mellom innløp og utløp av pumpen er langt lavere sammenliknet med en kompressor. Som kjent er de isentropiske linjene slakkere til høyre i diagrammet. Dette er fordelaktig for den isentropiske ekspansjonen i drivdysen fra punkt 3 til 4. Her ønskes en stor entalpidifferanse for å frigjøre mer energi. Denne energien er drivkraften for å øke trykket til sugestrømmen fra fordampningstrykket til kondenseringstrykket. Teoretisk vil det dermed være mulig å sirkulere mer gjennom fordampere ved høyere generatortemperatur. Legg merke til trykket i punkt 4-5-6. Det blir her antatt at mikseringen av sugestrømmen og drivstrømmen foregår under konstant trykk. Trykkdifferansen mellom punkt 9 og 5 er drivkraften som får kuldemediet til å sirkulere gjennom fordampere.



Figur 2-5 p-h diagram for CO₂ ejektorkrets

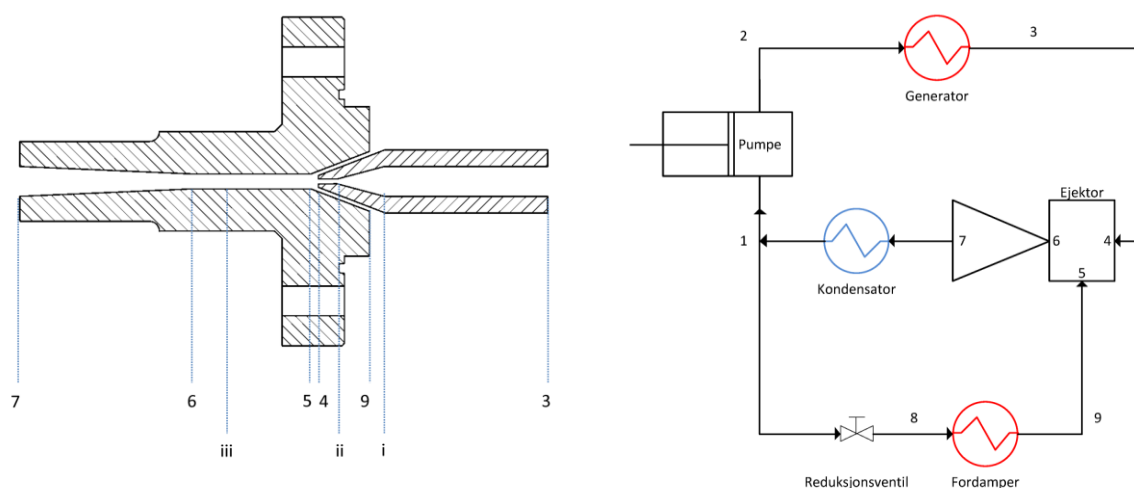
2.4 Datamodellenes utvikling

En av de første publiserte datamodellene ble utviklet av Keenan et al. (1950). Denne modellen var basert på ideell gass dynamikk og tok høyde for bevaring av massestrøm, moment og energi. Denne modellen var opphavet til de velkjente konstant trykk og areal modellene. Ved å sammenlikne de eksperimentelle forsøkene opp mot modellen viste det seg at konstant areal modellen var en god tilnærming til virkeligheten. Konstant trykk modellen viste seg å være utilstrekkelig og videre utvikling var nødvendig. For å bedre modellen for konstant trykk miksing, definerte Munday & Bagster (1977) et gitt tverrsnittareal i ejektoren hvor sugestrømmen blir choked av overføring av moment fra drivstrømmen. Dette tverrsnittarealet ble definert som "yy". Huang et al. (1985) videreutviklet denne tanken og definerte et fiktivt areal hvor sugestrømmen ble choked. Dette arealet ble definert som "effektivt areal A_e ". Eames et al. (1995) utførte eksperimentelle forsøk på et 1-fase ejektorsystem. Vann ble i dette tilfellet brukt som kuldemedie på grunn av den økte bruken av HFK gasser i kuldeanlegg og deres negative innvirkninger på miljøet. Resultatene viste en potensiell COP opp mot 0,5. En 1-D modell for R141b ble utviklet av Huang et al. (1999). Denne modellen var basert på effektivt areal A_e . Forsøksresultater fra et 1-fase ejektorsystem ble brukt for å verifisere modellen og parametere benyttet. Kornhauser (1990) utviklet en 1-D iterativ modell for R-12 for bruk til bevaring av ekspansjonsarbeid. Den teoretiske energibesparelsen på 21 % viste seg ved senere forsøk å være i realiteten bare noen få prosent (Harrell & Kornhauser 1995). Deng et al. (2007) registrerte opp mot 22 % økt COP i et transkritisk CO₂ kuldeanlegg ved å erstatte strupeventilen med en ejektor. Guangming et al. (2010) utførte forsøk med en transkritisk CO₂-ejektor i et 2-fase ejektorsystem og sammenlignet resultatene mot en datamodell.

Den teknologiske utviklingen de senere årene har vært formidabel og PC-ene har prosessorkapasitet til å utføre avanserte modelleringer som tidligere modellutviklere bare kunne drømme om. De senere årene har det dermed kommet mange matematiske modeller for å bedre forståelsen av strømningsmønsteret, trykkoppbygningen og kuldeytelsen til ejektorer basert på kondenseringstrykket, to-fase strømning og hydrodynamikk. Fordelene ved en datamodell kontra eksperimentelle forsøk ble av He et al. (2009) forklart; *Utviklingen av en datamodell tar mindre tid og koster mindre enn eksperimentelle forsøk. Store mengder simuleringresultater hentes ut uten ekstra kostnad og er velegnet for undersøkelse av parametere og optimaliseringsanalyse. Samtidig kan enkelte parametere være vanskelige å hente ut ved eksperimentelle forsøk, for eksempel tilstander inne i ejektoren.*

3 En-dimensjonal datamodell for 1-fase ejektorsystem

Alexis & Karayiannis (2005) utviklet en forenklet modell for å simulere potensialet ved å benytte en soldrevet ejektor i Aten i Hellas. Denne modellen er basert på masse- og energibevaring. Modellen er i utgangspunktet modellert for R-134a som kuldemediet. Denne modellen er videreutviklet for superkritisk CO₂ i et 1-fase ejektorsystem. For å ta hensyn til det komplekse strømningsmønsteret med blant annet choking og støt, benyttes virkningsgrader på drivdyse og diffusoren. Denne modellen er avhengig av noen antatt kjente innledende parametere. Disse er trykk og temperatur inn på drivdysen (p_3 og t_3), fordampningstrykket (p_9), kondenseringstrykket (p_1), overheting ut av fordamperen (Δt_{OH}), underkjøling ut av kondensatoren (Δt_{UK}) og virkningsgrad på drivdyse og diffusor (η_{DD} og η_{SD}). Se Figur 3-1 for nummerering av punktene i ejektoren og ejektorsystemet.



Figur 3-1 Illustrasjon av punkthenvising

1	-	Utløp kondensator
2	-	Utløp pumpe
3	-	Innløp drivdyse
4	-	Utløp drivdyse
5	-	Innløp miksekammer
6	-	Utløp miksekammer
7	-	Utløp diffusor/ Mikseseksjon
8	-	Utløp strupeventil
9	-	Innløp sugedyse
i	-	Tilstand før konvergerende del av drivdyse
ii	-	Tilstand i halsen til drivdyse
iii	-	Plassering hvor normalstøt forekommer, definert som y_y eller A_e

Blokkdiagram over datamodellen er vist i Figur 3-2. Det antas ingen trykkfall gjennom kondensatoren. Dette resulterer i at trykket ut av kondensatoren (p_1) er lik kondenseringstrykket p_7 . For å beregne entalpien i punkt 1, beregnes først temperaturen til mettet væske (t_{G1}) ved trykket p_1 . Entalpien etter kondensatoren kan dermed beregnes ut i fra trykket p_1 og temperatuene t_{G1} og Δt_{UK} . Det antas at trykket ut av pumpen er lik trykket inn på drivdysen (p_3) samt ingen entalpiøkning over pumpen ($h_2 = h_1$). Entalpien ut av fordampere (h_9) beregnes etter trykket p_9 , mettet gass temperatur ved trykket p_9 (t_{G9}) og overhetingstemperaturen Δt_{OH} . Entalpi- og entropieverdiene for innløpet til drivdysen (h_3 og s_3) beregnes ut ifra p_3 og t_3 . Trykket ut av strupeventilen før fordampere (p_8) settes lik trykket på sugestrømmen inn på ejektoren (p_9). Entalpien h_8 settes lik h_1 . Ettersom denne modellen ikke tar hensyn til trykket innad i ejektoren, antas trykket i ejektoren lik fordampningstrykket p_9 . Entalpi verdien inn på sugesiden h_5 antas dermed lik entalpi verdien ut av fordampere h_{10} . Trykket ut av drivdysen (p_4) settes lik p_9 . Ekspansjonen gjennom drivdysen antas isentropisk og s_4 settes lik s_3 . Isentropisk entalpi verdi ut av drivdysen (h_{4_is}) kan dermed beregnes ut i fra trykket p_4 og entropi verdien s_{4_is} . Entalpi verdien ut av drivdysen kan dermed beregnes ut ifra Formel 3-1.

$$\eta_{DD} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4is}}$$

Formel 3-1 Isentropisk virkningsgrad på drivdyse

For at modellen skal ha et utgangspunkt, må massestrømforholdet Φ_m antas i første omgang. Basert på denne, kan den teoretiske entalpi verdien h_7 beregnes. Dette utføres ved å anta ingen hastigheter ved alle innløp og utløp på ejektoren. Videre beregnes h_6 ut i fra beregnet verdi av h_7 ved å sette opp et likningsett bestående av tre likninger basert på massestrøm- og energibevaring. Ettersom choking og støt er ivarettatt som en del av virkningsgraden til diffusoren, skjer ingen trykkoppbygning før innløpet til diffusoren. Trykket inn på diffusoren p_6 settes dermed lik trykket p_4 . Temperaturen t_6 beregnes ut ifra entalpien h_6 og trykket p_6 . Entropi verdien beregnes dermed av temperaturen t_6 og trykket p_6 . Trykket ut av diffusoren p_7 settes lik trykket ut av kondensatoren p_1 og entropien s_7 settes lik entropien s_6 . Isentropisk entalpi verdi h_{7_is} ut av diffusoren kan dermed beregnes ut i fra s_7 og p_7 . Faktisk entalpi verdi h_7 beregnes ut i fra Formel 3-2.

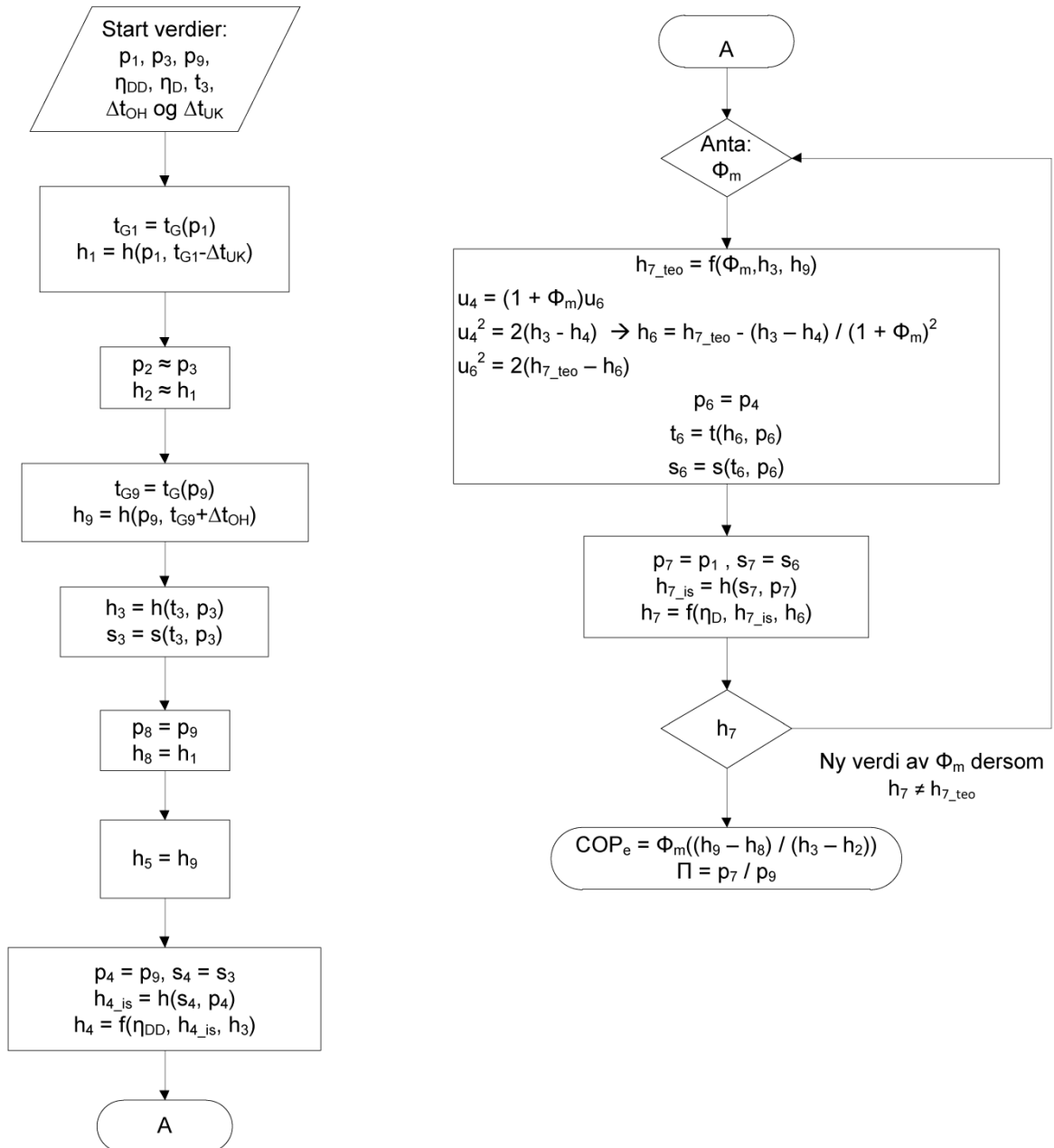
$$\eta_D = \frac{h_{7is} - h_6}{h_7 - h_6}$$

Formel 3-2 Isentropisk virkningsgrad på diffusor

Derom $h_7 \neq h_{7_teo}$ må en ny verdi av massestrømførholdet Φ_m velges. Programmet vil utføre denne iterasjonen til ønsket nøyaktighet er oppnådd. Kuldefaktoren til systemet vil dermed kunne beregnes ut i fra Formel 3-3.

$$COP_e = \Phi_m \frac{h_9 - h_8}{h_3 - h_2}$$

Formel 3-3 Kuldefaktor for ejektorsystem



Figur 3-2 Blokkdiagram for 1-D ejektormodell

For å tilpasse modellen mot eksperimentell data, benyttes virkningsgrader på drivdysse og diffusor. Ettersom modellen tar inn kondenseringstrykk og fordampningstrykk som innledende parametere, er altså trykkforholdet forhåndsbestemt. Sluttresultatet fra modellen er massestrømforholdet og dermed COP_e .

4 Forsøksriggen

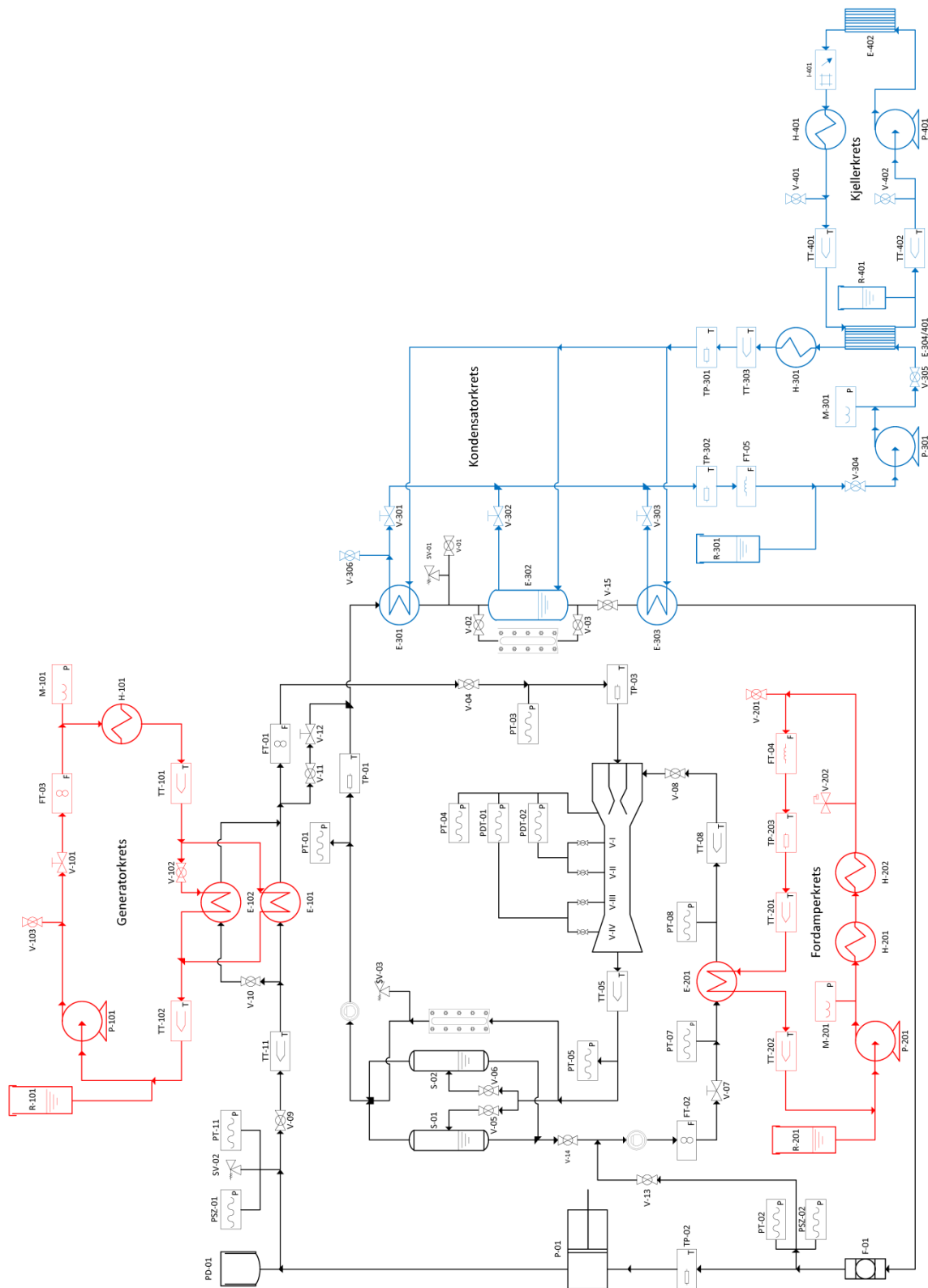
P&ID av forsøksriggen som ble benyttet er vist i Figur 4-1. Denne riggen består av CO₂-kretsen (svart farge) med ejektor og fire åpne sirkulasjonskretser. Generatorkretsen tilfører energi til generatoren og varmer opp CO₂ til ønsket temperatur inn på drivdysen. Fordamperkretsen tilfører energi til fordamperen. Avgitt energi fra fordamperkretsen til CO₂-kretsen tilsvarer kuldeytelsen til ejektorsystemet. Kondensatorkretsen tar ut energi fra kondensatoren. Energien hentet ut av kondensatorkretsen tilsvarer tilført energi fra generator- og fordamperkretsen. Kondensatorkretsen overfører igjen energien til en ny sirkulasjonskrets som til slutt dumper energien til et kuldeanlegg. Dette kuldeanlegget må ikke forveksles med kuldeanlegget som skal effektiviseres senere. I CO₂-kretsen er det plassert ut trykk, temperatur og massestrømmålere hvor dette er nødvendig. Ut i fra avleste verdier kan, kan energien tatt opp/ avgitt i varmevekslerene berignes med entalpidifferanse og massestrøm. Beregningene verifiseres ved å utføre de samme beregningene på sirkulasjonskretsene. I sirkulasjonskretsene benyttes hovedsakelig en glykolblanding for å kunne benytte temperaturer under 0 °C. Overført energi fra sirkulasjonskretsene beregnes av temperaturdifferansen og kjent cp verdi for fluidet. For å beregne cp-verdien benyttes gjennomsnittstemperaturen til fluidet gjennom varmeveksleren. Usikkerhetsanalyse ble ivaretatt for alle målepunktene og beregnede verdier. For hver måleserie ble et utdrag av nøkkelberegninger og de viktigste måledataene summert opp i en tabell. Et eksempel er vist i Tabell 4-1.

Tabell 4-1 Oppsummering av nøkkelberegninger og måledata fra en forsøksserie

Beskrivelse	Symbol	Verdi	Usikkerhet	
Massestrømforhold	Φ_m	0,39	0,01	[-]
Trykkforhold	Π	1,09	0,01	[-]
Ytelsesgrad	COPe	0,38	0,01	[-]
Virkningsgrad Ejektor	η_e	0,07		[-]

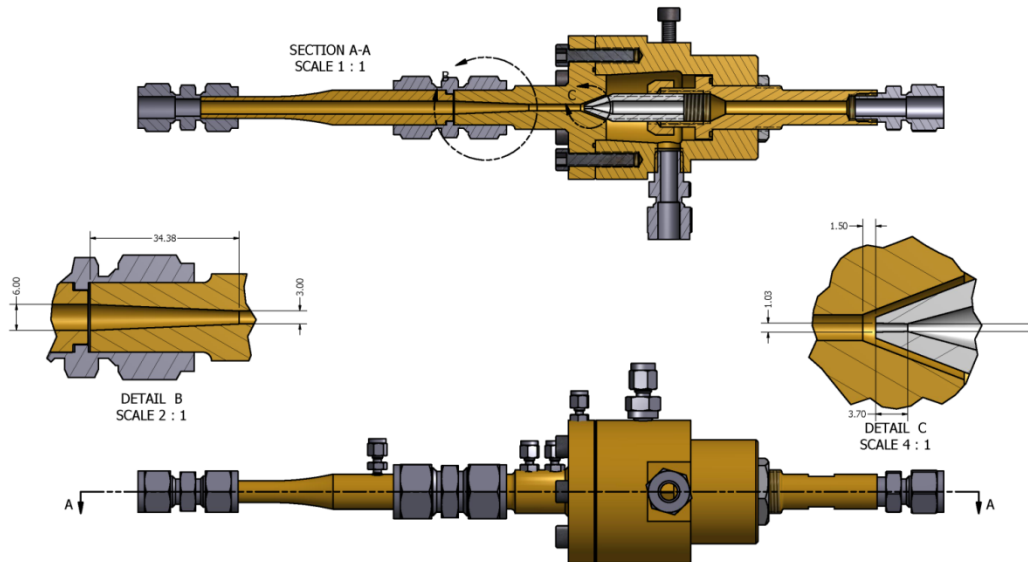
Energiregnskap Glykolkretser			Energiregnskap CO ₂ -krets			
Kilde	Verdi	Usikkerhet	Kilde	Verdi	Usikkerhet	
Generator	4,12	0,31	Generator	4,69	0,09	[kW]
Fordamper	1,85	0,15	Fordamper	1,83	0,03	[kW]
Kondensator	-5,33	1,55	Kondensator	-6,56	0,20	[kW]
			CO ₂ -pumpe	0,07	0,11	[kW]
Totalt	0,64	1,59	Totalt	0,03	0,25	[kW]

Beskrivelse	Tag	Snitt	Usikkerhet	
Massestrøm innløp drivdyse	FT01	1,71	0,01	kg/min
Massestrøm innløp sugedyse	FT02	0,66	0,01	kg/min
Temp innløp kondensator	TP01	30,39	0,98	degC
Temp innløp pumpe	TP02	21,24	0,98	degC
Temp innløp drivdyse	TP03	60,00	0,98	degC
Temp utløp ejektor	TT05	29,85	0,20	degC
Temp utløp fordamper	TT08	25,18	0,20	degC
Temp utløp pumpe	TT11	26,54	0,20	degC
Trykk innløp kondensator	PT01	62,86	0,23	Bara
Trykk innløp pumpe	PT02	63,09	0,19	Bara
Trykk innløp drivdyse	PT03	99,99	0,24	Bara
Trykk innløp sugedyse	PT04	56,38	0,20	Barg
Trykk utløp ejektor	PT05	63,30	0,19	Bara
Trykk utløp fordamper	PT08	58,03	0,23	Bara
Trykk innløp fordamper	PT07	57,37	0,20	Bara
Trykk utløp pumpe	PT11	102,78	0,29	Bara
Diff. Trykk ejektor 1	PDT01	4,62	0,03	Bar
Diff. Trykk ejektor 2	PDT02	-0,09	0,02	Bar



Figur 4-1 P&ID av forsøksriggen. Designet i Microsoft Visio 2010

En illustrasjon av ejektoren er vist i Figur 4-2. De viktigste geometriske parameterne er vist i utsnittene Detail B og Detail C i figuren. Lengden på miksekammeret er 24 mm.



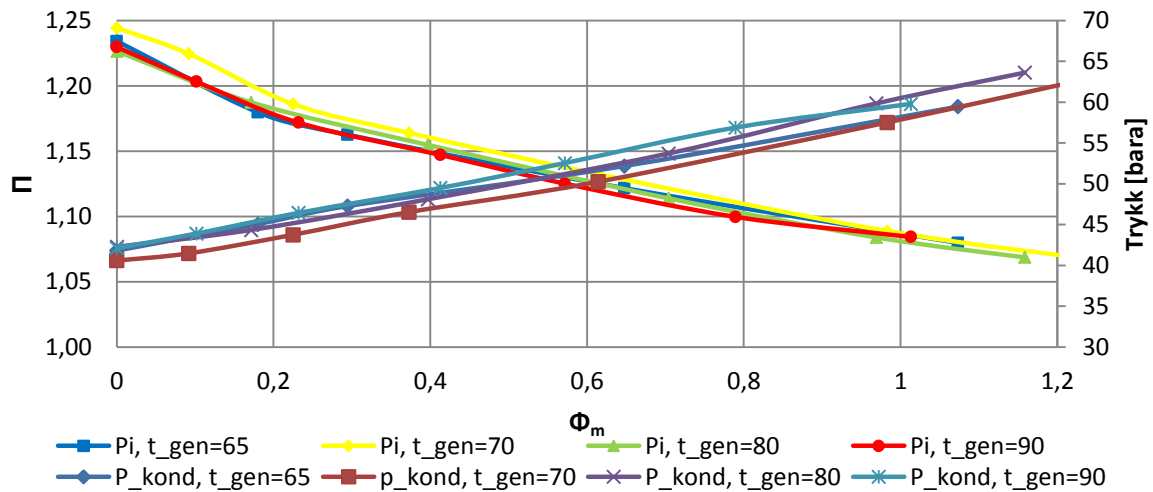
Figur 4-2 Ejektor tverrsnittskisse. Målestokk: mm. Designet i Autodesk Inventor 2011

5 Resultater med diskusjon

5.1 Forsøksresultater

Ejektorytelsens påvirkning av generatortrykk og generatortemperatur

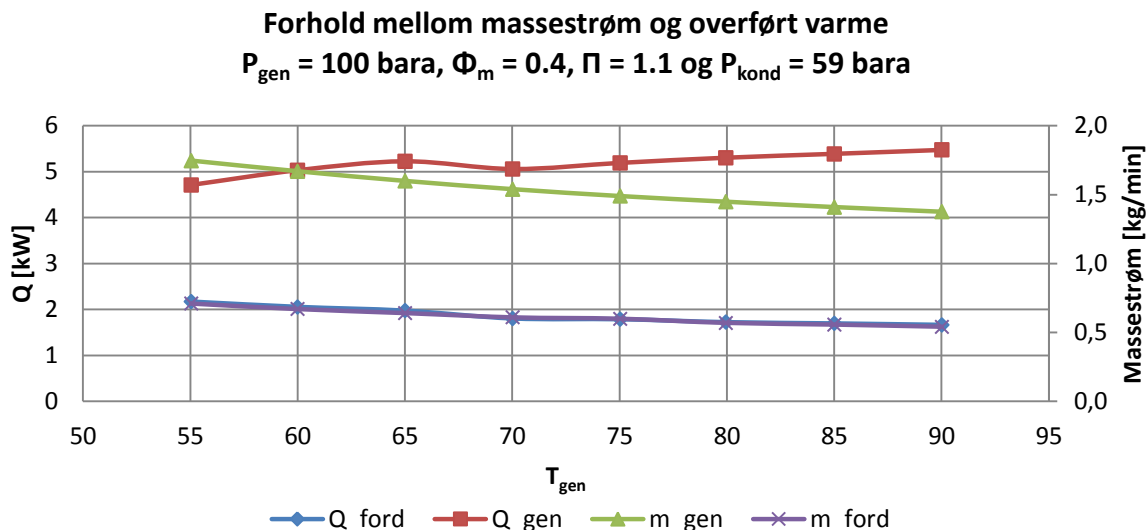
Forsøkene viste at høyere generatortrykk gir høyere trykkforhold. Alle forsøkene ble dermed utført med generatortrykk på 100 bara som er maksimalt godkjent trykk i forsøksriggen. Figur 5-1 viser sammenhengen mellom trykkforholdet og massestrømførholdet ved generatortemperaturer mellom 55 °C og 90 °C. Fra figuren vises nesten identiske resultater for trykkforholdet, uavhengig av generatortemperaturen. De små avvikene i trykkforhold kan antas å være direkte relatert til små avvik i kondenseringstrykket. I den samme figuren er også kondenseringstrykket for hver måleserie tatt med. Som det vises, er det den måleserien med det laveste kondenseringstrykket som gir det høyeste trykkforholdet. Mer om dette i avsnittet under.



Figur 5-1 Trykkforhold kontra massestrømforhold. Generatortrykk = 100 bara

I Figur 5-2 vises målte verdier for massestrøm og beregnede verdier for overført varme i varmevekslerene i generatorkretsen og fordamperkretsen ved forskjellige generatortemperaturer. Forsøket er utført med konstant massestrømforhold, trykkforhold og generator- og kondenseringstrykk. Når generatortemperaturen øker, ser vi at massestrømmen gjennom generatoren reduseres. Dette skjer på grunn av redusert tetthet til CO_2 når temperaturen stiger. Mindre massestrøm vil dermed kunne trenge gjennom drivdysen. Til tross for redusert massestrøm gjennom generatoren, vil effektbehovet øke ved økt generatortemperatur. Dette på grunn av konstant temperatur inn på generatoren² og økt temperatur ut av generatoren. Med konstant massestrømforhold vil massestrømmen gjennom fordampere reduseres proporsjonalt med massestrømmen gjennom generatoren. Gitt av dette, reduseres fordampningsarbeidet i fordampere proporsjonalt med redusert massestrøm gjennom fordampere. Etersom COP_e er en funksjon av massestrømforholdet, generatorarbeid og fordampningsarbeid, vil COP_e reduseres ved høyere verdier på generatortemperaturen når massestrømforholdet er konstant. De samme resultatene ble også funnet av Eames et al. (1995).

² Temperaturen inn på generatoren tilsvarer kondenseringstemperaturen.

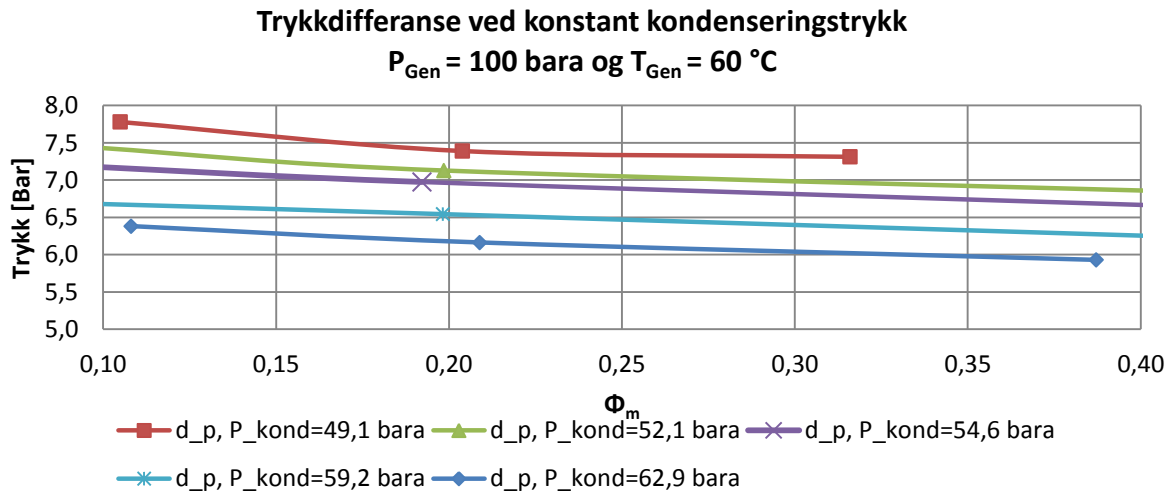


Figur 5-2 Generator temperaturesens påvirkning på massestrømmene og overført energi i fordampere og generator

Generator temperaturen som benyttes videre er 60 °C. Dette anses som den laveste generator temperaturen som kan benyttes uten at strømmingen ut av ejektoren er i 2-faseområdet. Slik denne forsøksriggen er bygget opp, vil det ved 2-fasestrømming i utløpet av ejektoren akkumuleres kuldemedie i separatorene. Dette vil forstyrre fyllingsgraden til anlegget og påvirke driften.

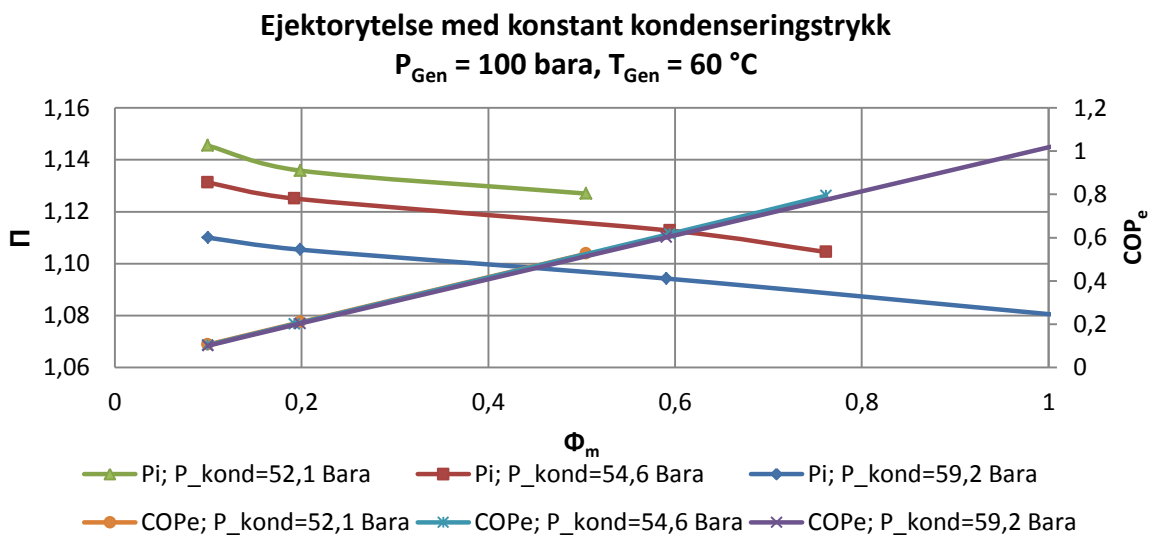
Kondenseringstrykkets innvirkning på ejetorytelsen og virkningsgrad

Trykkdifferansen over ejektoren er som kjent av spesiell interesse. I Figur 5-3 illustreres hvordan trykkdifferansen påvirkes av kondenseringstrykket og massestrømforholdet. Figuren viser en klar økning i trykkløftet ved lavere verdier på kondenseringstrykket. Det vil si at ejektoren yter bedre ved lavere fordampningstrykk. Basert på disse resultatene samt resultatene fra Figur 5-1 vil trykkløftet kunne økes ved å redusere kondensator- og fordampningstrykket eller øke generatortrykket.



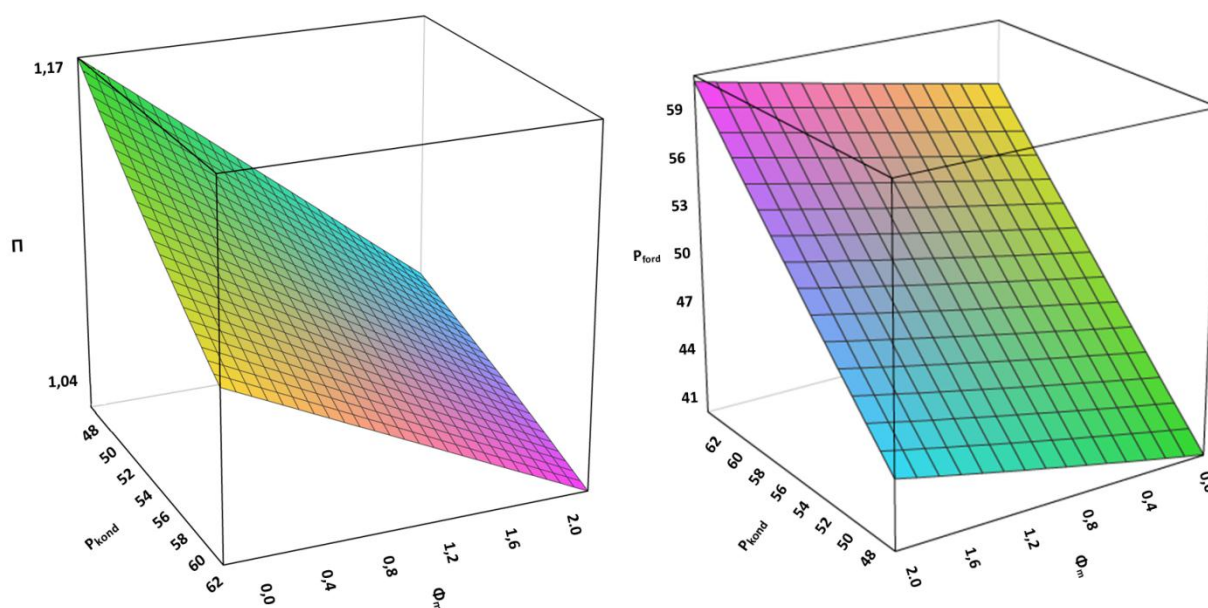
Figur 5-3 Trykkdifferanse med konstant kondenseringstrykk og varierende Φ_m

I Figur 5-4 er trykkforholdet og COP_e illustrert for konstant kondenseringstrykk og variabelt massestrømforhold. I likhet med resultatene over, gir det laveste kondenseringstrykket det største trykkforholdet. COP_e er tilnærmet uavhengig av kondenseringstrykket. Som det kan avleses i figuren, er massestrømforholdet tilnærmet lik COP_e .



Figur 5-4 COP_e og trykkforhold med varierende massestrømforhold og konstant kondenseringstrykk

I Figur 5-5 vises sammenhengen mellom fordampningstrykket, kondenseringstrykket og massestrømforholdet. Lavt massestrømforhold og lavt kondenseringstrykk gir det beste trykkforholdet.



Figur 5-5 3-D visualisering av trykkforhold og fordampningstrykk med hensyn på kondenseringstrykk og massestrømforhold

Diskusjon

Hvorfor høyt generatortrykk gir størst trykkforhold kan teoretisk forklares med høyere entalpidifferanse fra innløpet til drivdysen til utløpet. Som nevnt tidligere vil dette frigjøre mer energi i ejektoren til å øke massestrømforholdet eller trykkforholdet. Den samme teorien gjelder ved å øke generatortemperaturen. Dette viste seg ikke å gi noen innvirkning på verken massestrømforholdet eller trykkforholdet. Hvorfor økt generatortrykk gir høyere trykkforhold kan dermed ikke uten videre forklares.

I Figur 5-4 ble det vist at COP_e er uavhengig av kondenseringstrykket. Ved en forandring av kondenseringstrykket vil entalpiverdiene inn på pumpen og strupeventilen også forandre seg. Ettersom strømmingen gjennom pumpen og strupeventilen er isentalpisk³, vil også entalpiverdiene ved innløpet til generatoren og fordampere forandre seg like mye. Forandring i entalpidifferanse gjennom generatoren og fordampere blir dermed den samme. En endring i kondenseringstrykket vil dermed ikke medføre til store endringer i COP_e . Gitt av dette er entalpidifferansen i generatoren og fordampere tilnærmet den samme.

Det største trykkforholdet ble målt til 1,23 ved kondenseringstrykk 42,28 bara. Dette tilsvarer en fordampningstemperatur på $-0,62\text{ °C}$ og en kondenseringstemperatur på $7,49\text{ °C}$ ($\Delta t = 8,11\text{ °C}$). For å

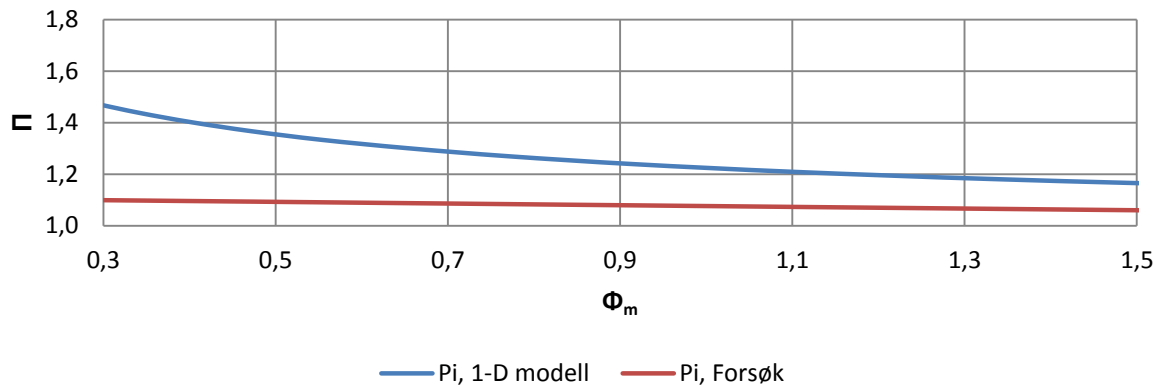
³ Strømmingen gjennom pumpen er ikke 100% isentalpisk

oppnå best ejektorytelse bør kondenseringstemperaturen velges så lav som mulig. Hvorfor det ikke lyktes å oppnå lavere fordampningstemperatur enn $-0,63$ °C ved generatortrykk på 100 bara, er usikkert. Guangming et al. (2010) utførte også forsøk med CO₂-ejektorer med fordampningstemperatur ned mot -1 °C (34 bara). Hvorvidt dette var laveste mulig fordampningstemperatur vites ikke. I det samme forsøket ble det benyttet kondenseringstrykk lik 46,3 bara. Dette tilsvarer et trykkforhold på 1,36 og et temperaturløft på 12 °C. Dette resultatet ble oppnådd med massestrømforhold lik null (0), generatortemperatur lik 34 °C og generatortrykk lik 95 bara. Disse resultatene ligger langt over hva som er funnet oppnåelig i dette studiet. Ettersom trykkforholdet har vist seg å være uavhengig av generatortemperaturen er forklaringen mest sannsynlig geometriske forskjeller i ejektordesignet. I de samme forsøkene ble det vist at massestrømforholdet når et toppunkt etter hvert som dette økes og trykkforholdet blir lavere. Disse resultatene stemmer ikke overens med hva som ble funnet i denne rapporten. Som blant annet Figur 5-1 illustrerer, vil ikke massestrømforholdet synke når trykkforholdet når en viss nedre verdi. I Guangming et al. (2010) skjedde dette fenomenet ved et trykkforhold på ca. 1,1 og massestrømforhold på ca. 0,75. Verdiene varierte litt med kondenseringstrykket. Dette er verdier på massestrøm- og trykkforhold som er blitt godt utforsket. Hvorfor dette strømningsfenomenet ikke skjedde under forsøkene vites ikke.

5.2 Validering av ejektormodeller

En-dimensjonal datamodell

Simuleringene blir utført med generatortemperatur lik 60 °C og generatortrykk lik 100 bara. Figur 5-5 viser forholdet mellom trykkforholdet og massestrømforholdet. Virkningsgradene på drivdyse og diffusor er her valgt til 0,75. Som figurene viser vil 1-D modellen gi langt høyere trykkforhold enn hva som er realistisk mulig. Dette gjelder i særskilt stor grad ved lave verdier for massestrømforholdet. Ettersom kondenseringstrykket holdes konstant, vil dette si at fordampningstrykket blir langt lavere enn fysisk mulig.



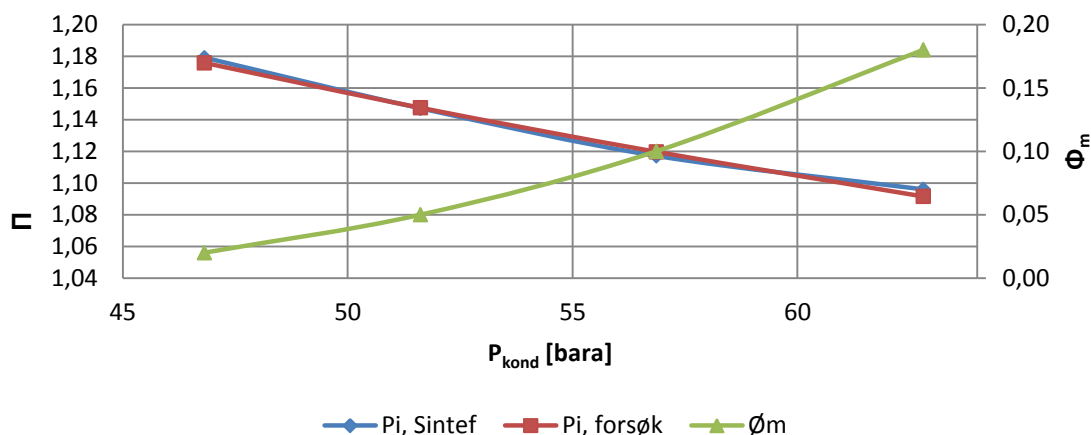
Figur 5-6 Sammenlikning av Π og Φ_m for 1-D modellen og forsøksresultatene. $T_{gen}=60^\circ\text{C}$, $P_{gen}=100$ bara, $\eta_D=0,75$ og $\eta_{DD}=0,75$

Ved å velge andre verdier på virkningsgraden på drivdysen og diffusoren kunne avviket mellom grafene reguleres noe, uten at dette var tilstrekkelig.

Det kommer klart frem av figuren at ytelseskarakteristikken for den en-dimensjonale modellen er svært ulik resultatene fra forsøkene. I motsetning av den tilnærmet lineære kurven fra de utførte forsøkene, er kurven fra modellen eksponentiell når massestrømforholdet nærmer seg null. Dette gjør det svært vanskelig å kalibrere/validere modellen.

SINTEF ejektormodell

SINTEF Energi AS har utviklet en datamodell for simulering av ejektorer med 2-fase-strømning i utløpet av ejektoren. Denne modellen benytter i tillegg til energi-, moment- og massestrømbevaring også geometri, friksjon og strømningsmønster gjennom ejektoren. De innledende simuleringene viste at denne modellen gir for høyt trykkforhold. I et forsøk på å redusere trykkforholdet ned til de verdiene som ble funnet i forsøkene ble ruheten på overflatene i drivdusen og mikseseksjonen økt. Dette utgjorde en marginal forskjell på resultatene. Ved å redusere massestrømmen med en faktor på 0,85 ble resultatene fra trykkforholdet tilnærmet identisk med forsøksresultatene. Se Figur 5-7 for illustrasjon.



Figur 5-7 Sammenlikning av simuleringer og forsøksdata. Drivdyse N3 og mikseseksjon D1. Massestrøm inn på drivdyse i simuleringene er 1,45 kg/min

Fra Figur 5-7 illustreres også hvordan modellen håndterer trykkløftet når massestrømforholdet går mot null. Det er tidligere vist at en-dimensjonale modeller har en eksponentiell kurve for trykkforholdet når massestrømforholdet går mot null. Dette er ikke tilfelle for den mer omfattende modellen utviklet av SINTEF hvor kurvene og dermed verdiene for trykkforholdet, kan sies å være tilnærmet identiske.

Diskusjon

Denne modellen har sine begrensninger når det gjelder troverdighet til løsningene. Dette kommer først og fremst av enkelheten til modellen. Modellen tar ikke hensyn til geometrisk utforming av ejektoren og heller ikke faktorer som påvirker ytelsen når den opererer i off-design. Samtidig setter ikke modellen begrensninger på minste trykk i fordampneren eller trykkforholdet. Dette gjør det mulig å velge innledende parametere som ikke er realistiske. Fra simuleringene kommer det klart frem at denne modellen, som opprinnelig var ment for kuldemedie R-134a, ikke samsvarer med forsøksresultatene og gir en svært ulik ytelseskarakteristikk. Ved å velge verdier på virkningsgrad på drivdyse og diffusor kan trykkforholdet reguleres til en viss grad, men dette vil i beste fall gi riktige verdier for et spesifikt massestrømforhold. R-134a har svært ulike termofysiske egenskaper sammenliknet med CO₂. En trykkdifferanse på 3,7 bar gir hele 30 °C i temperaturdifferanse. Trykkforholdet i dette tilfellet er på hele 2,85. Sammenliknet med resultatene for CO₂, gir en trykkdifferanse på 1,08 ved kondenseringstrykk på 60 bara et fordampningstrykk lik 55,6 bara. Trykkdifferansen er på 4,4 bar noe som resulterer i beskjedne 3,3 °C i temperaturdifferanse. I simuleringene utført av Alexis & Karayiannis (2005) benyttes fordampningstemperaturer ned til -10

°C og kondenseringstemperaturer opp til 40 °C. Dette gir et totalt temperaturløft på 50 °C. Trykkforholdet blir i dette tilfellet på hele 5,06.

Simuleringene fra modellen utviklet av SINTEF er en god tilnærming av ejektorer med CO₂ som kuldemedie. Ved å redusere massestrømmen inn på drivdysen med en faktor på 0,85, vil trykkforholdet fra simuleringene og forsøkene være tilnærmet like. Årsaken til dette avviket kommer mest sannsynlig fra noen forenklinger som er gjort i modellen. Modellen benytter ikke faktisk diameter i halsen på drivdysen. Denne blir beregnet for at modellen skal ta utgangspunkt i choket strømming. Ettersom beregnet diameter avviker fra faktisk diameter, vil mest sannsynlig dette i stor grad påvirke beregnet ejektorytelse. Sett bort i fra avvik i massestrøm inn på drivdysen, gir modellen godt tilpassede verdier på ejektorytelsen. Dette hentyder på at modellen beregner trykkoppbygningen på en tilfredsstillende måte sammen med massestrømforholdet. Avviket i massestrøm inn på drivdysen bør undersøkes ved flere drivdysgeometrier for å verifisere kontinuitet i avviket.

5.3 Kombinert ejektorsystem med kuldeanlegg

Det eksisterer flere potensielle systemløsninger når et ejektorsystem skal implementeres med et eksisterende kuldeanlegg. To aktuelle systemløsninger blir presentert i de neste avsnittene. Beregningene tar utgangspunkt i en årsgjennomsnittlig havtemperatur på 15 °C og en temperaturdifferanse på 2 °C i varmevekslerene ($\Delta t=2^{\circ}\text{C}$). Det vil si at ejektorsystemet kondenserer på 17 °C. De samme temperaturdifferansene gjelder også i fordampere til ejektorsystemet. Beregningene tar utgangspunkt i generatortemperatur på 60 °C og generatortrykk på 100 bara. Kuldeanlegget har en kondensator- og fordampningstemperatur på henholdsvis 20 °C og -25 °C. Kuldelasten Q_0 er 1000 kW. Isentropisk virkningsgrad på skruekompressoren er 0,8 og 50 % av kompressorarbeidet er tilgjengelig som termisk energi i generatoren til ejektorsystemet.

Kjølerom

Dersom brukeren av kuldeanlegget har behov for et eksternt kjølerom med lav kuldeytelse, vil et ejektorsystem være et driftssikkert valg med lave vedlikehold og driftsutgifter. For å kunne benytte ejektorsystemet for å avkjøle et separat kjølerom som holder 5 °C, kreves et temperaturløft på 14 °C når det kondenseres mot sjøvann på 15 °C. For den aktuelle kondenseringstemperaturen på 17 °C er trykkforholdet maksimalt 1,14, noe som gir en fordampningstemperatur på 11,56 °C. Medregnet temperaturdifferansen tilsvarer dette en kjøleromtemperatur lik 13,56 °C. Som kjent oppnås

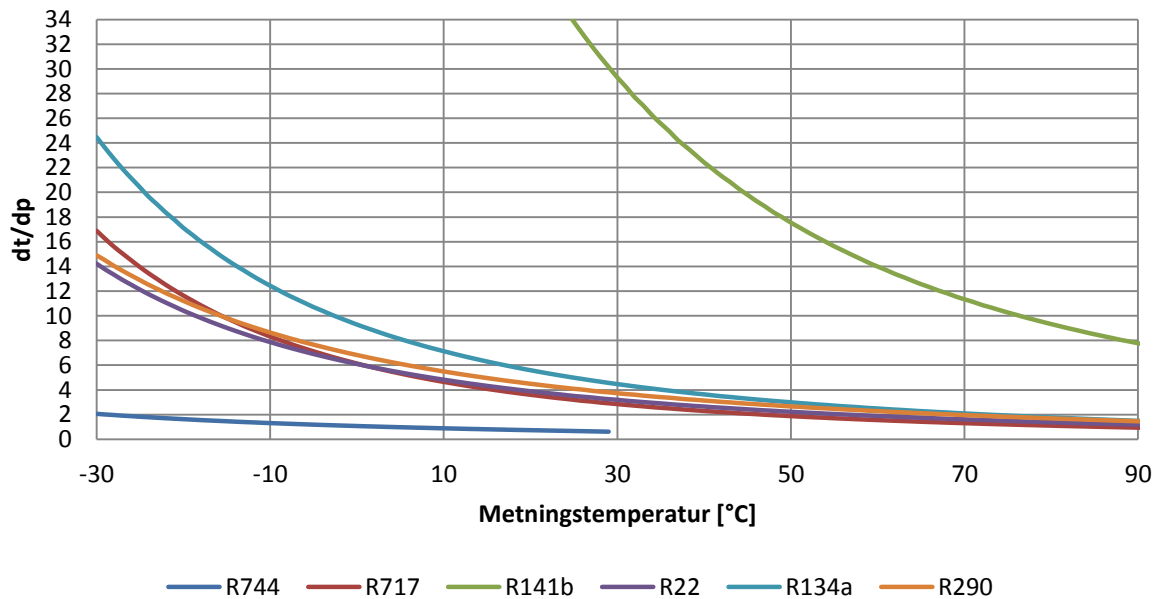
maksimalt trykkforhold når massestrømforholdet er lik 0. Kjøleytelsen vil dermed ved dette fordampningstrykket være 0 kW. Ved økt massestrømforhold og dermed økt kuldeytelse vil trykkforholdet reduseres. Kjøleromtemperaturen vil dermed bare øke etter hvert som kuldeytelsen økes. Det er dermed klart at denne systemløsningen aldri vil tilfredsstille temperaturkravet i kjølerommet, noe som gjør at denne systemløsningen må forkastes. Skal temperaturkravet overholdes må kondensatoren varmeveksle mot en annen varmesluk med lavere temperatur.

Underkjøling

Ved å underkjøle NH_3 ut av kondensatoren på et kuldeanlegg, oppnås en lavere entalpi-verdi inn på fordamperen. Dette reduserer andelen av gass inn på fordamperen som gjør at kuldeytelsen øker ved konstant kompressorarbeid. Beregningene blir utført ved konstant kuldeytelse og redusert kompressorarbeid. For å beregne energieffektiviseringspotensialet er det to parametere som er avgjørende, COP_e og trykkforholdet. Maksimal energieffektivisering skjer ved Φ_m lik 0,19. Ved $\Phi_m < 0,19$ er det COP_e som begrenser energieffektiviseringspotensialet. Dette skjer på grunn av lavt massestrømforhold i ejektorsystemet og dermed begrenset med kjølekapasitet. Ved $\Phi_m > 0,19$ er det trykkforholdet som begrenser energieffektiviseringspotensialet. Dette skjer på grunn av at trykkforholdet er maksimalt av hva ejektoren klarer. Ved $\Phi_m = 0,19$ oppnås en maksimal underkjøling på 6,15 °C som resulterer i økt COP fra 3,66 til 3,75. Dette tilsvarer en økning i COP på 2,5 % og en reduksjon av kompressorarbeidet på 2,6 %. Disse beregningene tar utgangspunkt i at ejektorsystemet kondenserer på 17 °C og kuldeanlegget kondenserer mot 20 °C. Dette gir ejektorsystemet 3 °C i fordel på grunn av lavere Δt i varmevekslerene.

Diskusjon

Energieffektiviseringspotensialet med CO_2 -ejektorsystem har vist seg å være svært lav. I den beste systemløsningen ble COP økt med 2,5 % og den andre systemløsningen måtte forkastes. Dette er i hovedsak forårsaket av den lave temperaturdifferansen mellom fordamperen og kondensatoren. Når Δt i fordamperen og kondensatoren blir medregnet, vil temperaturløftet reduseres ytterlig. En lav Δt ble benyttet i ejektorsystemet for å oppnå energieffektivisering. I systemløsningen "Underkjøling" vil hele energieffektiviseringspotensialet falle bort dersom Δt i ejektorsystemet økes til 5 °C. Dette er en direkte årsak av det lave temperaturløftet som oppnås med massestrømforhold på 0,19. Figur 5-8 illustrerer $\Delta t_{sat}/\Delta p$ for flere kuldemedier. Der kommer det klart frem ulempene ved å benytte CO_2 som kuldemedie i ejektorsystemer hvor trykkløftet er en begrensende faktor.



Figur 5-8 Forandring i metningstemperatur ved trykkforandring, $\Delta t_{\text{sat}}/\Delta p$

I simuleringene “kjølerom” kommer det klart frem at ejektorsystemet ikke oppnår tilstrekkelig lav temperatur i fordamperen når den kondenserer på 17 °C. Laveste oppnåelige temperatur i kjølerommet er 13,56 °C med en temperaturredifferanse i varmevekslerene på 2 °C. For at ønsket temperatur i kjølerommet skal oppnås, må ejektorsystemet kondensere mot en kilde med lavere temperatur. Ved å hente sjøvann fra en dypere dybde, vil det kunne være mulig å benytte dette systemet. For å oppnå 5 °C i kjølerommet må ejektorkretsen kondensere mot sjøvann på 7,5 °C når massestrømforholdet er 0,2. Dette resulterer i en fordampningstemperatur lik 3 °C. For å hente opp sjøvann med så lav temperatur året rundt vil kreve store investeringskostnader. Når kjøleeffekten blir på beskjedene 28 kW vil denne systemløsningen bli for kostbar i forhold til økt energieffektivisering.

Underkjøling av kuldemedie (NH_3) i kuldemaskinen vil resultere til økt kuldekapasitet. Fra simuleringene ble det vist at et ejektorsystem kan underkjøle NH_3 fra 20 °C ned til 13,85 °C. En reduksjon av kompressorarbeidet på 2,6 % vil i de fleste tilfeller ikke være tilstrekkelig når investeringskostnadene medregnes. For å kunne implementere ejektorsystemet for å underkjøle NH_3 , vil det være nødvendig med modifisering av selve kuldemaskinen i tillegg til oppsett av ejektorsystemet. Dette vil medføre store kostnader, og det antas dermed at energieffektiviseringspotensialet er for lavt til at denne systemløsningen vil være aktuell for industrien å implementere.

6 Konklusjon

Ejektorsystemer har et høyt potensiale vedrørende energieffektivisering av eksisterende kuldeanlegg. Dette gjelder dog ikke med CO₂ som kuldemedie i de aktuelle systemløsningene. Til tross for at CO₂-ejektorer har mulighet for å lage et høyt massestrømforhold, vil energieffektiviseringspotensialet ved å implementere et ejektorsystem være marginal på grunn av det lave temperaturløftet mellom fordamper og kondensator. Dette temperaturløftet vil i ytterligere grad reduseres når Δt i varmevekslerene medregnes. For å oppnå størst mulig temperaturdifferanse må massestrømforholdet reguleres ned. Dette går på bekostning av kuldefaktoren til ejektorsystemet. I et eksisterende kuldeanlegg med skruekompressor, vil det være begrenset tilgang på termisk energi til generatoren i ejektorsystemet. Kuldeytelsen vil dermed bli lav når det tilstrebes å oppnå størst mulig temperaturdifferanse. For å øke temperaturdifferansen bør alternative ejektorgeometrier utforskes. Også alternative kuldemedier med høyere $\Delta t_{sat}/\Delta p$ bør vurderes ved implementering av et ejektorsystem i et eksisterende kuldeanlegg. Av spesielt interesse kan R-290 nevnes. I forhold til CO₂ er $\Delta t_{sat}/\Delta p$ hele 6 ganger høyere for R-290. Temperaturdifferansen vil dermed være 6 ganger høyere for den samme trykkdifferansen.

Det er tydelig at den en-dimensjonale modellen er for enkel, og fungerer dermed ikke tilfredsstillende. Avviket i trykkforholdet vil i stor grad variere med trykkforholdet, der et lavt trykkforhold gir det største avviket. Den mer komplekse modellen fra SINTEF Energi AS benytter flere parametere under beregningene av trykkforholdet. Til tross for avvik i massestrømmen inn på drivdysen, vil denne modellen kunne videreutvikles til å være en god tilnærming til faktisk ejektorytelse.

Av de aktuelle kandidatene, kom underkjøling av NH₃ ut som beste løsning. Ved å underkjøle kuldemediet til kuldemaskinen, kunne kompressorarbeidet reduseres med 2,6 %. Med hensyn på investeringskostnader, tapte inntekter under montasje, økt kompleksitet og økt vedlikehold vil dette være en ikke-lønnsom investering.

Bibliografi

- Abdulateef, J. M., Sopian, K. & Sulaiman, M. Y. (2008). Review on solar-driven ejector refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy*, 13: 1338-1349.
- Alexis, G. K. & Karayiannis, E. K. (2005). A solar ejector cooling system using refrigerant R134a in the Athens area. *Renewable Energy*, 30: 1457-1469.
- Chunnanond, K. & Aphornratana, S. (2004). Ejectors: applications in refrigeration technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 8 (2): 129-155.
- Deng, J., Jiang, P., Lu, T. & Lu, W. (2007). Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector. *Applied Thermal Engineering*, 27 (2-3): 381-388.
- Eames, I. W., Aphornratana, S. & Sun, D. W. (1995). *The jet pump cycle-A low cost refrigerator option powered by waste heat*. Sheffield: Department of Mechanical and Process Engineering.
- Guangming, C., Xiaoxiao, X., Shuang, L., Lixia, L. & Liming, T. (2010). An experimental and theoretical study of a CO₂ ejector. *International Journal of Refrigeration*, 33 (5): 915-921.
- Harrell, G. S. & Kornhauser, A. A. (1995). *Performance test of a two-phase ejector*. 30th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Orlando, FL, USA. 49-53 s.
- He, S., Li, Y. & Wang, R. Z. (2009). Progress of mathematical modeling on ejectors. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13 (8): 1760-1780.
- Huang, B. J., Jiang, C. B. & Hu, F. L. (1985). Ejector Performance Characteristics and Design Analysis of Jet Refrigeration System. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 107 (3): 792-802.
- Huang, B. J., Chang, J. M., Wang, C. P. & Petrenko, V. A. (1999). A 1-D analysis of ejector performance. *International Journal of Refrigeration*, 22 (5): 354-364.
- Keenan, J. H., Neumann, E. P. & Lustwerk, F. (1950). Investigation of ejector design by analysis and experiment. *Journal of Applied Mechanics*, 3: 299-309.
- Kornhauser, A. A. (1990). *The use of an ejector as a refrigerant expander*. 1990 USNCR/IIR-Purdue Refrigeration Conference, West Lafayette, IN, USA. 10-19 s.
- kulde.biz. (2007). *Kulde og varmepumper*. Tilgjengelig fra: http://www.kulde.biz/kulde/2008/Kulde_6-08_lores.pdf (lest Juni).
- Magnussen, O. M. & Nordtvedt, T. S. (2006). *ENØK i kuldeanlegget*. Teknisk rapport / SINTEF energiforskning AS TR A6287. Trondheim: SINTEF energiforskning. 27 bl. s.
- Munday, J. T. & Bagster, D. F. (1977). A new ejector theory applied to steam jet refrigeration. *Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development*, 16 (4): 442-449.
- Stoecker, W. F. (1958). *Steam-jet refrigeration*. Boston: McGraw-Hill.