

VIRKNINGEN AV SPLITTET RETURSTRØM FOR
ARBEIDSMEDIET I EN ORC-OMFORMER.
EN EKSPERIMENTELL UNDERSØKELSE.

THE EFFECT OF DIVIDED RETURN FLOW OF THE WORKING FLUID IN AN ORC.
AN EXPERIMENTAL STUDY.

HELLE NORDBY SÆTRE

UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITENSKAP

INSTITUTT FOR MATEMATISKE REALFAG OG TEKNOLOGI
MASTEROPPGAVE 30 STP. 2012



Forord

Dette arbeidet er skrevet som den avsluttende delen av studiet master i Teknologi – Miljøfysikk og fornybar energi ved Universitetet for miljø og biovitenskap (UMB). Arbeidet med denne masteroppgaven har vært lærerikt, tidkrevende, morsomt og til tider frustrerende. Det er blitt drevet mye med labarbeid, noe jeg ikke har vært vant til som student ved UMB. Det har vært veldig moro å få gjort noe annet enn bare å sitte og lese på lesesalen. Jeg har virkelig lært meg å være tålmodig etter å ha sittet og ventet time etter time på at maskinen, som det ble gjort eksperimenter på, skulle stabilisere seg.

Tusen takk til hovedveilederen min Petter H. Heyerdahl for sitt smittende engasjement og gode råd når ting har sett som mørkest ut. Jeg vil også takke Amund Føyn for veldig godt selskap på labben, for all hjelp og for at han alltid har vært tilgjengelig for spørsmål. Jeg vil også takke Bjørn Kasin for all god hjelp jeg har fått med anlegget og spørsmål rundt det.

Familien min har alltid stilt opp for meg og støttet meg i alt jeg har gjort. Tusen takk, dere har fått meg hit jeg er i dag. Må også takke måltrostfamilien min her på Ås, uten dere hadde ikke Ås vært Ås.

En grønn og blå takk må også sendes til alle sammen i NgA. Som student ved «universitet for lag og foreninger» valgte jeg helt klart rett forening. Dere har reddet min studenttilværelse gang på gang (med sang). Jeg kommer virkelig til å savne dere nå når min tid på Ås er over.

Kjære Goro. Takk for at du er den du er. Kunne ikke klart det her uten deg.

Ås, 11.mai 2012

Helle N. Sætre

Sammendrag

I denne oppgaven er en variant av et organisk rankine-syklus-anlegg (ORC) testet og forklart. Turbin som er i vanlige ORC-anlegg er byttet ut med en slags stempelmaskin der stempelet er erstattet med en bevegelig membran som kan fortrenge olje. Dette gjør at vi ved hjelp av membranene får overført trykket fra arbeidsmediet til et tilnærmet like stort trykk i oljen. Anlegget er utstyrt med en ekstra pumpe og tank (cross-over) for å kunne lede en delstrøm av arbeidsmediet tilbake til høytrykkssiden når det er på vei tilbake til kjøleren. ORC-anlegget ble testet med 90, 80 og 70 °C inn i fordamperen og liten, middels og stor kjølevannsstrøm som gir forskjellig temperatur i tanken. Disse tilstandene ble testet med og uten cross-over.

Resultatene viser at den totale virkningsgraden er størst når man ikke splitter returstrømmen. Dette på grunn av økt massestrøm gjennom fordamperen og ikke noe ekstra mekanisk effekt ut. Det blir derfor konkludert med og anbefalt at senere utgaver av dette ORC-anlegget ikke bør bruke cross-over.

Abstract

In this thesis I have been testing a variation of an Organic Rankine Cycle (ORC) that instead of a turbine has a kind of piston machine, where the piston is replaced by a moving membrane that displaces oil. The membrane can transfer the pressure from the working medium in the ORC to the oil. The ORC is also equipped with an extra pump and tank because we want to take the condensate being formed before the condenser back to the high pressure side in the system. This is called the cross-over.

We tested the ORC with three different temperatures in the boiler (90, 80 and 70 °C) and three different flow of the cooling water in the condenser (high, medium and little). These conditions were tested both with and without the cross-over.

The results show us that the efficiency of the ORC is best without the cross-over. This because the mass flow of the working medium is higher when the cross-over is in use, and that we do not get any extra mechanical power out of the system.

The conclusion is therefore: not use the cross-over in a later edition of the ORC.

Innholdsfortegnelse

Forord	3
Sammendrag	5
Abstract	7
Innholdsfortegnelse	9
Nomenklatur	13
1 Innledning	15
2 Problemstilling	17
3 Teori	19
3.1 Tilstand til et system.....	19
3.2 Konveksjon.....	19
3.3 Konduksjon.....	19
3.4 Entalpi.....	19
3.5 Massestrøm.....	21
3.6 Volumstrøm.....	21
3.7 Mekanisk avgitt effekt ut av ORC-anlegget.....	21
3.8 Termisk avgitt effekt i kjølevannet.....	22
3.9 Termisk effekt tilført arbeidsmediet.....	23
3.10 Virkningsgrad til ORC-anlegget.....	23
3.11 ph-diagram	23
3.12 Rankine-syklus.....	24
3.13 ORC	26
3.14 Varmeveksler	26
3.15 REFPROP	26
4 Utvikling av maskinkonstellasjoner fra klassisk ORC til det ORC- anlegget som skal undersøkes	27
4.1 ORC med gjenvinner	27
4.2 ORC med membranekspander.....	28

4.3	ORC med tredelt gjenvinner og membranekspandere.....	30
4.4	ORC med tredelt gjenvinner, membranekspander og cross-over.....	31
5	Beskrivelse av komponentene i anlegget	33
5.1	Væskepumpe	33
5.2	Frekvensomformer.....	34
5.3	Tredelt gjenvinner.....	34
5.4	Fordamper.....	35
5.5	Membranekspanderne.....	36
5.6	Kjøler.....	37
5.7	Tank.....	38
5.8	Cross-over.....	38
5.9	Ventiler.....	39
5.10	Sensorer.....	40
5.10.1	Labview.....	41
5.11	Arbeidsmedium.....	43
6	Forberedelser til forsøk	45
6.1	Feilsøking	45
6.2	Kalibrering.....	47
6.2.1	Kalibrering av temperatursensorene.....	47
6.2.2	Kalibrering av trykksensorene	47
7	Forsøk.....	49
7.1	Forsøksoppsett.....	49
7.2	Forsøksmetode.....	50
7.3	Utregningsmetode.....	51
7.4	Kjøringer hvor ting gikk feil.....	53
7.4.1	80 og 90°C - liten strømning - uten cross-over	53
7.4.2	Middels kjølevannsstrøm - uten cross-over	53
7.4.3	90 °C - stor strømning - med cross-over	53

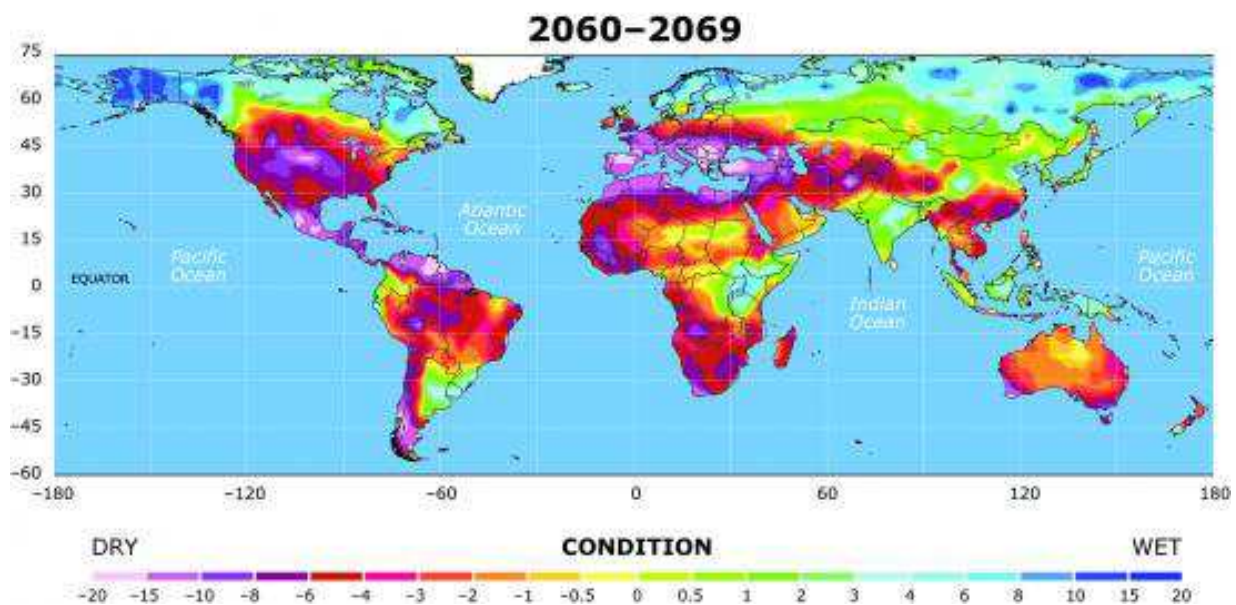
8	Resultater	55
8.1	Kjøring uten cross-over	55
8.1.1	Trykkmålinger	55
8.1.2	Temperaturmålinger	56
8.1.3	Termisk og mekanisk effekt ut, termisk effekt inn og virkningsgrad	58
8.1.4	Virkningsgradstabell	58
8.1.5	Ph diagram.....	59
8.2	Med cross-over	60
8.2.1	Trykkmålinger.....	60
8.2.2	Temperaturmålinger	61
8.2.3	Termisk og mekanisk effekt ut, termisk effekt inn og virkningsgrad	62
8.2.4	Virkningsgradstabell	63
8.2.5	ph-diagram	63
8.3	Pumpearbeid	65
9	Diskusjon.....	67
9.1	Virkningsgraden til kjøring med cross-over vs. uten cross-over.....	67
9.2	Beste tilstand.....	67
9.3	$P_{kjølevann}$ større enn P_{inn}	68
9.4	Ingen måling på kjøring 90-S-CO	68
9.5	Trykkforskjell fra membranekspander til tank	68
9.6	Lavt trykk på kjøring 90-S.....	69
9.7	Feilmålinger.....	69
9.8	Konkurransedyktig?.....	71
10	Konklusjon og forslag til forbedring	73
11	Kilder.....	75
12	Vedlegg	77
	Vedlegg A: Frontpanelene til LABVIEW programmet	78

Nomenklatur

C_{pumpe}	Slagvolum per omdreining av pumpen [m^3 /omdreining]
n	Turtallet til pumpen [omdreining/ min]
ρ_{tank}	Tetthet i tank [kg/m^3]
\dot{V}_{kv}	Volumstrøm til kjølevann [m^3/s]
P_{ut}	Mekanisk effekt ut av membranekspander [W]
Δp	Trykkforskjell mellom oljens høytrykk og lavtrykk [MPa]
$P_{kjølevann}$	Termisk effekt avgitt i kjølevannet [W]
\dot{m}_{vann}	Massestrøm til kjølevannet [kg/s]
ΔT	Temperautforskjell på kjølevann inn og ut [K]
c_v	Spesifikk varmekapasitet til vann (4180 J/kgK)
P_{inn}	Termisk effekt tilført i fordamperen [W]
Δh	Entalpiendring fra fordamper inn og fordamper ut [kJ/kg]
η	Virkningsgraden til kjøring uten cross-over [%]
$\dot{m}_{pumpe\ 1}$	Massestrøm til pumpe 1 [kg/s]
$\dot{m}_{pumpe\ 2}$	Massestrøm til pumpe 2 [kg/s]
η_{co}	Virkningsgrad til kjøring med cross-over [%]

1 Innledning

Ifølge rapporten «Progress on drinking water and sanitation: 2012 Update» av WHO og UNICEF (2012) er det 780 millioner mennesker som mangler rent drikkevann i verden i dag . Noen forskere tror at store deler av verdens områder vil være uttørket i løpet av dette århundret. Et eksempel på en slik forskning er gjort av National Center for Atmospheric Research (NCAR) (Dai 2011). På grunn av klimagassutslipp som følge av menneskelige aktiviteter mener Dai (2011) at vi kan få så stor global oppvarming at nesten hele verden bortsett fra et belte i nord (Alaska, Skandinavia, Sibir) vil tørke inn. Figur 1.1 viser et bilde av hvordan verden kan se ut om 50 år. Lavere tall enn -4 betyr ekstrem tørke. Vi ser at området rundt Middelhavet og store deler av Amerika og Mellom-Amerika er blitt til ørken. Ifølge denne prognosen og tallene fra WHO/UNICEF er det ingen tvil om at det trengs flere måter å få tak i rent vann på i fremtiden.



Figur 1.1: Kart som viser potensiell tørking ut ifra prognosene for fremtidig klimagassutslipp. Fargekodene sier at tall over 0 er uvanlig vått for området, mens et negativt tall betyr usedvanlig tørt for dette området. Tall under -4 betyr ekstrem tørke (Dai 2011).

En måte å få rent vann på er ved å gjøre om saltvann til ferskvann via omvendt osmose (RO). Omvendt osmose er enkelt forklart en avsaltingsprosess hvor man presser saltvann mot en membran og slipper ferskvann igjennom, slik at man skiller saltet fra vannet og står igjen med ferskvann (Greenlee et al. 2009). RO blir brukt i dag og er den teknologien som vokser raskest når det gjelder avsalting ved hjelp av membranteknologi (Greenlee et al. 2009).

For å kunne drive et RO-anlegg trenger man først og fremst trykksatt saltvann som kan presses mot membranen. I denne masteroppgaven ser vi på et anlegg som kan skape et slikt trykk. Dette anlegget er en varme-trykk-omformer hvor varmen er lavtemperatur, dvs. 90 °C og lavere. Det finnes mange energikilder i dag som har denne temperaturen. Ved industriområder er det mye tap og restvarme som holder 90 °C og kunne vært brukt om igjen (Sollesnes & Helgerud 2009). Solenergi kan også brukes som en varmekilde.

Ved bruk av solenergi mener jeg solvarme er den beste løsningen for denne oppgaven. En grunn til å ikke bruke PV-anlegg (solceller) er fordi solen bare skinner om dagen, mens det beste hadde vært om man kunne hatt et anlegg som kan gå i 24 timer i døgnet. Skal man få til dette via et PV-anlegg trengs det store batterier, noe som gjør anlegget veldig dyrt (Herzog 2010). Istedenfor å bruke batterier, er en bedre løsning å lagre innstrålt solenergi i store vannreservoarer. Vann har god varmelagringsegenskaper og egner seg derfor som «batteri» for solfangeranlegg. Kombinerer man solfangere med restvarme, enten ved å overdimensjonere solfangeranlegget eller fra for eksempel industriområder eller biobrensel, kan man opprettholde varmen i vannet hele døgnet og man kan dermed drive et lavtemperaturvarme-trykk-anlegg døgnet rundt (Heyerdahl 2012).

Det finnes noen anlegg som drives med hjelp av lavtemperatur i dag. Disse kalles organisk rankine syklus (ORC). Store anlegg av denne typen benytter turbin for å lage strøm, mens mindre anlegg benytter en skrukompressor baklengs. For å kunne drive en pumpe til å presse saltvann mot en membran trengs det en generator før motoren som driver pumpen. Altså turbinen eller skruekompressoren driver en generator, som driver en motor, som driver en pumpe. Det er altså flere ledd før man kommer til sluttproduktet. Flere ledd betyr mer tap. Ved å hoppe over disse leddene og heller direkte lage et trykk, er det sjans for at det testede anlegget i denne oppgaven får en virkningsgrad slik at den kan konkurrere med de som allerede finnes på markedet. De som bruker samme medium som anlegget i denne oppgaven og med fordampertemperatur rund 90 °C har en syklusvirkningsgrad på 10-12 %. Generatoren, motoren og pumpen er da altså ikke tatt med (Quoilin & Lemort 2009).

2 Problemstilling

Oppgavens problemstilling ser slik ut:

Oppgaven går ut på å undersøke virkningen av å skille ut en del av arbeidsmediet direkte fra varmegjenvinnerens nedoverstrøm og via en pumpe lede mediet over i oppadgående mediestrøm slik at en andel av mediet ledes utenom kjøler.

Det skal særlig legges vekt på effekten på totalvirkningsgraden av ORC-anlegget.

Anlegget skal kjøres med lavere temperaturer enn hva som er vanlige for normale ORC-anlegg. Det skal benyttes kildetemperaturer på 90, 80 og 70 °C.

Forsøkene skal utføres på ORC-anlegget som befinner seg i energilaboratoriet ved Institutt for matematiske realfag og teknologi ved UMB.

3 Teori

3.1 Tilstand til et system

For å beskrive tilstanden til et system bruker vi i termodynamikken variablene trykk, temperatur, tetthet, indre energi og entalpi. Har vi to av disse variablene kan vi beregne de andre hvis systemet er i termisk likevekt internt (Serway & Jewett 2004).

Alle disse tilstandsvariablene kan finnes med hjelp av tabeller. I denne oppgaven er tilstandsvariablene regnet ut ved hjelp av programmet REFPROP (se avsnitt 3.15). Det er brukt eksperimentelle verdier og følger derfor ikke ideell gasslov.

3.2 Konveksjon

Konveksjon er varmeoverføring mellom et fast stoff og et fluid som har forskjellig temperatur i forhold til hverandre. Konveksjon deles i to kategorier: tvungen og fri konveksjon. Fri konveksjon skyldes tetthetsforskjeller på fluidet i forskjellige temperatur. Et eksempel er luft som stiger når den blir varm. Tvungen konveksjon er når fluidet kommer i bevegelse ved hjelp av en ekstern kilde som for eksempel en vifte eller pumpe (Çengel 2007; Tipler & Mosca 2008).

3.3 Konduksjon

Konduksjon blir også kalt varmeledning. Dette foregår mellom gjenstander som berører hverandre ved at molekylene i stoffene vekselvirker med hverandre.

De mer energirike partiklene overfører energi til de litt mindre energirike partiklene i en substans ved å kolliderer med dem. (Çengel 2007; Tipler & Mosca 2008)

3.4 Entalpi

Entalpi er en tilstandsvariabel som bare avhenger av endepunktene til et medium og ikke hvilken vei det tok for å komme fra tilstand 1 til tilstand 2.

Entalpi er definert som:

$$H \equiv U + pV \quad (1)$$

Hvor U er indre energi målt i [J], p er trykket til systemet målt i [Pa] og V er volumet målt i [m^3]. Entalpi har enheten [kJ/kg].

Termodynamikkens 1.lov gir oss ligning (2) som sier at endringen i indre energi, U , fra tilstand 1 til 2 er summen av varme tilført systemet, ${}_1Q_2$, og arbeid, ${}_1W_2$, som blir gjort av systemet (Sonntag & Borgnakke 2007).

$$U_2 - U_1 = {}_1Q_2 - {}_1W_2 \quad (2)$$

Dette gir oss:

$${}_1Q_2 = U_2 - U_1 + {}_1W_2 \quad (3)$$

Arbeidet kan regnes ut ved å ta integralet av trykket over volumforandringen fra 1 til 2. Ettersom trykket er konstant blir uttrykket slik:

$${}_1W_2 = \int_1^2 p dV = P(V_2 - V_1) \quad (4)$$

Setter vi inn i likning (3) får vi

$${}_1Q_2 = U_2 - U_1 + P(V_2 - V_1) = (U_2 + pV_2) - (U_1 + pV_1) \quad (5)$$

Dette gir oss da at

$${}_1Q_2 = H_2 - H_1 \quad (6)$$

som sier at varmeoverføringen i en kvasilikevektsprosess med $p = \text{konstant}$ er lik endringen i entalpi (Sonntag & Borgnakke 2007).

3.5 Massestrøm

Når masse forflytter seg kalles dette massestrøm. I denne oppgaven bruker vi slagvolum per omdreining til pumpen, C_{pumpe} , og turtallet til pumpen for å finne massestrømmen i anlegget. Når pumpen går med turtall n og tettheten til arbeidsmediet er ρ_{tank} blir massestrømmen gjennom anlegget \dot{m} gitt som:

$$\dot{m} \left[\frac{kg}{s} \right] = C_{pumpe} \left[\frac{m^3}{omdreinging} \right] * n \left[\frac{omdreining}{min} \right] * \frac{1}{60} \left[\frac{min}{s} \right] * \rho_{tank} \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (7)$$

Hvor

$$C_{pumpe} = \frac{11,3 \text{ dm}^3/min}{1750 \text{ omdreining/min}} = 6,5 * 10^{-6} \text{ m}^3/omdreining \quad (8)$$

Antar at massestrømmen av arbeidsmedium i anlegget er konstant.

3.6 Volumstrøm

Når et volum forflytter seg kalles denne bevegelsen volumstrøm. Volumstrøm er massestrøm delt på tettheten til arbeidsmediet ved ett bestemt trykk og temperatur (Finnemore & Franzini 2009).

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (9)$$

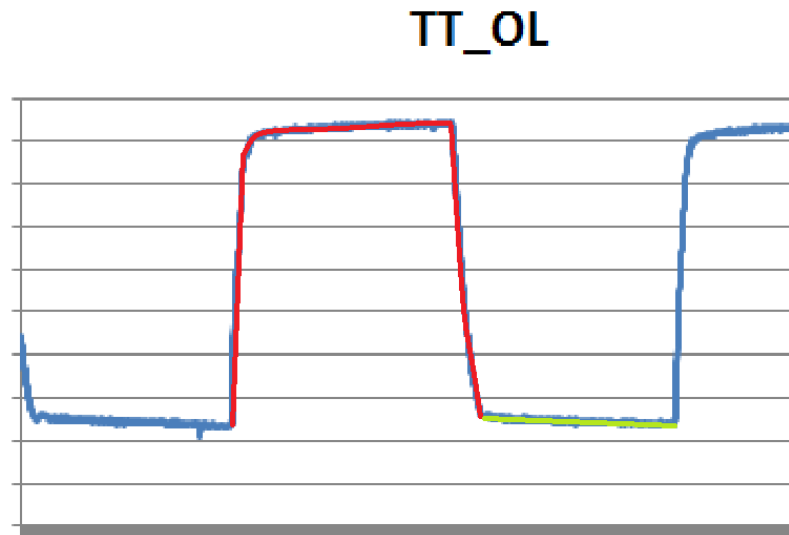
Volumstrøm har enheten $[m^3/s]$. I denne oppgaven er tettheten til arbeidsmediet funnet ved hjelp av dataprogrammet REFPROP.

3.7 Mekanisk avgitt effekt ut av ORC-anlegget

Mekanisk effekt, P_{ut} , som vi får ut av ORC-anlegget er gitt ved:

$$P_{ut} = \Delta p \dot{V} \quad (10)$$

Hvor Δp er trykkforskjellen mellom høytrykket (rød linje i figur 3.1) og lavtrykket (grønn linje i figur 3.1) på oljen som blir presset på av gassen. \dot{V} er volumstrøm i membranekspanderen. Effekten er gitt i enheten [W] (Finnemore & Franzini 2009).



Figur 3.1: Graf av oljetrykket hvor det røde er høytrykket til oljen og det grønne er lavtrykket.

3.8 Termisk avgitt effekt i kjølevannet

Effekten, $P_{kjølevann}$, som blir avgitt til kjølevannet er lik

$$P_{kjølevann} = \dot{m}_{vann} \Delta T c_v \quad (11)$$

Hvor \dot{m}_{vann} er massestrømmen til kjølevannet, ΔT er temperaturforskjellen i [K] på kjølevannet inn og ut av kjøleren, og c_v er den spesifikke varmekapasiteten til vann (4180 J/kgK). Den termiske effekten er gitt i enheten [W] (Tipler & Mosca 2008).

Ser man bort fra alle tap i ledninger, rør og membranekspander skal det ideelt sett være like mye termisk effekt avgitt i kjøleren som tilført i fordampere. Denne antakelsen er gjort i en utregning.

3.9 Termisk effekt tilført arbeidsmediet

Effekten, P_{inn} , som blir tilført arbeidsmediet i fordamperen er lik:

$$P_{inn} = \Delta h \dot{m} \quad (12)$$

Δh er entalpiendring gjennom fordamperen og \dot{m} er massestrømmen til arbeidsmediet. Den termiske effekten tilført arbeidsmediet er gitt i enheten [W] (Sonntag & Borgnakke 2007).

Anlegget blir tilført mer termisk effekt enn P_{inn} . Men denne termiske effekten går til oppvarming av membranekspanderne. Denne strømmingen har jeg ingen målinger på slik at den totale termiske effekten tilført kan ikke regnes ut.

3.10 Virkningsgrad til ORC-anlegget

Jeg definerer virkningsgraden til dette ORC-anlegget som den mekaniske effekt vi får levert ut på trykksiden dividert på all termisk effekt tilført arbeidsmediet i fordamperen.

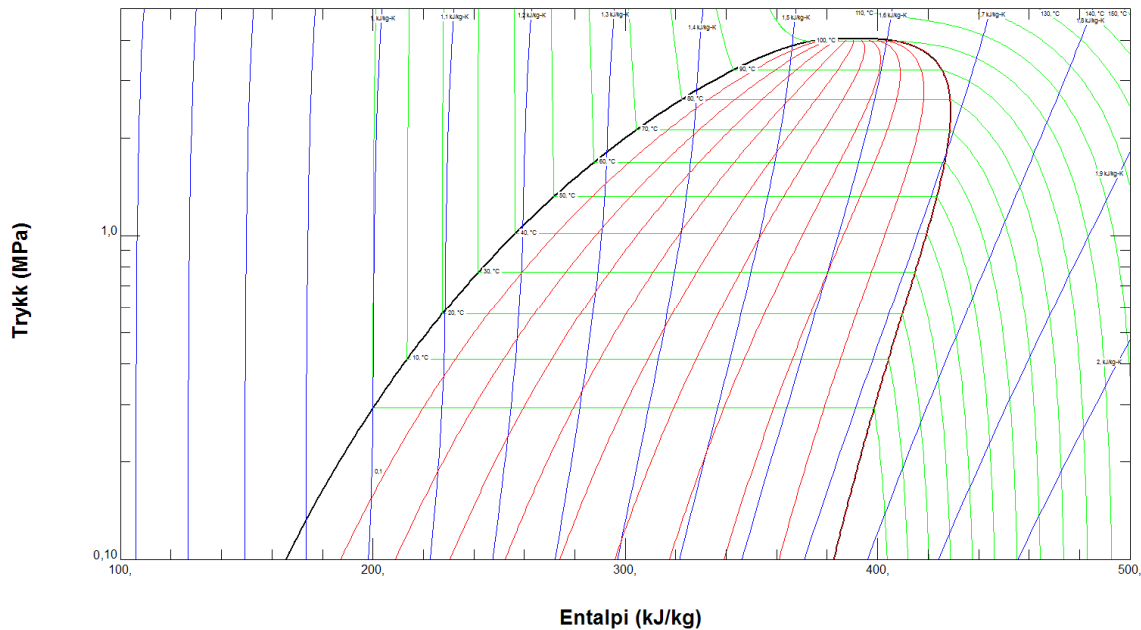
Vi tar ikke hensyn til den termiske effekten som er knyttet til temperaturen til returvannet i fordamperen, og ikke termisk avgitt effekt i kjølevannet. Bare den energien som blir levert over fordamperens grensesnitt. Formelen for virkningsgrad blir da:

$$\eta = \frac{P_{inn}}{P_{ut}} = \frac{\Delta h \dot{m}}{\Delta p \dot{V}} \quad (13)$$

Ettersom P_{inn} sannsynligvis er større enn det vi regner ut betyr det at den egentlige virkningsgraden er litt lavere enn det som blir regnet ut her.

3.11 ph-diagram

En vanlig måte å beskrive tilstanden til et medium på er å tegne det i et ph-diagram (trykk-entalpi diagram). Som sagt tidligere, kjenner man to tilstandsvariabler kan man finne de andre også. Figur 3.2 viser et ph-diagram hvor metningskurven til gassen R134a er tegnet inn (svarte linjen).



Figur 3.2: p-h-diagram til mediet R134a. Svart linje er metningslinjen. Rød er gasskvalitetslinjene, blå er isentroplinjene og de grønne er isotermlinjene.

De grønne linjene er isotermlinjer (konstant temperatur) og de blå er isentroplinjene (konstant entropi, reversibel adiabatisk prosess).

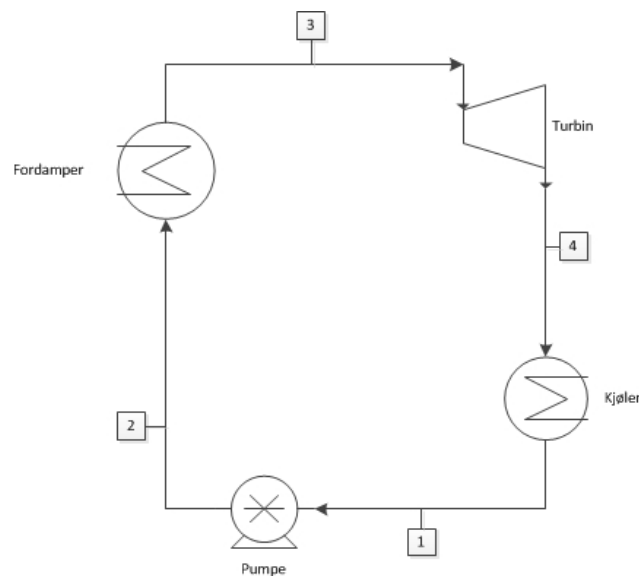
Utenfor metningskurven på venstre side er mediet i væskefase, mens det på høyre siden er i gassfase. Midt inne i kurven er det både væske og gass, dette kalles faseovergangen. De røde linjene inne i faseovergangen er gasskvalitetslinjene. Disse sier hvor stor andel gass i forhold til væske det er i mediet.

3.12 Rankine-syklus

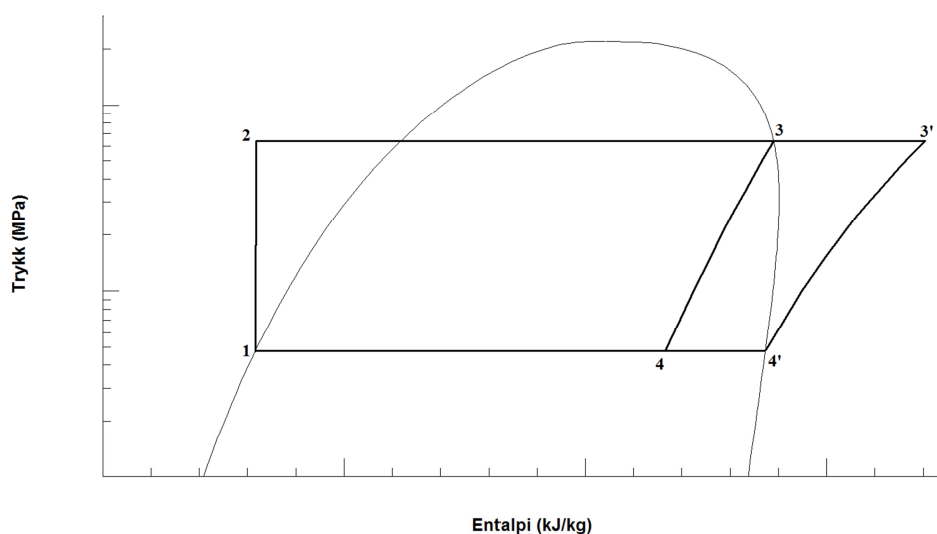
Rankine-syklus er en to-fase-syklus der arbeidsmediet er i gjennom 2 faser i løpet av syklusen, fra mettet væske til mettet damp, alternativt overopphetet damp. Det mest vanlige arbeidsmediet for en rankine-syklus er vann. Rankine-syklusen er en ideell modell på hvordan et enkelt dampkraftverk fungerer. De fleste dampkraftverkene i dag bruker en rankine syklus, som oftest med turbin (Sonntag & Borgnakke 2007).

Figur 3.3 viser oppsettet av et dampkraftverk og figur 3.4 et p-h-diagram hvor både metningskurven til vann og ideell rankine-syklusen er tegnet inn. Prosessen kan beskrives slik (Sonntag & Borgnakke 2007):

- 1-2 Reversibel adiabatisk (ingen varmeoverføring) pumpeprosess i en pumpe hvor arbeidsmediet i form av væske kommer inn i pumpen og blir komprimert til komprimert væske.
- 2-3 Isobar (konstant trykk) overføring av varme til arbeidsmediet i en fordamper. Dette er en varmeveksler som gjør at den komprimerte væsken som kommer inn i fordamperen kommer ut som mettet damp
- 3-4 Adiabatisk ekspansjon i en turbin. Her gjør dampen et arbeid på omgivelsene.
- 4-1 Isobar overføring av varme i en kjøler. Her avgir arbeidsmediet varme i en varmeveksler og kommer ut som mettet væske (1).



Figur 3.3: Skisse av oppsettet av et dampkraftverk med en pumpe, fordamper, turbin og kjøler. Talene henviser til figur 3.4 og beskrivelsen av rankine-syklusen.



Figur 3.4: Graf hvor tilstanden til arbeidsmediet gjennom rankine-syklusen er tegnet inn i et p-h-diagram. Tallene henspiller til tallene i figur 3.3 og beskrivelsen av rankine-syklusen.

En turbin slites veldig fort hvis det kjøres væske gjennom den. Dette skjer hvis gassen kondenserer under ekspansjon. For å unngå dette blir som regel arbeidsmediet overopphetet til punkt (3') slik at det kommer overopphetet gass inn i turbinen og mettete damp (4') ut av den.

3.13 ORC

En organisk rankine-syklus er lik en vanlig rankine-syklus bortsett fra arbeidsmediet. I en vanlig rankine-syklus blir det som nevnt vanligvis brukt vann. I en ORC brukes et organisk arbeidsmedium. Et organisk arbeidsmedium er et medium som hovedsakelig består av karbon og hydrogen. Det kan enten være et rent medium eller en blanding av flere (Chang 2008). Man velger et medium som egner seg til de driftstilstandene som ORC-anlegget opererer i. Dette mediet har et annet kokepunkt og en annen form på entalpidiagrammet enn det vann har. Et organisk arbeidsmedium gir ORC-anlegget forskjellige ytelsesegenskaper etter hvilket medium man velger (Saleh et al. 2007).

3.14 Varmeveksler

En varmeveksler er en fysisk enhet hvor varmeenergi veksler mellom to eller flere medier ved hjelp av konduksjon og konveksjon. Mediene er fysisk adskilt med for eksempel en vegg slik at de ikke blandes med hverandre (Shah & Sekulić 2003)

3.15 REFPROP

REFPROP er forkortelse for Reference fluid Properties og er et dataprogram utviklet av National Institute of Standards and Technology (NIST). I dette programmet kan man regne ut tilstanden til forskjellige medier og tegne de i forskjellige diagrammer. Det er et nøyaktig verktøy for å finne tilstandsvariablene til et medium hvis man har nøyaktige måledata. Dette programmet er brukt til å regne ut alle tilstandsvariabler og p-h diagrammer i denne masteroppgaven.

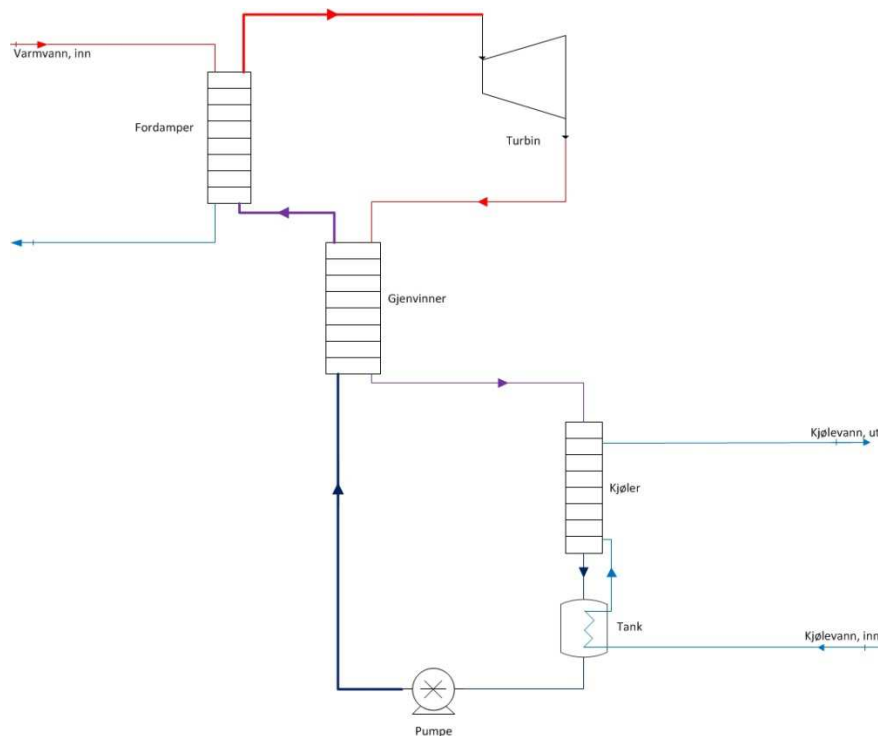
4 Utvikling av maskinkonstellasjoner fra klassisk ORC til det ORC- anlegget som skal undersøkes.

I dette kapitlet blir det gått igjennom skritt for skritt forandringer som kan blir gjort fra en vanlig rankine-syklus/ORC som er beskrevet i avsnitt 3.12, frem til det ORC-anlegget som er testet i denne oppgaven.

4.1 ORC med gjenvinner

For å øke effektiviteten til et ORC-anlegget er det blitt vanlig å sette inn en intern varmeveksler i kretsen der mediet varmeveksler med seg selv. Denne varmeveksleren blir kalt en gjenvinner. Den varme gassen som kommer fra turbinen blir benyttet til å varme opp den kaldere væsken som kommer fra tanken. Dette gjør at det trengs mindre tilført termisk energi i fordamperen og mindre termisk energi avgitt i kjøleren.

Med samme maks og min temperatur i kretsen som uten gjenvinneren, men med høyere gjennomsnittstemperatur blir effektiviteten høyere (Saleh et al. 2007). Figur 4.1 viser et oppsett av en ORC med gjenvinner. Fargene beskriver temperaturen til arbeidsmediet: rødt er varmt og blått er kaldt. Tykkelsen på strekene forteller om det er høyt trykk (tykk strek) eller lavt trykk (tynn strek).



Figur 4.1: ORC med gjenvinner.

4.2 ORC med membranekspander

Ettersom det er trykk vi er ute etter som sluttprodukt med vårt ORC-anlegg, bytter vi ut turbinen, som blir brukt i vanlig ORC, med to membranekspandere. En membranekspander er en slags stempelmaskin, hvor stempelet er byttet ut med en bevegelig membran. En membranekspander består av to klokker med membranen som skiller de to halvdelene fra hverandre slik at trykket i arbeidsmediet på den ene siden av membranen overføres til et medium på den andre siden av membranen. I dette tilfellet brukes en olje.

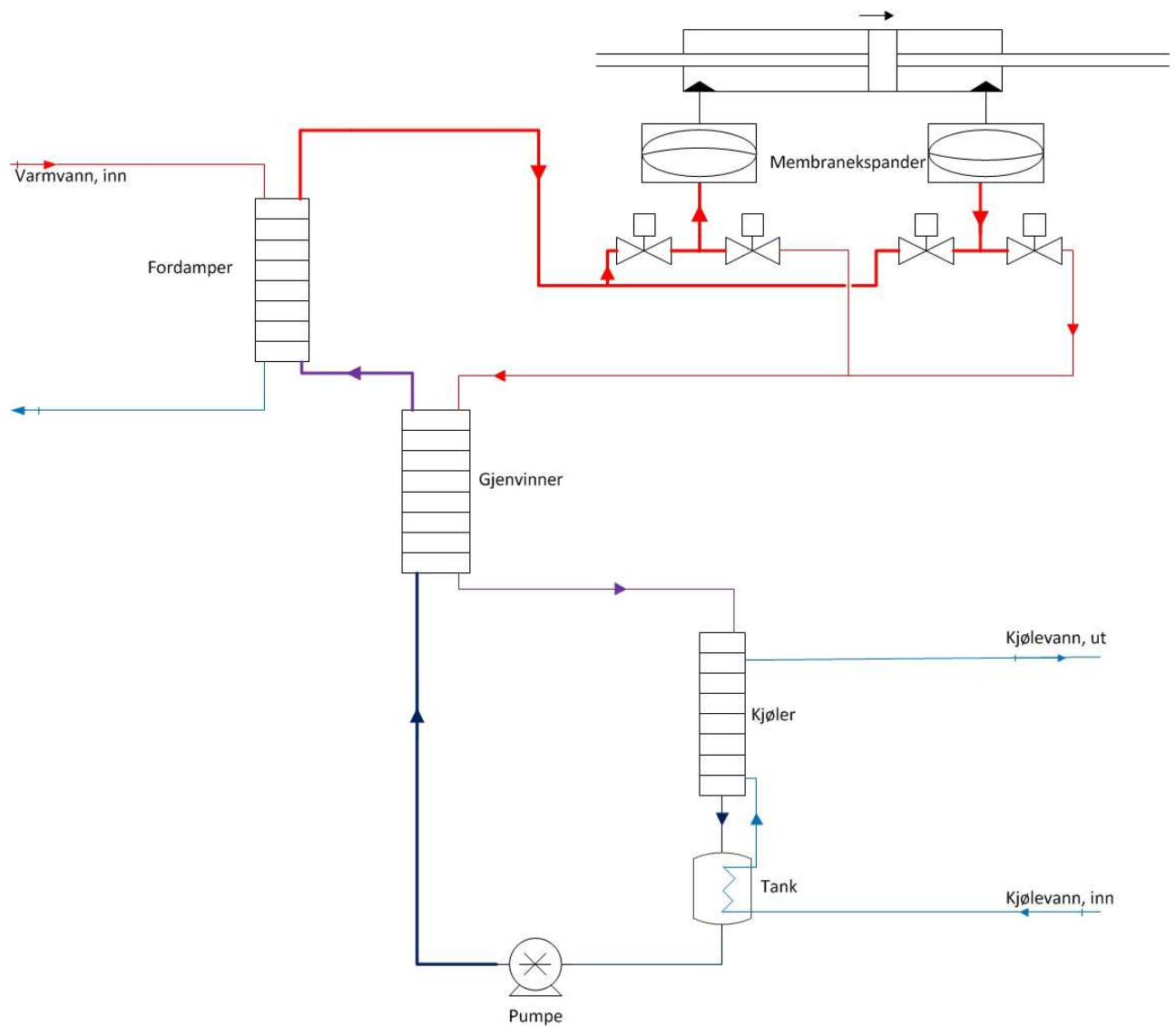
En membranekspander har et totalt slagvolum på $0,3\text{dm}^3$ (=3dl).

De to membranekspanderne blir vekselvis fylt opp med trykksatt arbeidsmedium og drenert for medium ved bruk av ventiler. På oversiden av membranekspanderne kan man ha forskjellige pumpesystem. I anlegget vårt er det satt på en clarkpumpe som forsterker trykket ut, men denne er sett bort fra i denne oppgaven. På clarkpumpen er det satt inn en motstand slik at oljen har noe å presse mot. Man må passe på at denne motstanden er akkurat så stor slik at stempelet i clarkpumpen går helt til enden og membranekspanderne blir fylt helt opp.

Ved å stenge inne arbeidsmediet i membranekspanderne kan man få en ekspansjon på arbeidsmediet slik at det gjør et arbeid på membranen og oljen ved hjelp av tilstandsendringer.

I figur 4.2 ser vi en skisse av en ORC med membranekspandere. Pilene viser i hvilken retning arbeidsmediet flyter i akkurat denne situasjonen. De to membranekspanderne skifter på å bli fylt, slik at stempelet på oversiden går frem og tilbake.

Fargen og tykkelsen på strekene er det samme her som i forrige figur. Hvis vi ser på når arbeidsmediet er i gassfase så er den det i hele den røde delen. I den lilla er det i faseovergangen, altså en blanding av væske og gass, og i den blå er det i væskefase.

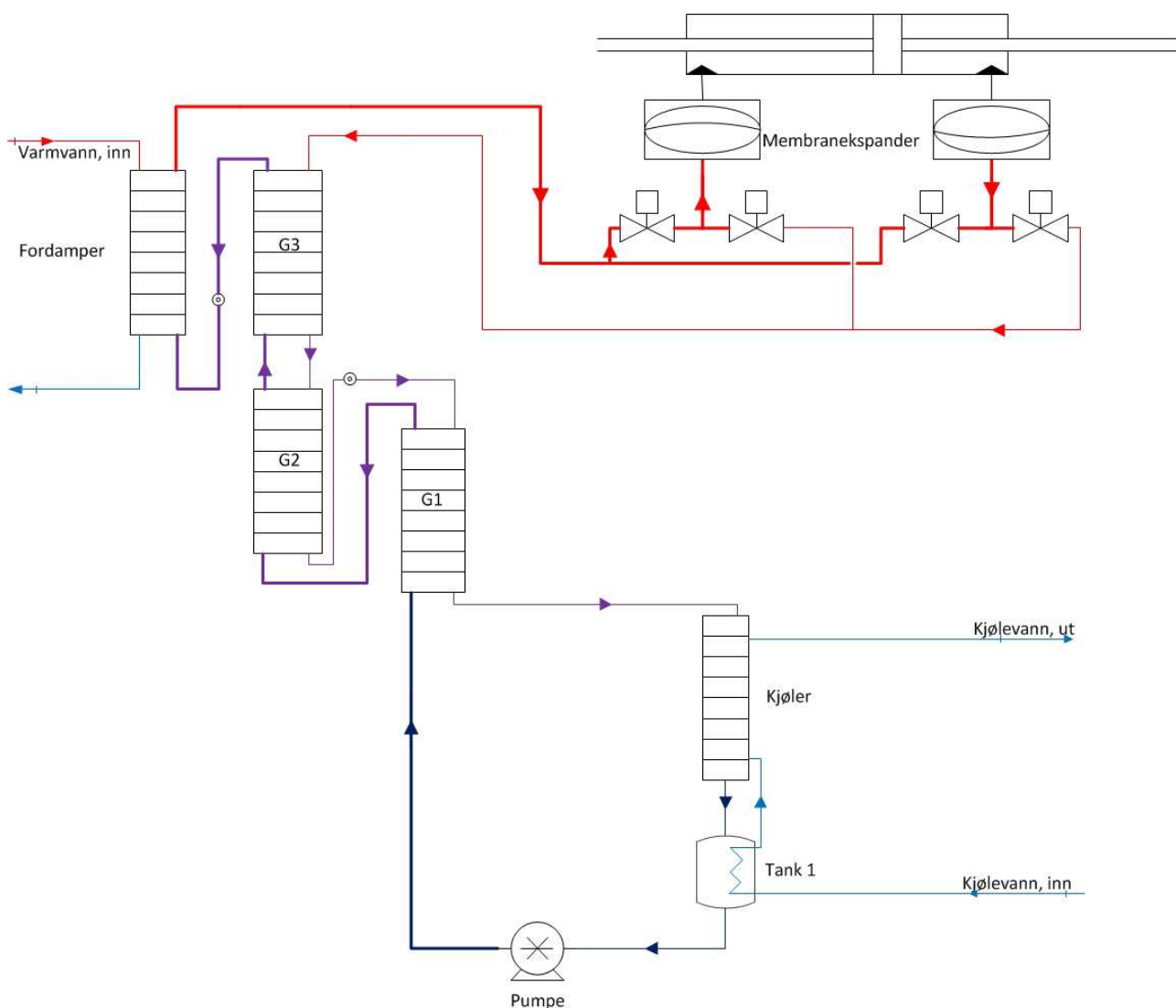


Figur 4.2: ORC med gjenvinner og membranekspander. Pilene viser hvordan arbeidsmediet går inne og ut av membranekspanderne i akkurat denne situasjonen. Membranekspanderne blir vekselvis fylt og drener slik at stempelet på oversiden går frem og tilbake. Modifisert fra A. Føyn.

4.3 ORC med tredelt gjenvinner og membranekspandere

For å få litt mer oversikt over hva som skjer inne i gjenvinneren har vårt ORC-anlegget en gjenvinner som består av 3 varmevekslere, slik at vi kan ta temperatur- og trykkmålinger inne i gjenvinneren. Ved hjelp av se-glass kan vi se hvilken fase eller visuelt bedømme grad av kondensasjon arbeidsmediet er i på vei ned gjennom gjenvinneren.

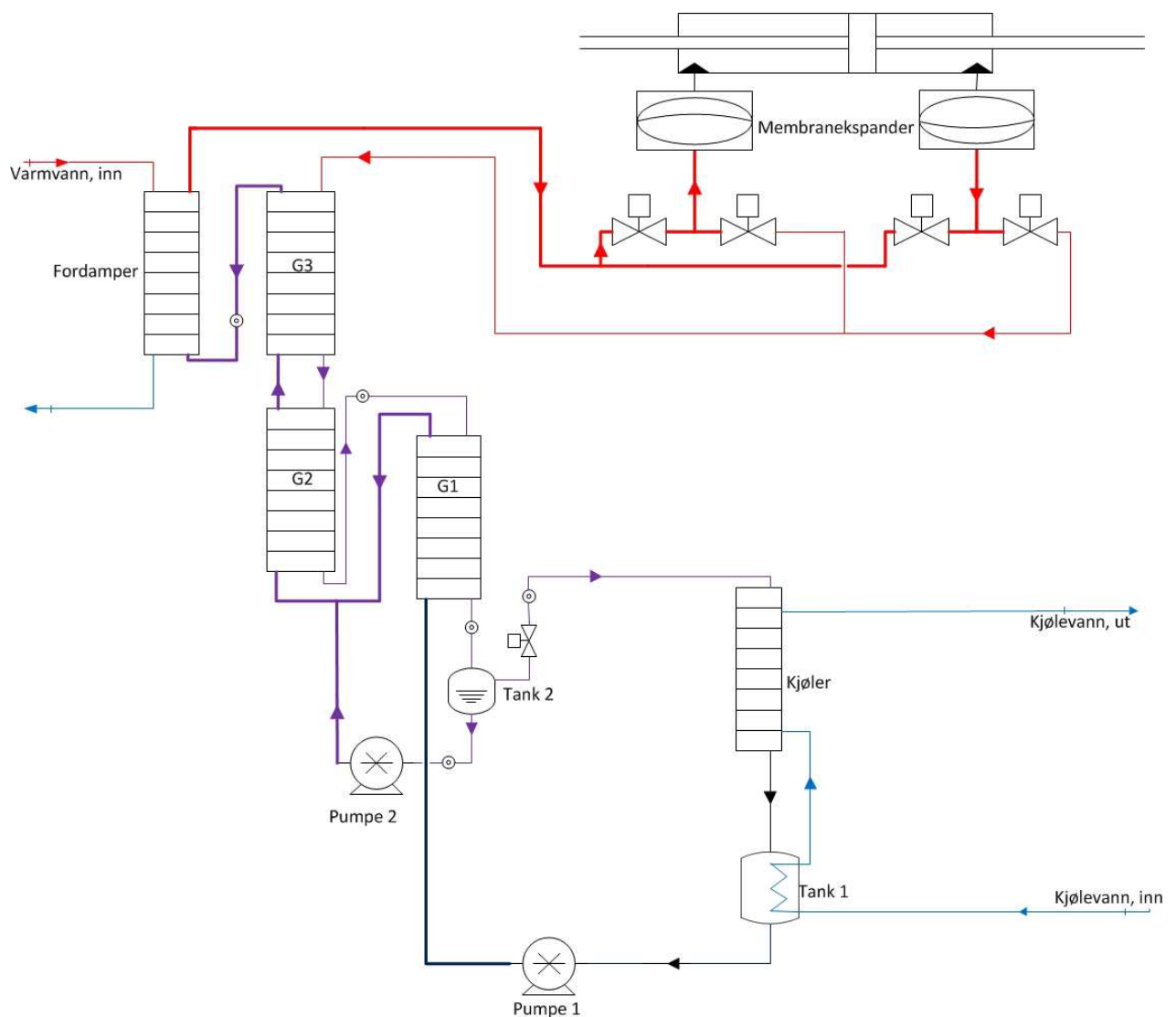
Figur 4.3 viser en ORC men tredelt gjenvinner og membranekspandere. Se-glassene er også tegnet inn i denne figuren. Det er representert som små sirkler som er plassert rett før fordamperen og i gjenvinneren på lavtrykksiden.



Figur 4.3: ORC med tredelt gjenvinner, membranekspander og se-glass. Ved å bruke tre varmevekslere til gjenvinner kan vi ta målinger og se hvilken fase arbeidsmediet er i inne i gjenvinneren. Modifisert fra A. Føyn

4.4 ORC med tredelt gjenvinner, membranekspander og cross-over

Etter å ha observert væske i se-glassene på lavtrykksiden i gjenvinneren ble det satt inn en ekstra tank (tank 2) etter gjenvinneren for å samle opp kondensatet som ble dannet i den. Det ble også satt inn en pumpe (pumpe 2) etter gjenvinneren slik at vi kunne pumpe det kondensatet som ble dannet over på høytrykksiden og inn i gjenvinneren på vei oppover til fordamperen. Dette kalles en cross-over. Ved å gjøre dette slipper vi å kjøle alt arbeidsmediet i kjøleren. Ved alltid å se at det se-glasset før pumpe 2 var fylt med væske vet man at pumpe 2 bare pumper væske. Skisse av anlegget med cross-over sees i figur 4.4. Nærmere beskrivelse av cross-overen kommer i avsnitt 5.8.



Figur 4.4: ORC med tredelt gjenvinner, membranekspander, se-glass og cross-over. Modifisert fra A. Føyn

5 Beskrivelse av komponentene i anlegget

5.1 Væskepumpe

Arbeidsmediet blir pumpet opp i trykk med en pumpe av merket Hydra-Cell pump D/G-03-X. Virkningskurven til denne pumpen er tilnærmet lineær slik at det eneste vi trenger å vite om denne er verdiene fra databladet som vi finner i tabell 5.1.

Tabell 5.1: Data til væskepumpen.

maks rpm	l/min	revs/l
1750	11.3	155

Bilde av pumpe 1 kan ses i figur 5.1. Både pumpe 1 og pumpe 2 i forsøksanlegget er av samme type. Pumpe 2 er isolert på utsiden slik at det ikke skal bli noe varmetap rundt den. Turtallet til pumpene reguleres ved hjelp av frekvensomformere.



Figur 5.1: Pumpe 1 av type Hydra-Cell D/G-03-X sett ovenfra. Foto: Helle N. Sætre

5.2 Frekvensomformer

Frekvensomformerne som er brukt er av type Frenic Mini og Frenic Multi. Disse må stilles inn manuelt slik at pumpen går på det turtallet som man ønsker. Bildet av frekvensomformereren til pumpe 1 er avbildet i figur 5.2.



Figur 5.2: Frekvensomformereren til pumpe 1. Foto: Helle N. Sætre

5.3 Tredelt gjenvinner

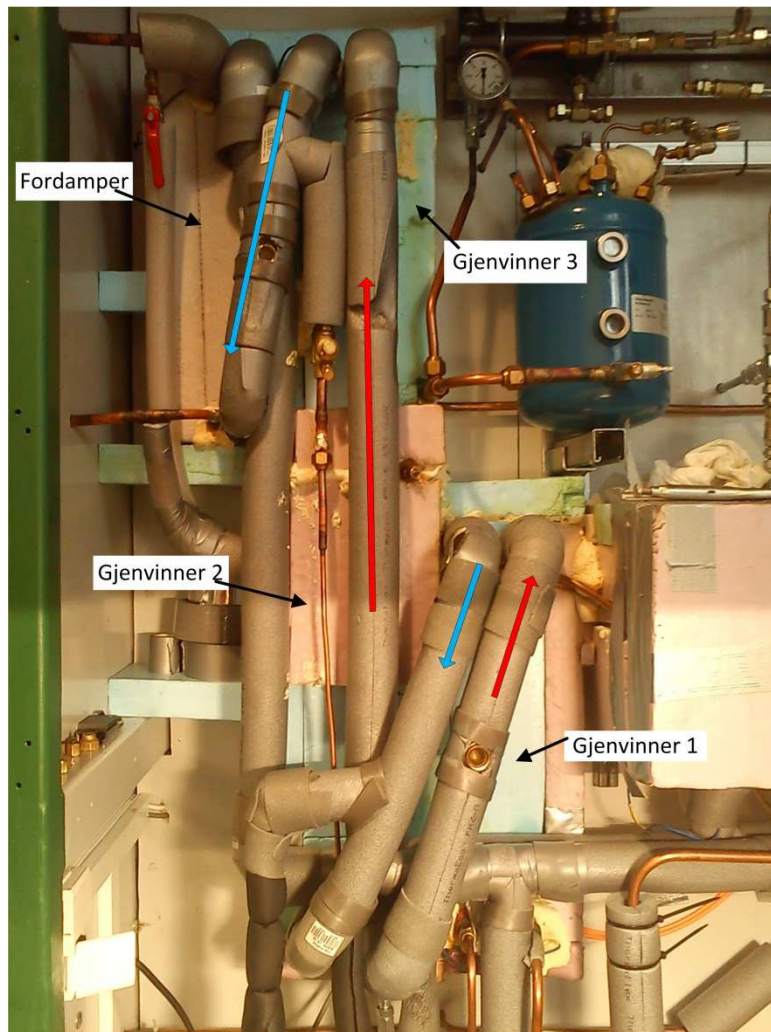
Gjenvinneren består av 3 platevarmevekslere. Alle disse tre er av samme merke og type. Dataene om disse varmevekslerne står i tabell 5.2.

Tabell 5.2: Data til varmevekslerne som blir brukt som gjenvinner.

Symbol og verdi	Beskrivelse
Modellnummer	SWEP B25THx30
Antall plater:	30
Overføringsareal:	1,76 m ²
Maksimalt trykk:	4,5 MPa
Vekt:	7,5 kg

Et bilde av gjenvinneren kan ses i figur 5.3. Her er det også tegnet inn piler over hvordan arbeidsmediet går i rørene. Selve varmevekslerne er isolert og synes ikke. De blå pilene er det

kalde arbeidsmediet på vei fra tank til fordamper. De røde er arbeidsmediet som kommer fra membranekspanderne og skal ned i tanken.



Figur 5.3: Gjenvinneren og fordamperen. Røde piler betyr at arbeidsmediet kommer fra membranekspanderne og skal til kjøleren. Blå pilene er arbeidsmediet på vei fra tank og til fordamper. Foto: Helle N. Sætre

5.4 Fordamper

Fordamperen er også en platevarmeveksler hvor arbeidsmediet varmeveksler med vann fra vannvarmeren med sirkulasjonspumpe. Dette er tilførselen av termisk effekt til anlegget. Fordamperen er avbildet øverst til venstre i figur 5.3. Dataene til varmeveksleren som blir brukt til fordamper står i tabell 5.3.

Tabell 5.3: Data til varmeveksler som blir brukt som fordampner.

Symbol og verdi	Beskrivelse
Modellnummer	SWEP B15Hx40
Antall plater:	40
Overføringsareal:	1,29 m ²
Maksimalt trykk:	4,5 MPa
Vekt:	6,4 kg

Vannvarmeren med sirkulasjonspumpe som forsyner fordamperen med varmtvann er avbildet i figur 5.4. Sirkulasjonspumpen er grønn og sitter til venstre. Denne har jeg ingen målinger på da noe av varmtvannet blir pumpet inn i fordamperen og noe går til oppvarming av membranekspanderne. Boksen med energimåleren og temperaturregulatoren til vannvarmeren er avbildet i figur 5.5. Disse befinner seg på utsiden av kabinettet til ORC-anlegget.



Figur 5.4: Vannvarmeren med den grønne sirkulasjonspumpen og den røde ekspansjonstanken. Foto: Helle N. Sætre

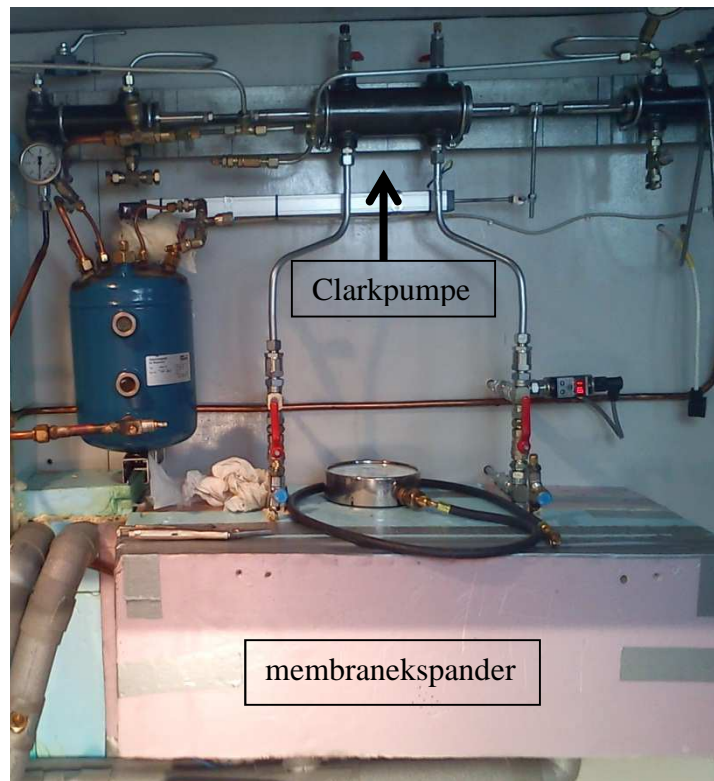


Figur 5.5: Energimåler og regulator for vannvarmeren. Foto: Helle N. Sætre

5.5 Membranekspanderne

Membranekspanderne er allerede godt beskrevet i avsnitt 4.2, men figur 5.6 viser hvordan membranekspanderne er koblet til clarkpumpen. Selve membranekspanderne er isolert inne i den rosa boksen. Membranekspanderne er laget av aluminium og blir varmet opp av

varmtvann som ligger i en rørsjiral oppå ekspanderne. Den energien som blir brukt til dette blir sett bort fra ettersom vi ikke har noen mål på varmtvannsstrømmen.



Figur 5.4: Membranekspanderne er isolert og befinner seg inne i den rosa boksen. De er koblet til clarkpumpen.

5.6 Kjøler

Kjøleren er også en platevarmeveksler. Her blir arbeidsmediet avkjølt av en kald væske som blir hentet utenfor systemet. I vår ORC er dette vann fra kaldtvannskranen. Dataene til kjøleren står i tabell 5.4.

Tabell 5.4: Data til varmeveksleren som blir brukt som kjøler.

Symbol og verdi	Beskrivelse
Modellnummer:	SWEP B15Hx40
Antall plater:	40
Overføringsareal	1,29 m ²
Maksimalt trykk:	4,5 MPa
Vekt:	6,4 kg

5.7 Tank

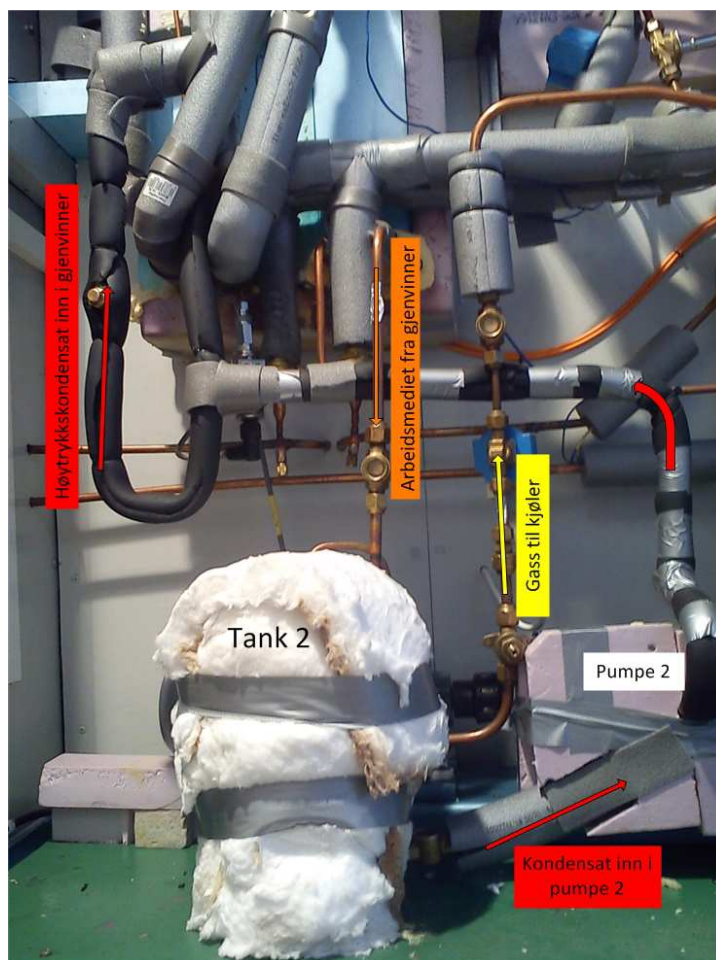
Siste eller første steg i kretsen er tanken. Dette er reservoaret til arbeidsmediet og oppbevaringsplass for arbeidsmediet når anlegget ikke er i drift. Kjølevannet som blir brukt i kjøleren går også innom en varmeveksler som er plassert i tanken slik at temperaturen her er lavest mulig og vi kan få størst temperatur og trykkforskjell. Figur 5.7 viser et bilde av tanken.



Figur 5.5: Bilde av tank 1. Foto: Helle N. Sætre.

5.8 Cross-over

I figur 5.8 ser vi bilde av cross-overen som består av tank 2 og pumpe 2. Tanken og pumpen er isolert slik at vi skal få minst mulig varmetap. Cross-overen skal skille ut væsken som har blitt dannet på veg ned gjennom gjenvinneren og kjøre denne væsken inn på høytrykkssiden av gjenvinneren. Dette blir gjort ved å ha en rørutgang i bunnen av tank 2 hvor væsken blir tatt ut, og en rørutgang i toppen av tank 2 hvor gassen strømmes ut. Etersom væske og gass har forskjellig tetthet vil alltid gassen legge seg over væsken. Væsken blir så pumpet av pumpe 2 tilbake på høytrykkssiden av gjenvinneren, mens gassen strømmes videre til kjøleren. For å vite at pumpe 2 alltid pumper væske må vi passe på at se-glasset som er plassert før pumpen alltid er fylt med væske. I figur 5.8 er det et bilde av cross-overen med piler over hvordan arbeidsmediet flyter. Fargen på pilene viser hvilken fase arbeidsmediet er i. Rød betyr væskefase, gul gassfase og oransje blandingsfasen.



Figur 5.6: Cross-over. Pilene viser hvilken vei arbeidsmediet går i rørene. Rød farge betyr væske, gul er gass og oransje er blanding av væske og gass. Foto: Helle N. Sætre

5.9 Ventiler

Ventilene som blir brukt inn til membranekspanderne er av typen Danfoss EVR 6 - 3/8. Disse blir åpnet og lukket ved hjelp av dataprogrammet labview (se avsnitt 5.10.1).

Man stiller inn tre forskjellige tider: T1, T2 og T3. Disse tidene kaller jeg ventilaksjonstid. T2 er hvor lenge inn ventilen er åpen. Altså hvor lenge arbeidsmediet får presset på membranen i membranekspanderen. T1 er en forsinkelse mellom inn- og ut-ventilen, slik at ikke arbeidsmediet går rett igjennom ut-ventilene når det blir sluppet inn i membranekspanderen. T3 blir brukt hvis man skal kjøre ekspansjon på gassen i omformeren. Denne tiden sier hvor lenge inn- og ut-ventilen skal være lukket samtidig, slik at man stenger gass inne. I denne oppgaven er det ikke gjort noen kjøring med ekspansjon bortsett fra når vi skulle bli kjent med anlegget. Tabell 5.5 viser et eksempel på hvordan ventilene åpnes og lukkes når tidene

står på T1: 10 ms, T2: 1990ms og T3: 0ms. Dette er også tiden ventilene gikk på under hovedforsøket.

Tabell 5.5: Eksempel på hvordan ventilene åpnes og lukkes under en kjøring. Tiden i første kolonne sier hvor lenge ventilen står i denne posisjonen.

Tid [ms]	membran ekspander 1 inn	membran ekspander 1 ut	membran ekspander 2 inn	membran ekspander 2 ut
1990	Åpen	Lukket	Lukket	Åpen
10	Lukket	Lukket	Lukket	Lukket
1990	Lukket	Åpen	Åpen	Lukket
10	Lukket	Lukket	Lukket	Lukket

5.10 Sensorer

Det er installert to forskjellige sensorer rundt omkring på ORC-anlegget. Dette er trykk- og temperatursensorer. Temperatursensorene som blir brukt er T-type termoelementer, mens trykksensorene er fra produsentene Hydac og Baumer. Usikkerhetene til Hydac-trykksensorene er på 0,5 % av «full scale». Det vil si at på disse som har «full scale» på 40 bar er usikkerheten på 0,2 bar, altså 0,02MPa. Baumer-trykksensorene har vi ingen datablad på, men jeg antar at usikkerheten ligger på omtrent det samme for alle trykksensorene. Usikkerheten til temperatursensorene har vi ingen dokumentasjon på, men jeg antar at den er rundt ± 2 K. Figur 5.9 viser hele ORC-anlegget med sensorplasseringene. Navn og indekser for trykksensorene er forklart i tabell 5.6, og for temperatursensorene i tabell 5.7. Strømningsmåleren som er installert ut av fordampere er ikke tatt med når data er blitt samlet inn, dette fordi noe av denne strømmingen går til oppvarming av klokkene. Denne oppvarmingen er regnet som tap.

Tabell 5.6: Trykksensorene. Navn og beskrivelse

Navn trykksensorer	Beskrivelse
TT_OU	trykk ut av membranekspander
TT_FU	trykk ut av fordampere
TT_OL	oljetrykk
TT_T	tanktrykk
TT_G2G1	trykk mellom G2 og G1 (lavtrykk)

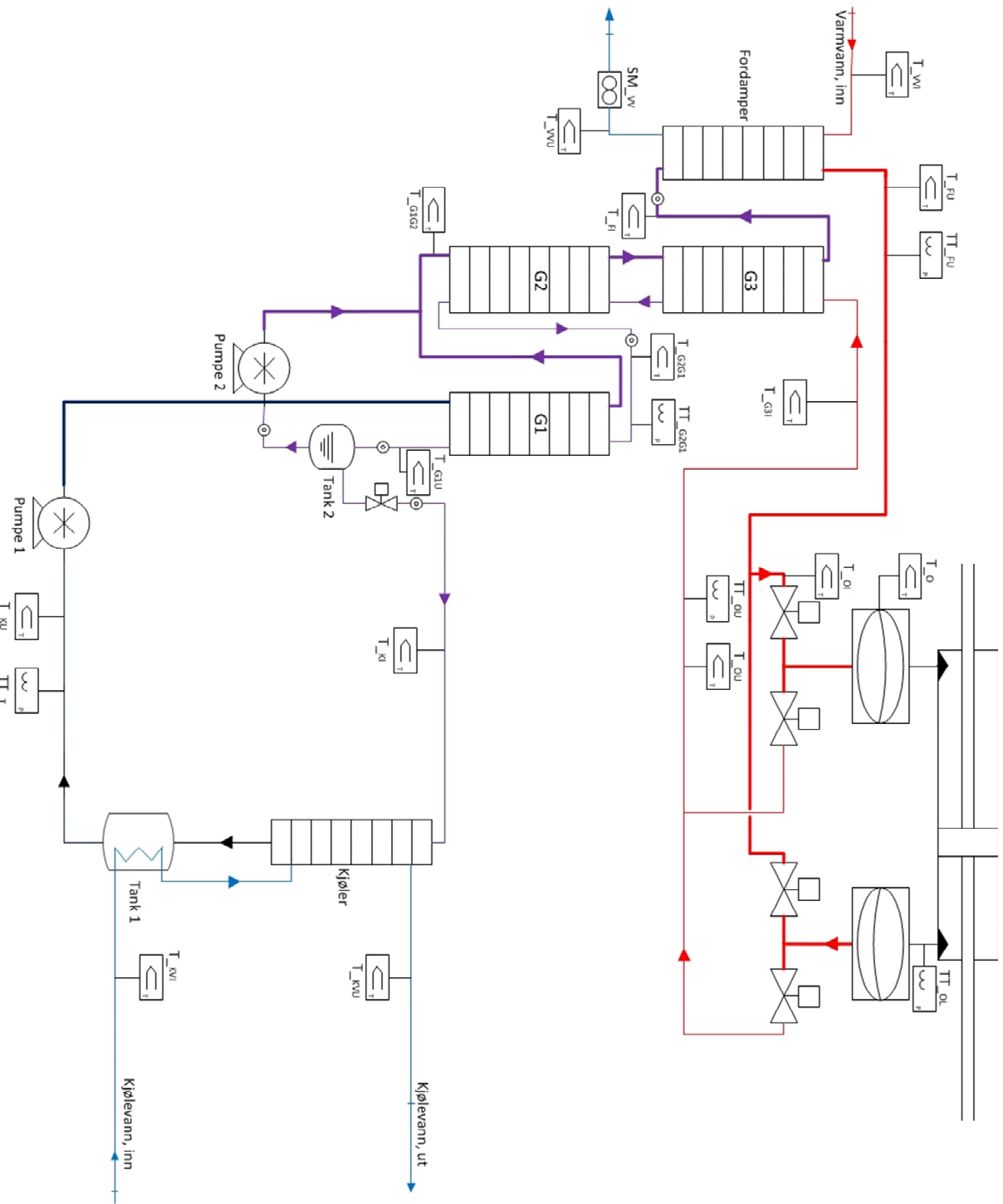
Tabell 5.7: Temperatursensorene. Navn og beskrivelse

Navn temperatursensor	Beskrivelse
T_KI	kjøler inn
T_KU	kjøler ut (tank)
T_G1U	G1 ut (lavtrykk)
T_G1G2	mellom G1 og G2 (høytrykk)
T_G2G1	mellom G2 og G1 (lavtrykk)
T_OI	membranekspander inn
T_O	på membranekspander
T_VVI	varmtvann inn
T_VVU	varmtvann ut
T_FU	fordamper ut
T_FI	fordamper inn
T_OU	membranekspander ut
T_G3I	G3 inn (lavtrykk)
T_KVU	kjølevann ut
T_KVI	kjølevann inn

5.10.1 Labview

Styringen og innsamling av data fra ORC-anlegget er gjort på en datamaskin med labview programvare. labview programmet blir brukt til datainnsamling av trykkmålingene, logge temperaturmålingene og styre ventilene.

Temperaturene blir logget hvert 15 sekund når labview programmet kjører, mens trykkmålingene blir tatt når vi selv vil. Den tar 500 målinger per sekund, og man stiller selv inn hvor lenge man vil den skal måle. Frontpanelene til programmet finnes som vedlegg A.



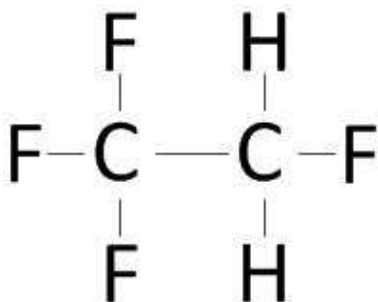
Figur 5.7: ORC-anlegget med trykk og temperatursensorene. Modifisert fra A. Føyn

5.11 Arbeidsmedium

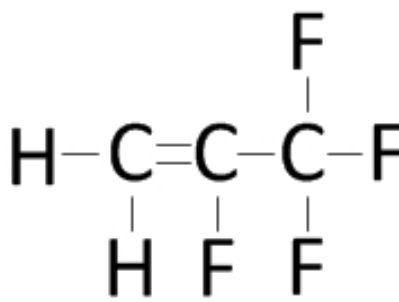
Arbeidsmediet som blir brukt i vårt ORC-anlegg kalles R134a. Dette er et såkalt kjølemedium som blir brukt til for eksempel aircondition. Denne gassen erstattet CFC-12 gassen som var vanlig før og hadde et høyt ozonreduksjonspotensiale (ODP). R134a har en ODP på 0, men har ett ganske høy global oppvarmingspotensial (GWP) på 1300 (Tillner-Roth & Baehr 1994). Dataene til R134a er listet i tabell 5.8.

Tabell 5.8: Data for arbeidsmediet R134a (Honeywell 2006; Honeywell 2012; REFPROP 2010).

Kjemisk	1,1,1,2-Tetrafluoretan
Kjemisk formel	CH ₂ FCF ₃
Kokepunkt ved 101,3 kPa	247 K (-26 °C)
Smeltepunkt ved 101,3 kPa	172 K (-101 °C)
Tetthet ved 298 K(25 °C) og 101,3 kPa	4,20 kg/m ³
Globalt oppvarmingspotensial (GWP)	1300



Figur 5.8 Strukturformen til R134a



Figur 5.9 Strukturformel til R1234yf

Arvtageren til R134a ser ut til å bli kjølegassen R1234yf. Disse to mediene har veldig like egenskaper, men R1234yf har en GWP på bare 4. Dette gjør gassen mer miljøvennlig og et bedre alternativ enn R134a (Honeywell 2011). Strukturformelene til begge mediene er vist i figur 5.9 og figur 5.10. Dataene til R1234yf er listet i tabell 5.9.

Tabell 5.9: Data for arbeidsmediet R1234yf (Honeywell 2006; Tillner-Roth & Baehr 1994).

Kjemisk navn	2,3,3,3-tetrafluorpropen
Kjemisk formel	C ₃ H ₂ F ₄
Kokepunkt ved 101,3 kPa	-29,4 °C
Smeltepunkt ved 101,3 kPa	-150 °C
Tetthet ved 298 K(25 °C) og 101,3 kPa	4,76 kg/m ³
Globalt oppvarmingspotensial ("GWP")	4

6 Forberedelser til forsøk

Ved å teste anlegget før vi begynte å gjøre forsøk gjorde at vi ble godt kjent med det, visste hvordan ting fungerte, hva som var viktig å måle og hva slags parametere som er viktig. Alle temperatur- og trykksensorer ble også testet slik at vi var sikre på at de viste riktige verdier. Dette blir beskrevet i avsnitt 6.2 kalibrering. Ventilene inn til membranekspanderne viste seg å gå feil da vi testet anlegget i januar. Hvordan vi fant ut det er beskrevet nedenfor.

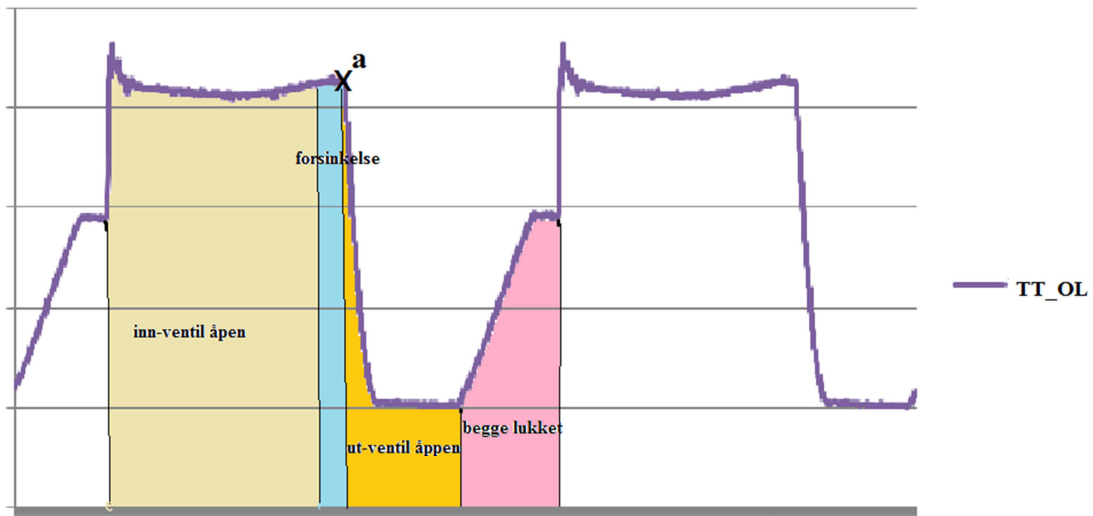
6.1 Feilsøking

Under en test vi gjorde med ekspansjon, stemte ikke de resultatene vi fikk med det vi trodde vi skulle få. Trykkgrafene vi fikk er vist i figur 6.1. Her har vi kjørt med ekspansjon, men denne vises ikke på figuren. Ut fra det vi trodde, skulle det ikke være en rett linje fra enden av kurven (punkt a), men heller en slags avtagende eksponentiell linje.

Vi sjekket derfor først om de digitale og manuelle trykksensorene stemte overens med hverandre. Dette ble gjort ved å kjøre anlegget sakte og lese av de manuelle trykkmålerne og målingene på dataen, som de digitale sensorene målte, samtidig. Disse målingene stemte overens, så da måtte vi gå videre for å finne feilen.

Neste mistanke var at ventilene ikke gikk som de skulle. Ved en kjøring hvor ventilene sto på: T1: 100ms, T2: 1000ms og T3: 900 trodde vi at inn-ventilen slapp inn gass i 1000 ms, at begge ventilene var stengt i 900ms, og ut-ventilen var åpen i 2000 ms med en forsinkelse på 100ms på åpne og lukke når sekvensen var ferdig. Ved hjelp av et oscilloskop fant vi ut fra signalene at ventil 1 og 2 var motsatt fra det vi trudde. Det som skjedde var altså at inn-ventilen var oppe i 2000 ms og ut ventilen var åpen i 1000ms. Dette gjorde at ikke all gassen ble sluppet ut og vi fikk en kompresjon av gass inne i klokken når begge ventilene var stengt i 900ms (rosa felt i figur 6.1).

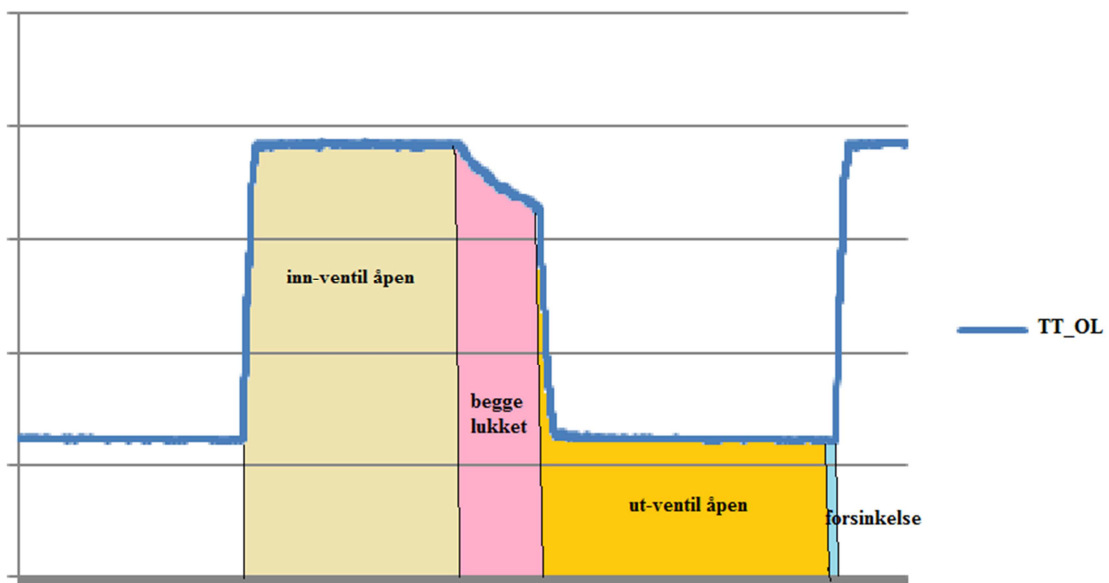
TT_OL med feil kjøring av ventilene



Figur 6.1: Graf av trykkmålinger på oljen da ventilene gikk feil. Vi har kjørt med ekspansjon, altså at begge ventilene var lukket en stund. Ekspansjonen skulle vært på slutten av grafen hvor forsinkelsen er (punkt a). Rekkefølgen på ventilene skulle være: inn-ventil åpen, begge lukket, ut ventil åpen og så forsinkelsen. I stedet for å få en ekspansjon på gassen når begge ventilene er lukket får vi her en kompresjon.

Etter å ha forandret på ventilene slik at de gikk slik som de skulle, ble trykk-grafen seende ut akkurat slik vi hadde forventet fra starten. Dette vises i figur 6.2. Her ser vi trykkfallet ved ekspansjonen av arbeidsmediet når begge ventilene er lukket.

TT_OL med riktig kjøring av ventilene



Figur 6.2: Graf av trykkmålinger på oljen, da ventilene gikk riktig

6.2 Kalibrering

6.2.1 Kalibrering av temperatursensorene

Ved hjelp av et vannbad med varmeelement og sirkulasjonspumpe kalibrerte vi alle temperatursensorene som var koblet til anlegget.

Vi laget en sløyfe av to slanger og et rør med temperaturlomme hvor varmtvannet fra bassenget strømmet igjennom og vi kunne måle temperaturen på vannet i temperaturlommen. I selve vannet i karet hadde vi et kvikksølvtermometer med oppløsning på 0,2 K. I temperaturlommen hadde vi en digital temperaturmåler som var kalibrert opp mot kvikksølvtermometeret. Vi målte også romtemperaturen med temperatursensorene og sammenlignet dem med den digitale temperaturmåleren. Alle sensorene koblet til anlegget viste såpass lik temperatur som både kvikksølvtermometeret i bassenget og den digitale temperaturmåleren slik at vi konkluderte med at temperatursensorene var godt nok kalibrert. De forskjellene vi hadde kom bare av unøyaktighet i måleapparatene

6.2.2 Kalibrering av trykksensorene

Trykksensorene ble ikke kalibrert av meg, men av Amund Føyn ved hjelp av en analogt manometer og medfølgende kalibreringsskjema fra produsenten Hydac.

7 Forsøk

7.1 Forsøksoppsett

Før man begynner med forsøket må man planlegge hvordan det skal gjøres. De parameterne som man kan forandre på under et forsøk er:

- Pumpeturtall, og dermed massestrøm av arbeidsmedium.
- Fordampertemperatur.
- Strømning på kjølevann.
- Ventilaksjonstid.
- Med og uten cross-over.

Det er bestemt at anlegget skal teste med 90, 80 og 70 °C inn i fordamperen. Jeg velger også å ha tre forskjellige kjølevannsstrømmer slik at jeg får tre temperaturnivåer i tanken. Disse blir kalt stor (S), middels (M) og liten (L) kjølevannsstrøm. Jeg prøvde meg litt frem med forskjellige kjølevannsstrømmer og kom frem til disse massestrømmenestruømmene:

Liten: $\dot{m}_{kv} < 0,02$ kg/s,

Middels: $0,02$ kg/s $< \dot{m}_{kv} < 0,07$ kg/s

Stor: $\dot{m}_{kv} > 0,07$ kg/s

De andre parameterne bestemte vi at skulle være konstante slik at vi ikke skulle få alt for mange forsøk å gjennomføre. Ventilaksjonstiden ble satt til: T1: 10, T2:1990 og T3:0, og pumpeturtallet ble bestemt skulle være på rundt 100 rpm.

Med tre tilstander for fordamperen og tre tilstander for kjølevannsstrømmen får vi 9 forskjellige tilstander å teste, hvis alle mulige forsøk skal testes. For å kunne se på virkningen av cross-overen ble det bestemt at det skulle gjøres forsøk både med og uten cross-over. 9 kjøring med cross-over og 9 kjøring uten gir tilsammen 18 forskjellige tilstander å teste. En virkningsgradstabell vil se slik ut som vist i tabell 7.1.

Tabell 7.1: Virkningsgradstabellen som jeg skal ende opp med etter at forsøkene er utført.

		Fordampertemperatur		
		90	80	70
Kjølevann- strøm	Liten			
	Medium			
	Stor			

7.2 Forsøksmetode

Jeg skal nå gå igjennom hvordan kjøringene ble utført.

Det første man gjør er å starte opp vannvarmeren til ønsket temperatur og kjølevannsstrømmen til ønsket strømming, slik at det blir varmt i fordamperen og kaldt i tank

1. Kjølevannstrømmen blir bestemt ved å fylle et 10 eller 100 liters kar og ta tiden på hvor lang tid dette tar.

Så starter man pumpe 1 slik at vi får arbeidsmediet rund i anlegget. Hvis det har samlet seg mye væske i tank 2 startes pumpe 2 også for å få denne væsken i omløp i anlegget. Skal man kjøre med cross-over er det bare å la pumpe 2 fortsette å gå, hvis ikke slår man den bare av etter hvert. Man ser i se-glasset når arbeidsmediet har kommet seg igjennom gjenvinneren og er på tur inn i fordamperen, da aktiverer man ventilene til membranekspanderne på de ventilaksjonstidene de skal gå med, slik at de blir vekselvis fylt og drenert. Når maskinene går med de innstillingene den skal er det bare å vente til temperaturene stabiliserer seg. Dette tar ca. 1 time.

Når temperaturene har stabilisert seg er det bare å ta en trykk-kjøring. Dette gjøres ved å trykke på en knapp i labview programmet. Man stiller selv inn hvor lang målingen skal være. Som beskrevet tidligere tar dataprogrammet 500 trykkmålinger per sekund. I hovedforsøkene ble det tatt 4000 målinger (8 sek) på hver kjøring, slik at man fikk målt 2 påfyllinger av den ene membranekspanderen.

Når målingene er tatt er det bare å forandre på en parameter og vente en time til slik at temperaturene stabiliserer seg på nytt.

7.3 Utrekningsmetode

Det er tatt 4 kjøring for hver tilstand. Alle verdiene utenom temperaturen er derfor et gjennomsnitt av disse 4 kjøringene.

Trykkmålinger

Det er tatt gjennomsnittet av de 4000 trykkmålingene ut av fordamper (TT_FU), tank (TT_T), ut av membranekspanderen (TT_OU) og ut av gjenvinner 2 på lavtrykksiden (TT_G2G1).

Temperatur

Temperaturene er også tatt gjennomsnittet av. De er snittet over 10 minutter under kjøringene, fra siste kjøring og 10 minutter før det. Dette slik at man får en gjennomsnittstemperatur på fordampertemperaturen, da denne svinger noen grader. De andre temperaturene har stabilisert seg når målingene blir tatt, slik at det har ingen innvirkning på de andre temperaturene at det blir tatt gjennomsnittet.

Massestrøm pumpe 1

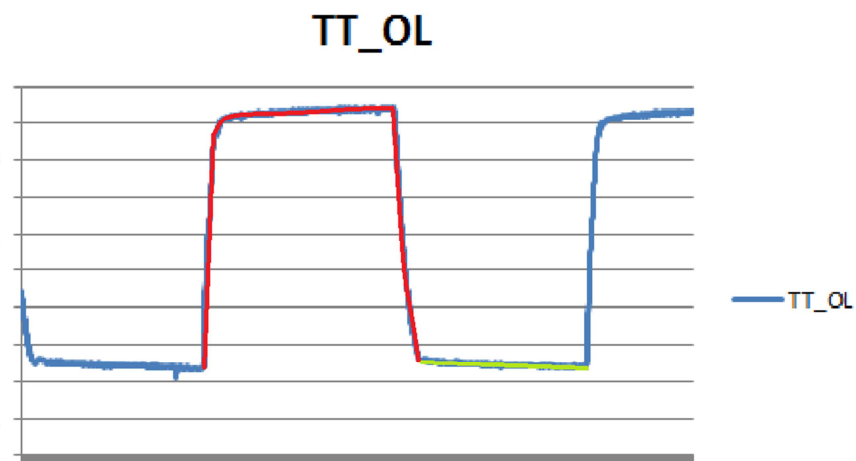
Tettheten til arbeidsmediet i tanken finner man ved å legge trykk og temperaturmålingene inn i REFPROP. Turtallet til pumpen finner man ved å bruke et tachometer. Og når dette settes inn i formel (7) finner man massestrømmen.

Massestrøm pumpe 2

De temperatur- og trykkdataene som man får her befinner seg inne i faseovergangen. Man vet at pumpen bare pumper væske ved å se på se-glasset før pumpen. For å finne massestrømmen må man vite tettheten til bare væsken. Ved å bruke REFPROP kan man finne metningspunktet til mediet ved det trykket som er i tank 2 og bruke tettheten til væsken ved dette trykket.

Effekt ut av membranekspander

Ved hjelp av formel (10) blir effekten vi får ut av anlegget regnet ut. Δp blir regnet ut fra gjennomsnittet av høytrykket (rødt i figur 7.1) og gjennomsnittet av lavtrykket (grønt i figur 7.1) i oljen som blir presset på av arbeidsmediet. Volumstrømmen er lik i alle målingene mine ettersom volumet i membranekspanderen er konstant og man vet at den ble fylt opp helt på 2 sekunder. Dette gir konstant volumfluks inn i membranekspanderen på $0,00015\text{m}^3/\text{s}$ (1,5 dl/s).



Figur 7.1: Målinger av trykksensoren TT_OL med trykk på y-aksen og tid på x-aksen. Snittet av den røde linjen er høytrykket og snittet av den grønne linjen er lavtrykket.

Effekt inn i fordamperen

Effekt inn i fordamperen blir regnet ut fra formel (12). Ettersom vi ikke kjenner massestrømmen til varmtvannet gjennom fordamperen ser vi heller på tilstanden til gassen gjennom fordamperen og regner på entalpiforandringen gjennom fordamperen. Det ble antatt at effekten inn og ut av fordamperen er lik. Entalpien er funnet ved å sette temperatur og trykkmålingene inn i REFPROP.

Virkningsgrad

I virkningsgradstabellen som blir presentert i avsnitt 8.1.4 og 8.2.4 er det valgt å ta gjennomsnittet av virkningsgradene på de driftstilstandene der det er flere målinger av samme tilstand.

Pumpearbeid

For å finne hvor mye arbeid som pumpe 1 utgjør av det mekaniske arbeidet utført i membranekspanderen har jeg tatt for meg tre tilstander og brukt formel (10) ved å bruke trykkforskjellen mellom TT_T og TT_FU som er det trykket pumpen skaper. Dette er så ganget med volumstrømmen gjennom pumpe 1. Pumpearbeidet for pumpe 2 er funnet på samme måte bortsett fra at det er brukt TT_G2G1 som tanktrykk isteden.

7.4 Kjøringer hvor ting gikk feil

7.4.1 80 og 90°C - liten strømming - uten cross-over

Under denne kjøringen ble frekvensen på pumpe 1 satt like høyt som den hadde blitt kjørt med før, men trykket steg aldri til de verdiene som hadde vært på tidligere kjøringer. Det ble valgt å kjøre opp frekvensen noe, men da dette ikke ga noe utslag ble det bare kjørt med dette lave trykket ut. Etter å ha regnet litt på målingene viste det seg at arbeidsmediet var i faseovergangen før den kom til fordamperen. Dette fører til at man ikke vet entalpien før fordamperen og dermed ikke kan regne ut tilført termisk effekt slik som gjort med de andre kjøringene. Antakelsen om at tilført termisk effekt i fordamperen er lik avgitt termisk effekt i kjøleren, når man ser bort fra tap, ble derfor tatt. Dette gir i alle fall en pekepinn på at den virkelige virkningsgraden ikke er høyere en denne.

7.4.2 Middels kjølevannsstrøm - uten cross-over

Denne kjøringen gikk fint på 80 og 90 °C, men når temperaturen ble satt ned til 70 °C stoppet anlegget å gå. Dette skyldes at det var for lite arbeidsmedium på anlegget og alt samlet seg i bunn slik at vi måtte fylle på mer. Det var også for lite vann i vannvarmeren til at vannet sirkulerte ordentlig. Dette skjønnte vi fordi gasstemperaturen ut av fordamperen var bare 45 °C. Etter at vi fikk fylt på mer gass og mer vann på vannvarmeren gikk anlegget som det skulle igjen.

7.4.3 90 °C - stor strømming - med cross-over

Den 7.mars var første gangen det ble kjørt med cross-over for å ta målinger. Anlegget gikk veldig fint på 70 og 80 °C. Da temperaturen ble satt opp til 90 °C gikk den fint en stund helt til se-glasset før pumpe 2 ble tomt. Første teori var at dette skyldes luft i anlegget. Ventilen etter tank 2 ble derfor strupt igjen slik at tanken kunne fylle seg opp med væske. Når vi da åpnet igjen ventilen ble tank 2 tom igjen med en gang. Vi strupte igjen ventilen enda en gang og satte ned frekvensen på pumpe 2 i håp om at dette skulle fungere. Dette hjalp heller ikke og det endte med at vi ikke fikk noen målinger på denne kjøringen. Da vi satte ned kjølevannsstrømmen til liten gikk pumpen fint igjen. Hvorfor vi ikke fikk noen målinger på 90-S-CO den 7/3 er diskutert i avsnitt 9.4.

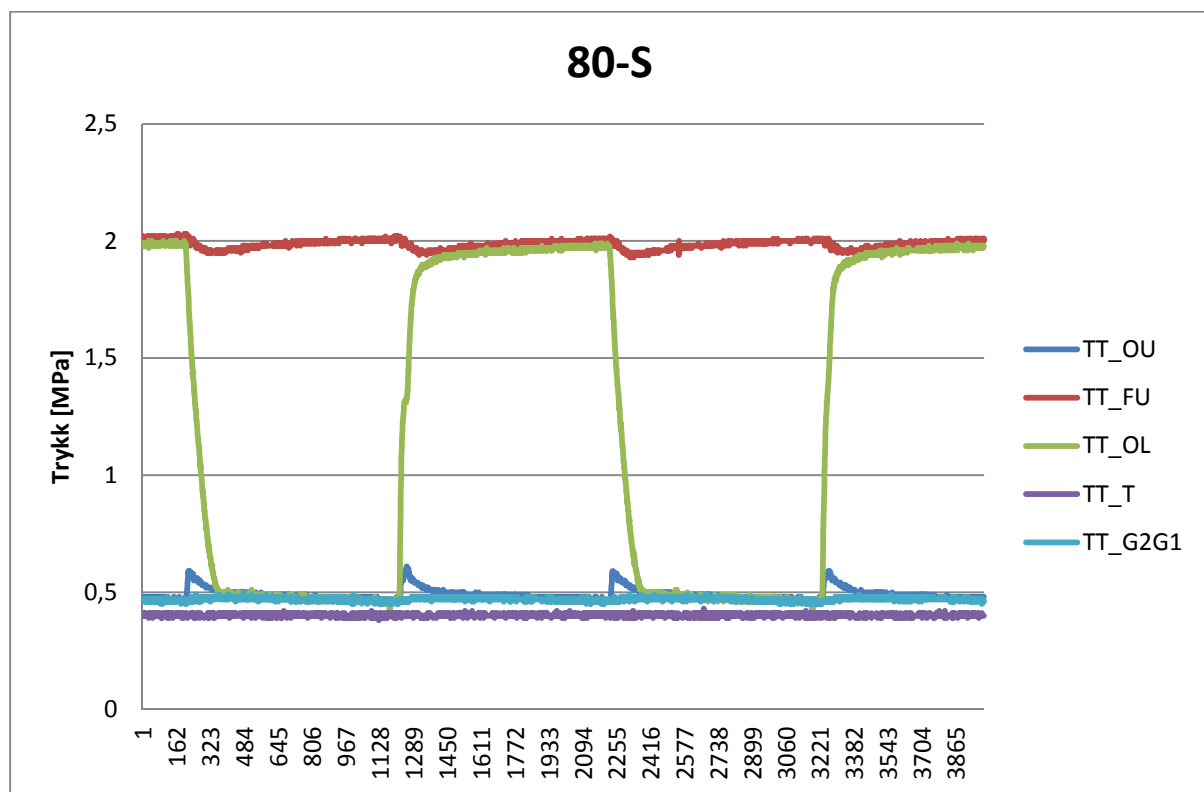
8 Resultater

Trykkmålingene, temperaturmålingene og utregningene av effekt og virkningsgrad blir her presentert hver for seg. Det er noen tilstander det er tatt flere målinger av, dette fordi noe har gått feil eller for at kjølevannsstrømmen, eller temperatur eller trykk skulle bli så like som mulig ved de forskjellige tilstandene. Indeksene L, M og S står for liten, middels og stor kjølevannstrøm.

8.1 Kjøring uten cross-over

Under kjøringene uten cross-over er det to serier for liten kjølevannsstrøm og to kjøring for tilstanden 90-M.

8.1.1 Trykkmålinger



Figur 8.1: Trykkmålingene til kjøring 80-S fremstilt grafisk.

Figur 8.1 er et veldig godt eksempel på hvordan trykkmålingene for kjøringene uten cross-over ser ut grafisk. Man ser at fordampetrykket (rød) og oljetrykket (grønn) følger hverandre når

arbeidsmediet slippes inn i membranekspanderen. Trykket ut av membranekspanderen (blå) får en topp hver gang arbeidsmediet slippes ut av membranekspanderen og det er en liten trykkforskjell mellom gjenvinner-trykket (lyseblå) og tanktrykket (lilla).

Tabell 8.1 viser alle trykkmålingen gjort uten cross-over. Alle trykkmålingene er gitt i MPa.

Tabell 8.1: Trykkmålinger for kjøring uten cross over målt i MPa. L, M og S står for stor, middels og liten kjølevannstrøm.

kjøring	dato	TT_OU	TT_FU	TT_T	TT_G2G1	TT_OL_{høy}	TT_OL_{lav}
90-L	23/3	0,93	1,26	0,91	0,92	1,24	0,92
80-L	23/3	0,91	1,24	0,90	0,90	1,22	0,90
70-L	23/3	0,94	1,29	0,93	0,93	1,26	0,93
90-L	22/2	0,84	1,99	0,81	0,84	1,89	0,84
80-L	1/3	1,25	1,95	1,22	1,23	1,89	1,24
70-L	1/3	1,23	1,79	1,20	1,22	1,73	1,23
90-M	22/2	0,59	1,98	0,55	0,58	1,79	0,59
90-M	21/2	0,54	1,85	0,49	0,54	1,67	0,55
80-M	21/2	0,54	1,86	0,49	0,54	1,71	0,54
70-M	21/2	0,56	1,53	0,52	0,55	1,39	0,56
90-S	22/2	0,49	1,91	0,44	0,48	1,73	0,49
80-S	1/3	0,49	1,98	0,40	0,47	1,83	0,48
70-S	2/3	0,48	1,75	0,39	0,46	1,60	0,48

8.1.2 Temperaturmålinger

Tabell 8.2 viser temperaturene til arbeidsmediet rundt i syklusen. Alle temperaturene er angitt i °C. Temperaturene er satt i den rekkefølgen som arbeidsmediet går i med start i tanken og slutt inn i kjøleren.

Tabell 8.2: Temperaturmålinger i °C, gjort under kjøring uten cross-over.

kjøring	dato	T_ KU	T_ G1G2	T_ FI	T_ FU	T_ OI	T_ OU	T_ G3I	T_ G2G1	T_ G1U	T_ KI
90-L	23/3	20,9	40,2	50,5	93,2	89,8	70,0	69,4	40,2	38,9	39,4
80-L	23/3	20,5	39,4	49,6	81,4	78,5	62,0	61,5	39,5	38,1	38,6
70-L	23/3	21,3	40,7	49,1	71,6	69,3	54,7	54,2	40,8	39,3	40,0
90-L	22/2	19,7	37,1	52,7	93,8	90,9	60,0	59,6	37,2	35,7	35,7
80-L	1/3	31,0	50,6	57,3	82,8	80,8	60,2	59,9	50,7	47,2	49,3
70-L	1/3	32,4	50,5	51,9	71,9	70,4	53,4	52,9	50,7	47,1	49,3
90-M	22/2	16,6	26,4	45,9	93,8	91,0	55,3	54,8	26,3	25,6	24,1
90-M	21/2	17,6	23,5	42,2	91,9	89,2	51,8	51,3	23,5	23,2	21,1
80-M	21/2	17,8	23,7	40,2	84,7	82,0	48,3	47,7	23,7	23,4	21,2
70-M	21/2	17,0	24,5	34,7	70,2	68,2	39,9	39,3	24,5	24,1	22,5
90-S	22/2	11,9	21,1	42,3	94,0	91,2	52,6	52,1	21,3	20,6	18,0
80-S	1/3	8,1	20,0	34,9	83,0	80,4	42,8	42,0	19,9	19,5	15,8
70-S	2/3	8,0	19,6	29,6	72,1	70,2	35,2	34,4	19,5	19,3	15,4

Tabell 8.3 viser temperaturene til kjølevann i kjøleren og varmtvann i fordampere. Disse temperaturene er ikke tatt på arbeidsmediet men på vann som kommer utenfra systemet.

Tabell 8.3: Temperaturmålinger for kjølevann og varmvann gjort under kjøring uten cross-over.

kjøring	dato	T_VVI	T_VVU	T_KVI	T_KVU
90-L	23/3	93,8	90,8	15,4	39,5
80-L	23/3	82,9	79,9	15,0	38,7
70-L	23/3	72,2	68,8	14,6	40,0
90-L	22/2	94,0	89,5	11,3	35,6
80-L	1/3	82,9	78,5	11,9	49,4
70-L	1/3	72,2	67,4	12,8	49,3
90-M	22/2	94,1	89,3	7,0	16,2
90-M	21/2	92,2	86,2	7,4	17,7
80-M	21/2	84,9	76,5	7,3	17,9
70-M	21/2	70,3	65,8	7,3	17,3
90-S	22/2	94,2	89,3	6,0	12,3
80-S	1/3	83,2	77,2	7,9	15,1
70-S	2/3	72,3	65,8	8,0	14,4

8.1.3 Termisk og mekanisk effekt ut, termisk effekt inn og virkningsgrad

I tabell 8.4 er utregningene av termisk effekt inn i fordampere, mekanisk effekt ut av membranekspanderer, termisk effekt avgitt i kjøleren og virkningsgraden til ORC-anlegget regnet ut. Målte data som massestrøm av kjølevann og massestrøm i pumpen er også angitt i denne tabellen.

Tabell 8.4: Utregnede verdier av termisk effekt tilført og avgitt, mekaniske effekt avgitt og virkningsgraden. Massestrømmen på kjølevannet arbeidsmediet er også tatt med. Virkningsgradene markert med * betyr at i denne kjøringen kom arbeidsmediet i faseovergangen før fordampere. Virkningsgrad er derfor regnet ut fra effekten ut av kjølevannet når vi ser bort fra tap ved disse to tilstandene.

Kjøring	dato	\dot{m}_{kv} [kg/s]	\dot{m}_{pumpe1} [kg/s]	P_{inn} [W]	P_{ut} [W]	$P_{kjølevann}$ [W]	η [%]
90-L	23/3	0,0120	0,0163		47,9	1213,6	3,94*
80-L	23/3	0,0120	0,0163		46,8	1191,7	3,94*
70-L	23/3	0,0120	0,0163	2915,8	49,7	1283,1	1,70
90-L	22/2	0,0163	0,0137	2597,2	156,9	1660,1	6,04
80-L	1/3	0,0134	0,0153	2625,9	97,3	2092,1	3,71
70-L	1/3	0,0134	0,0152	2526,1	74,9	2039,7	2,96
90-M	22/2	0,0672	0,0136	2695,7	180,2	2593,3	6,68
90-M	21/2	0,0583	0,0135	2760,5	168,4	2486,1	6,10
80-M	21/2	0,0583	0,0135	2678,4	174,6	2581,5	6,52
70-M	21/2	0,0583	0,0136	2644,9	125,5	2442,2	4,74
90-S	22/2	0,1269	0,0138	2823,8	190,7	3337,1	6,75
80-S	1/3	0,0806	0,0159	3194,1	203,8	2399,7	6,38
70-S	2/3	0,0890	0,0158	3158,2	168,4	2368,6	5,33

8.1.4 Virkningsgradstabell

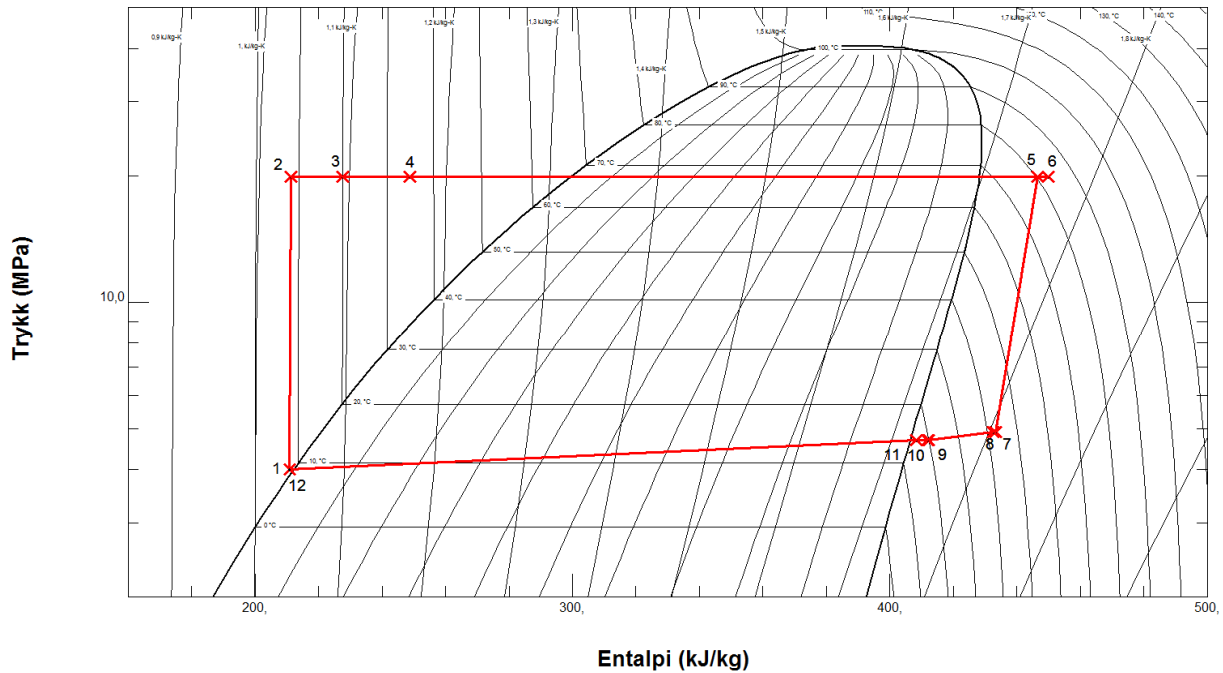
Den endelige virkningsgradstabellen for kjøringene uten cross-over er presentert i tabell 8.5. De virkningsgradene som er regnet ut fra effekten avgitt i kjølevannet er ikke tatt med, da dette er en ganske grov antagelse å ta.

Tabell 8.5: Virkningsgradstabell for kjøringene uten cross-over. Ved de tilstandene det er tatt flere kjøring er gjenomsnittsverdien gjengitt i tabellen. Kjøringene uten P_{inn} er ikke regnet med.

Uten cross-over	90	80	70
liten	6,04	3,71	2,33
middels	6,39	6,52	4,74
stor	6,75	6,38	5,33

8.1.5 Ph diagram

Et vanlig ph-diagram for en kjøring uten cross over er visst i figur 8.2. Denne er for kjøringen 80-S.



Figur 8.2: ph-diagram til kjøringen 80-S.

Tilstandsvariablene til de forskjellige punktene i figur 8.2 er vist i tabell 8.6.

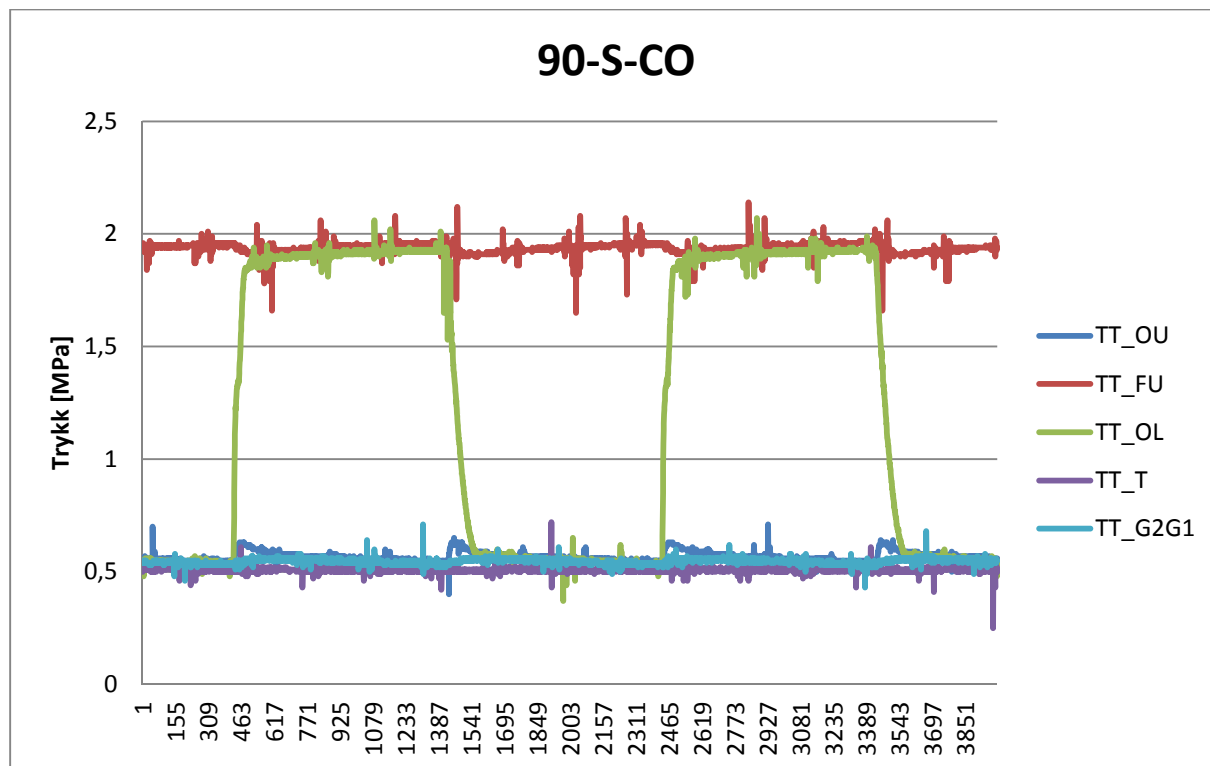
Tabell 8.6: Tilstandsvariablene til kjøringen 80-S hvor verdiene er plottet i ph-diagrammet i figur 8.2.

	Temp. [°C]	Trykk [MPa]	Tetthet [kg/m ³]	Entalpi [kJ/kg]	Entropi [kJ/kg K]
1) Tank1	8,1	0,40	1267,6	211,0	1,04
2) Tank1 HT	8,1	1,99	1274,5	211,3	1,04
3) Gjenvinner	20,0	1,99	1232,9	227,6	1,09
4) Fordamper inn	34,9	1,99	1175,9	248,8	1,16
5) Fordamper ut	83,0	1,99	91,9	449,8	1,76
6) Membraneksp. inn	80,4	1,99	93,9	446,5	1,75
7) Membraneksp. ut	42,8	0,49	20,8	433,5	1,81
8) Gjenvinner inn	42,0	0,49	20,9	432,7	1,80
9) Gjenvinner midt	19,9	0,47	22,1	412,3	1,74
10) Gjenvinner ut	19,5	0,47	22,2	411,9	1,74
11) Kjøler inn	15,8	0,47	22,6	408,3	1,73
12) Tank1	8,1	0,40	1267,6	211,0	1,04

8.2 Med cross-over

Under kjøringene med cross-over er det to serier med stor kjølevannsstrøm. Selv om den ene har massestrøm som om den skulle vært middels, står den under stor på grunn av temperaturen i tanken.

8.2.1 Trykkmålinger



Figur 8.3: Trykkmålingene til kjøringen 90-S-CO fremstilt grafisk.

Figur 8.3 er et veldig godt eksempel på hvordan trykkmålingene for kjøring med cross-over ser ut grafisk. Man ser at fordampetrykket (rød) og oljetrykket (grønn) følger hverandre når arbeidsmediet slippes inn i membranekspanderen. Trykket ut av membranekspanderen (blå) får en topp hver gang arbeidsmediet slippes ut av membranekspanderen og det er en liten trykkforskjell mellom gjenvinner-trykket (lyseblå) og tanktrykket (lilla). Støyen på grafen skyldes frekvensomformerer til pumpe 2.

Tabell 8.7 viser alle trykkmålingene gjort med cross-over. Alle trykkmålingene er gitt i MPa.

Tabell 8.7: Trykkmålingene for alle kjøringene med cross-over, målt i MPa.

kjøring	dato	TT_T	TT_FU	TT_OU	TT_G2G1	TT_OL_{høy}	TT_OL_{lav}
90-L-CO	7/3	1,28	2,30	1,30	1,29	2,23	1,30
80-L-CO	7/3	1,28	2,12	1,29	1,29	2,05	1,29
70-L-CO	7/3	1,21	1,88	1,23	1,22	1,83	1,23
90-M-CO	5/3	0,63	2,08	0,68	0,67	1,93	0,67
80-M-CO	5/3	0,63	1,90	0,68	0,67	1,77	0,67
70-M-CO	5/3	0,64	1,72	0,69	0,68	1,60	0,69
90-S-CO	22/3	0,51	1,94	0,57	0,55	1,81	0,55
80-S-CO	22/3	0,51	1,84	0,57	0,54	1,72	0,56
70-S-CO	22/3	0,51	1,65	0,57	0,54	1,54	0,55
80-S-CO	7/3	0,46	1,78	0,40	0,45	1,65	0,46
70-S-CO	7/3	0,47	1,66	0,41	0,46	1,51	0,47

8.2.2 Temperaturmålinger

Tabell 8.8 viser temperaturene til arbeidsmediet rundt i syklusen. Alle temperaturene er angitt i °C. Temperaturene er satt i den rekkefølgen som arbeidsmediet går i, med start i tanken og slutt inn i kjøleren.

Tabell 8.8: Temperaturmålingene for alle kjøringene med cross-over, målt i °C

kjøring	dato	T_KU	T_G1G2	T_FI	T_FU	T_OI	T_OU	T_G3I	T_G2G1	T_G1U	T_KI
90-L-CO	7/3	22,9	52,7	62,0	94,1	91,7	66,1	65,7	52,9	49,0	51,4
80-L-CO	7/3	24,5	52,6	56,4	83,0	80,6	58,8	58,3	52,8	49,0	51,3
70-L-CO	7/3	28,0	50,4	50,2	67,9	66,7	50,6	50,5	50,5	47,2	49,3
90-M-CO	5/3	11,4	30,5	47,5	94,3	91,4	55,5	55,1	30,6	28,2	27,8
80-M-CO	5/3	11,7	30,5	42,4	83,2	80,9	48,2	47,6	30,7	28,6	28,1
70-M-CO	5/3	12,7	30,9	37,1	72,3	70,6	40,9	40,2	31,0	29,2	28,7
90-S-CO	22/3	8,4	24,9	44,4	93,9	91,4	54,1	53,6	25,1	24,0	23,0
80-S-CO	22/3	8,4	24,8	39,4	83,3	80,9	46,8	46,1	25,0	23,9	22,9
70-S-CO	22/3	8,3	24,7	34,3	72,0	70,3	39,6	38,9	24,8	23,9	22,9
80-S-CO	7/3	8,5	19,4	36,2	83,0	80,7	44,9	44,2	19,4	19,2	15,9
70-S-CO	7/3	8,4	20,7	31,5	72,3	70,5	37,3	36,6	21,0	19,9	18,4

Tabell 8.9 viser temperaturene til kjølevann i kjøleren og varmtvann i fordampere. Disse temperaturene er ikke tatt på arbeidsmediet med på vann som kommer utenfra systemet.

Tabell 8.9: Temperaturmålingene målt på kjølevann og varmtvann, målt i °C.

kjøring	dato	T_VVI	T_VVU	T_KVI	T_KVU
90-L-CO	7/3	94,2	89,8	12,8	51,5
80-L-CO	7/3	83,1	78,5	13,3	51,5
70-L-CO	7/3	72,2	67,6	13,1	49,4
90-M-CO	5/3	94,5	89,1	9,7	27,7
80-M-CO	5/3	83,3	77,9	9,8	27,7
70-M-CO	5/3	72,4	66,6	10,5	28,3
90-S-CO	22/3	94,1	88,7	9,6	15,0
80-S-CO	22/3	83,4	77,8	9,3	14,9
70-S-CO	22/3	72,2	65,9	9,3	14,8
80-S-CO	7/3	83,2	78,1	8,9	15,3
70-S-CO	7/3	72,4	66,4	9,1	16,0

8.2.3 Termisk og mekanisk effekt ut, termisk effekt inn og virkningsgrad

I tabell 8.10 er utregningene av termisk effekt inn og mekanisk effekt ut, termisk effekt avgitt i kjøleren og virkningsgraden regnet ut. Målte data som strømming av kjølevann og massestrøm i pumpene er også angitt i denne tabellen.

Tabell 8.10: Utregnede verdier av termisk effekt tilført og avgitt, mekaniske effekt avgitt og virkningsgraden. Massestrømmen på kjølevannet og massestrøm til arbeidsmediet i pumpe 1 og 2 er også tatt med.

kjøring	dato	\dot{m}_{kv} [kg/s]	\dot{m}_{pumpe1} [kg/s]	\dot{m}_{pump2} [kg/s]	$\frac{\dot{m}_{pumpe2}}{\dot{m}_{pumpe1}}$	P_{inn} [W]	P_{ut} [W]	$P_{kjøl}$ [W]	η_{co} [%]
90-L-CO	7/3	0,012	0,01167	0,00595	51,0 %	2962,1	140,4	2003,9	4,74
80-L-CO	7/3	0,012	0,01161	0,00596	51,3 %	2914,4	114,1	1976,7	3,91
70-L-CO	7/3	0,012	0,01148	0,00601	52,3 %	2804,0	89,9	1878,9	3,22
90-M-CO	5/3	0,032	0,01299	0,00987	75,9 %	4455,2	188,4	2375,2	4,23
80-M-CO	5/3	0,032	0,01325	0,00987	74,5 %	4436,9	164,6	2361,2	3,73
70-M-CO	5/3	0,032	0,01335	0,00985	73,8 %	4402,0	137,0	2344,6	3,11
90-S-CO	22/3	0,082	0,01364	0,00702	51,5 %	4158,2	188,9	1854,9	4,54
80-S-CO	22/3	0,082	0,01364	0,00702	51,5 %	4081,8	175,1	1909,1	4,29
70-S-CO	22/3	0,082	0,01377	0,00702	51,0 %	4056,1	147,4	1876,3	3,63
80-S-CO	7/3	0,032	0,01363	0,01024	75,1 %	4843,8	178,2	842,7	3,68
70-S-CO	7/3	0,032	0,01377	0,01022	74,2 %	4777,4	156,3	916,9	3,27

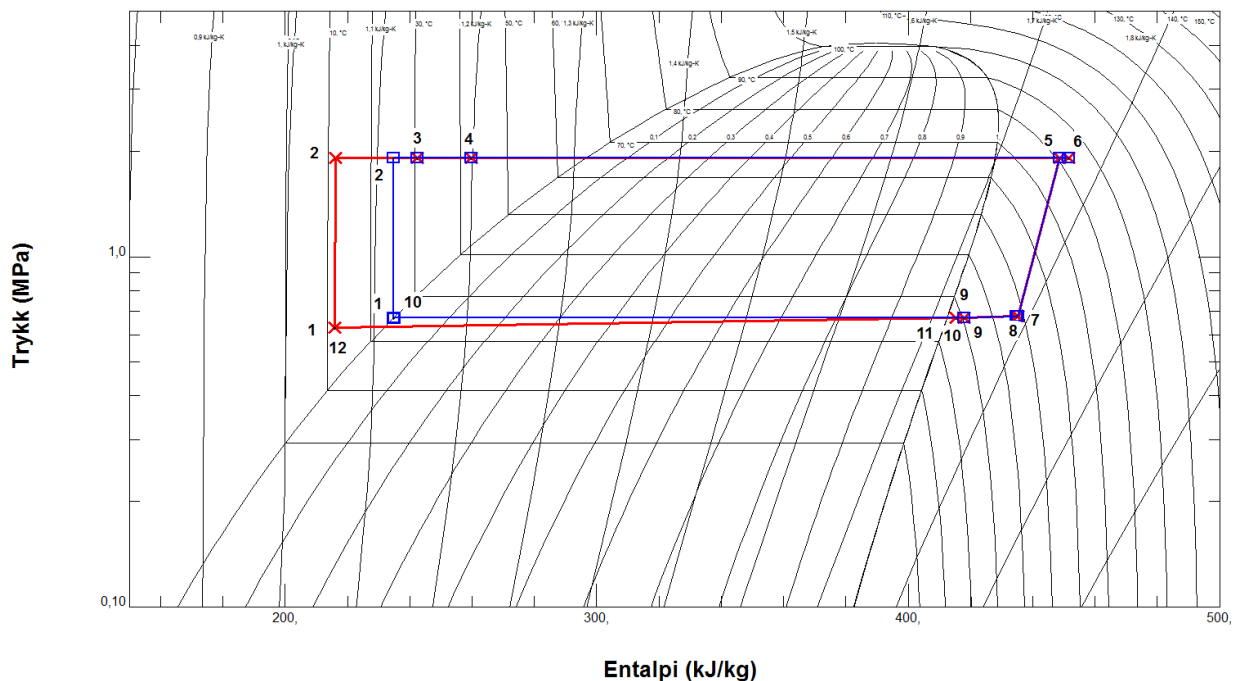
8.2.4 Virkningsgradstabell

Den endelige virkningsgradstabellen for kjøringene med cross-over er presentert i tabell 8.11.

Tabell 8.11: Virkningsgradstabell for kjøringene med cross-over, oppgitt i %. Der hvor det er tatt flere kjøringar ved samme tilstand er gjennomsnittsvirkningsgraden tatt med i denne tabellen.

Med cross-over	90	80	70
liten	4,74	3,91	3,22
middels	4,23	3,73	3,11
stor	4,54	4,29	3,63

8.2.5 ph-diagram



Figur 8.4: ph-diagram for kjøring 80-M-CO. Rød strek er syklusen til pumpe1 og blå strek er for syklusen til pumpe2. Syklusen går fra punkt 1 og med klokka.

Figur 8.4 viser ph-diagrammet til en kjøring med cross-over. Her er den røde linjen syklusen til pumpe 1 og den blå linjen er syklusen til pumpe 2. Arbeidsmediet kondenserer på forskjellige steder i syklusen for pumpe 1 og pumpe 2, dette gjør at det er to grafer i dette diagrammet.

Tabell 8.12 og tabell 8.13 viser tallene til tilstandsvariablene til henholdsvis den røde og den blå grafen i figur 8.4.

Tabell 8.12: Tilstandsvariablene til syklusen for arbeidsmediet gjennom pumpe 1 under kjøringen 80-M-CO. Fremstilt grafisk i figur 8.4.

	Temp. [°C]	Trykk [MPa]	Tetthet [kg/m ³]	Entalpi [kJ/kg]	Entropi [kJ/kg K]
1) Tank1	11,7	0,63	1255,9	215,9	1,06
2) Tank1 HT	11,7	1,91	1261,9	216,2	1,05
3) Gjenvinner	30,5	1,91	1192,9	242,4	1,14
4) Fordamper inn	42,4	1,91	1143,6	259,8	1,20
5) Fordamper ut	83,2	1,91	86,6	451,6	1,77
6) Membraneksp. inn	80,9	1,91	88,1	448,7	1,76
7) Membraneksp. ut	48,2	0,68	29,3	435,2	1,79
8) Gjenvinner inn	47,6	0,68	29,4	434,7	1,79
9) Gjenvinner midt	30,7	0,67	31,5	418,0	1,73
10) Gjenvinner ut	28,6	0,67	31,9	415,9	1,73
11) Kjøler inn	28,1	0,67	32,0	415,4	1,73
12) Tank1	11,7	0,63	1255,9	215,9	1,06

Tabell 8.13: Tilstandsvariablene til syklusen for arbeidsmediet gjennom pumpe 2 under kjøringen 80-M-CO. Verdiene er fremstilt grafisk i figur 8.4.

	Temp. [°C]	Trykk [MPa]	Tetthet [kg/m ³]	Entalpi [kJ/kg]	Entropi [kJ/kg K]
1) Tank 2	25,2	0,67	1205,1	234,9	1,12
2) Tank 2 HT	25,2	1,91	1213,2	234,9	1,12
3) Gjenvinner LT	30,5	1,91	1192,9	242,4	1,14
4) Fordamper inn	42,4	1,91	1143,6	259,8	1,20
5) Fordamper ut	83,2	1,91	86,6	451,6	1,77
6) Membraneksp. inn	80,9	1,91	88,1	448,7	1,76
7) Membraneksp. ut	48,2	0,68	29,3	435,2	1,79
8) Gjenvinner inn	47,6	0,68	29,4	434,7	1,79
9) Gjenvinner midt	30,7	0,67	31,5	418,0	1,73
10) Tank 2	25,2	0,67	1205,8	234,9	1,12

8.3 Pumpearbeid

For å finne pumpearbeidet er det regnet på tre tilstander med cross-over og tre tilstander uten.

Uten cross-over

Ved tilstandene 90-S, 80-M og 70-L viser det seg at pumpearbeidet til pumpe 1 er ganske konstant i forhold til P_{ut} . Pumpen forbruker ca. 9 % av den mekaniske effekten som membranekspanderen avgir (P_{ut}). Dette vises i tabell 8.14

Tabell 8.14: Pumpearbeidet til pumpe 1 i % av avgitt mekanisk effekt i membranekspandere.

Tilstand	% av P_{ut}
90 - S	9,4
80 - M	9,6
70 - L	8,6

Regner vi ut virkningsgraden til kjøringene uten cross-over på nytt ved å trekke pumpearbeidet fra P_{ut} får vi virkningsgradstabellen som vist i tabell 8.15:

Tabell 8.15: Virkningsgradstabell hvor pumpearbeidet også er medberegnet. For kjøringene uten cross over.

uten cross	90	80	70
L	5,50 %	3,37 %	2,12 %
M	5,82 %	5,93 %	4,32 %
S	6,15 %	5,81 %	4,85 %

Med cross-over

Pumpearbeidet under kjøringene med cross-over viser seg også å være ganske konstant for begge pumpene. Resultatene sees i tabell 8.16.

Tabell 8.16: Pumpearbeid i % av den mekaniske effekten ut av membranekspanderen under kjøring med cross-over.

tilstand	% av P_{ut} Pumpe 1	% av P_{ut} Pumpe 2
90 - S - CO	8,1	4,1
80 - M - CO	8,2	6,1
70 - L - CO	7,0	3,9

Med en kjapp regning på de andre tilstandene er de alle på 7-8 % for pumpe 1 og 4 % for pumpe 2. Det er altså bare kjøringen 80-M-CO som skiller seg ut når vi ser på pumpe 2. Tar vi pumpearbeidet med i beregningen av virkningsgraden til vår ORC blir virkningsgradstabellen med cross-over seende ut som tabell 8.17 hvis vi regner med 8 % på pumpe 1 og 4% på pumpe 2:

Tabell 8.17: Virkningsgradstabell hvor pumpearbeidet er medberegnet. Kjøring med cross-over.

Med cross	90	80	70
L	4,17 %	3,45 %	2,82 %
M	3,72 %	3,26 %	2,74 %
S	4,00 %	3,78 %	3,20 %

9 Diskusjon

9.1 Virkningsgraden til kjøring med cross-over vs. uten cross-over.

Det kan se ut som virkningsgradene til kjøringene med cross-over er mindre enn virkningsgradene til kjøringene uten cross-over. I alle fall på kjøringene med liten og stor kjølevannsstrøm. Jeg skal nå se på hva dette kan skyldes, ettersom vi i utgangspunktet trodde at cross-overen ville øke effektiviteten.

For at en virkningsgrad skal bli høy må vi få ut mye energi i forhold til hva vi putter inn. Vi vil altså ha så høy mekanisk effekt ut av anlegget som mulig og så lav termisk effekt inn som mulig. Med cross-over håpet vi at temperaturen inn i fordamperen ville bli høyere, ettersom vi ikke kjøler alt arbeidsmediet, slik at termisk effekt inn avtar. Temperaturen inn i fordamperen (TT_{FI}) er mellom 2-12 K høyere under kjøringene med cross-over enn uten. Fordamperen trenger altså ikke å øke temperaturen så mye på arbeidsmediet i kjøringene med cross-over. Det som da spiller inn er massestrømmen til arbeidsmediet. Den totale massestrømmen til arbeidsmediet gjennom gjenvinneren er større når vi kjører med cross-over. Større massestrøm betyr at mer energi må tilføres for å oppnå samme temperatur ut av fordamperen. Vi må altså tilføre mer energi i fordamperen når vi kjører med cross-over enn når vi kjører uten. Når vi har større total massestrøm i anlegget burde også trykket bli større ut av membranekspanderne. Dette er ikke tilfellet. Trykkforskjellen mellom $TT_{OL_{høy}}$ og $TT_{OL_{lav}}$ er omtrent like stor for kjøringene med og uten cross-over. Dette gjør altså at virkningsgraden blir mindre for kjøringene med cross-over enn uten.

En ting som kunne økt virkningsgraden til kjøringene uten cross-over var å fjerne tank 2. Vi ser at TT_{OL} varierer mellom høytrykket ut av fordamperen og trykket som er i tank 2. Hadde vi ikke hatt tank 2 i kretsen ville vi fått en større trykkforskjell og en større mekanisk effekt ut av membranekspanderne, da trykket mest sannsynlig ville falt helt til tank1.

9.2 Beste tilstand

Ser vi på den mekaniske effekten ut av membranekspanderne ser vi at kjøringene på 90 °C i fordamperen alltid har gitt høyest mekanisk effekt ut, mens kjøringene med 70 °C har gitt

lavest mekanisk effekt ut. Slik er det hvis vi bare ser på kjølevannsstrømmen også. Kjøringen med stor kjølevannsstrøm gir størst mekanisk effekt ut, mens liten kjølevannstrøm gir minst mekanisk effekt ut. Når vi kun ser på den mekaniske effekten ut er altså kjøring 90-S best både med og uten cross-over.

Hvis vi ser på virkningsgradene er det litt vanskeligere å si hvilken tilstand som er best ettersom det varierer mellom kjøringene med cross-over og uten cross-over. Dette har nok med at vi stort sett bare har en kjøring på hver tilstand. Hadde vi hatt flere kjøringar på samme tilstand tror jeg at vi ville fått en virkningsgradstabell hvor det ville vært tydeligere at 90-S ville vært best og 70-L ville vært dårligst. Men ut i fra de virkningsgradstabellene vi har er det vanskelig å si om det er noen forskjell, når det gjelder virkningsgraden, på de forskjellige tilstandene.

9.3 $P_{kjølevann}$ større enn P_{inn}

Hvorfor er den termiske effekten ut av kjølevannet ved kjøring 90-S større en den termiske effekten inn ved samme kjøring? Dette skyldes sannsynligvis enten målefeil i temperaturmålinger eller kjølevannsstrømmen. Eller så betyr det at den tilførte effekten som membranekspanderne blir varmet opp med også har noe å si på tilført termisk effekt.

Det kan derfor se ut som om den tilførte termiske effekten til arbeidsmediet er større enn det som jeg har regnet ut ettersom membranekspanderne blir varmet opp.

9.4 Ingen måling på kjøring 90-S-CO

Som beskrevet i avsnitt 7.4.3 fikk jeg ikke anlegget til å gå som det skulle når jeg kjørte tilstanden 90-S-CO den 7.mars. Dette kan skyldes at det var for lite massestrøm i systemet slik at det ble kondensert for lite væske til tank 2. For å få en større massestrøm i systemet burde kanskje pumpe 1 ha gått litt fortere.

9.5 Trykkforskjell fra membranekspander til tank

Det er en liten trykkforskjell mellom trykket ut av membranekspanderen (TT_OU), ut av gjenvinner 1 (TT_G2G1) og tanktrykket (TT_T). Dette skyldes at det er noe trykktap som skyldes strømmingen av mediet gjennom varmevekslerne på vei ned i tanken.

Før vi begynte å ta trykkmålinger inne i gjenvinneren trodde vi at tilstandsgrafene til arbeidsmediet ville gå i en bue gjennom faseovergangen i ph-diagrammet. Det viste seg at dette ikke stemmer ettersom det meste av trykkfallet alltid vil stå mest over den komponenten som har størst strømningsmotstand. I dette systemet er det utgangen av membranekspanderer. Røret ut av denne er litt sammenklemt fordi vi prøvde å bli kvitt dysetapet som vi fikk her. Dette er altså det største tapsleddet og her det største trykkfallet oppstår

9.6 Lavt trykk på kjøring 90-S

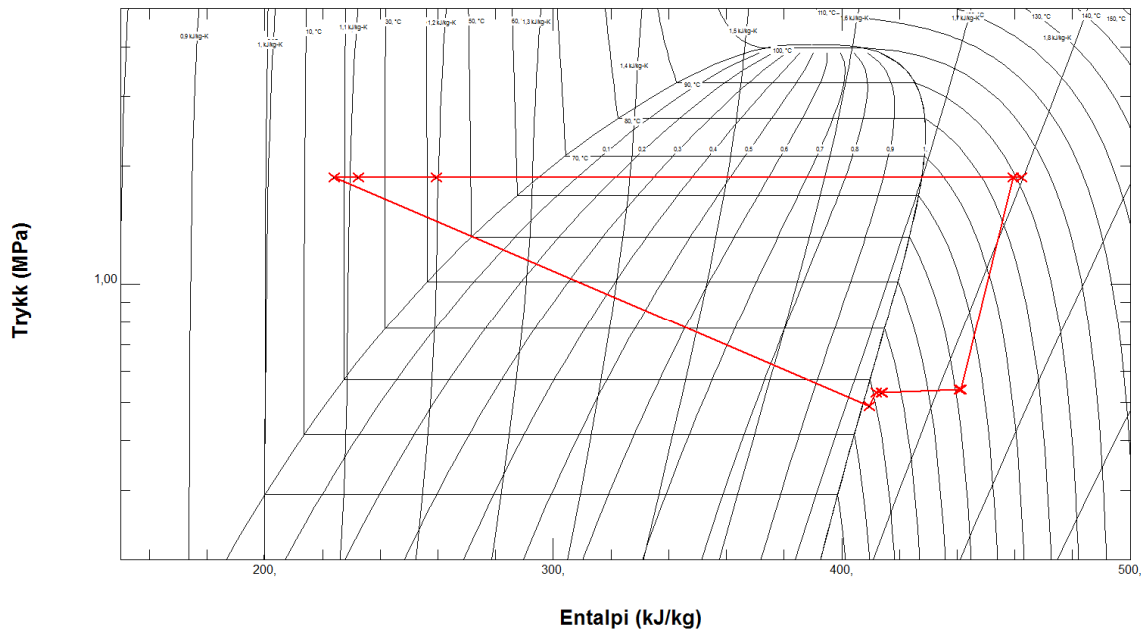
Lavere trykk gir lavere kokepunkt som fører til at gassen fordamper ved lavere temperatur og derfor kommer i faseovergangen før fordamperen. Hvorfor trykket blir så lavt selv om massestrømmen er på det samme som ved tidligere kjøring, kan kanskje komme hvis det var mindre arbeidsmedium i anlegget. Det kan hende at det har lekket ut arbeidsmedium slik at det ikke var nok til å skape et tilstrekkelig høyt trykk. Ettersom dette var den aller siste kjøringen jeg gjorde, betyr det at ORC-anlegget har stått veldig lenge med arbeidsmediet i seg. Selv om det har blitt fylt på arbeidsmedium flere ganger kan det ha seg slik at det ikke var nok til å skape et like høyt trykk som tidligere kjøring.

9.7 Feilmålinger

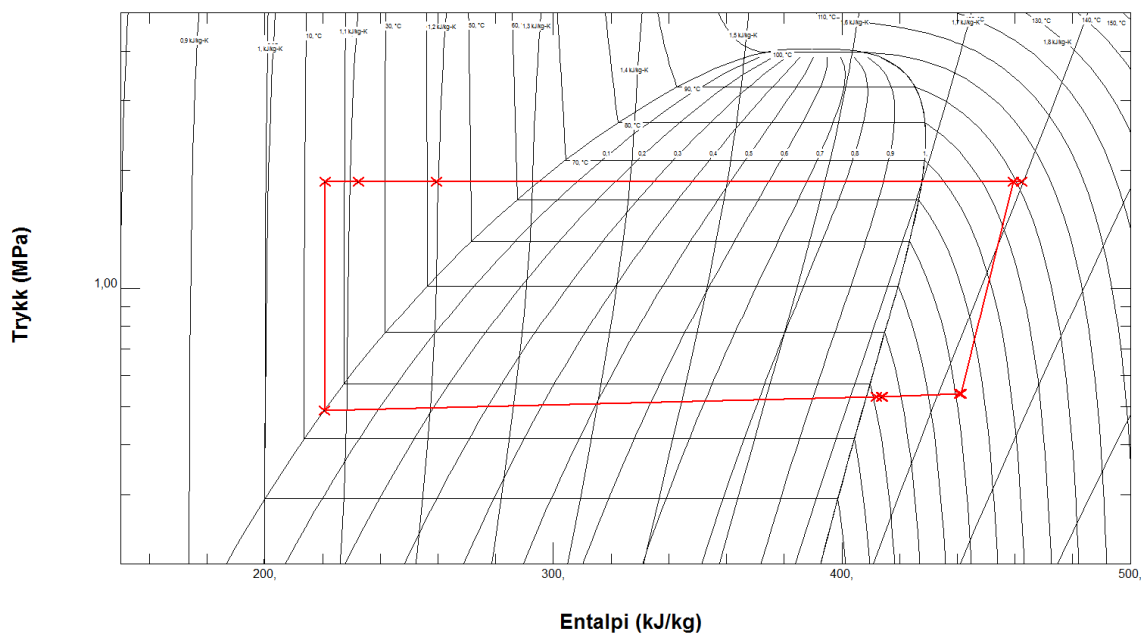
Temperaturmålingene er ikke helt riktige, dette ser vi et eksempel på ved å plote dataene til kjøringen 90-M inn i et ph-diagram. Da får man en slik kurve som er presentert i figur 9.1. Arbeidsmediet i tanken vet man er væske ved å observere arbeidsmediet i se-glasset ut av tanken. Dette betyr at denne kurven ikke stemmer. Det tyder altså på at vi har fått en feilkilde et sted i målingene våre.

De måledataene vi har for tanken er T_{KU} : 17,5 °C og TT_T : 4,9 bar (0,4MPa). Dette ga en entalpi på 409,5 kJ/kg ved hjelp av REFPROP. Metningspunktet til arbeidsmediet ble da funnet ved trykket 4,9 bar, ettersom denne målingen er den mest riktige. De verdiene vi da fikk var: Temp: 15,1 °C trykk: 4,9 bar og entalpi væske 221 kJ/kg. Vi ser altså at ved en temperaturmåling på 2 K feil havnet arbeidsmediet i en helt annen tilstand enn det den egentlig er i.

Ved å sette inn metningspunktverdiene for trykket 4,9 bar og resten av punktene som jeg brukte i figur 9.1 fikk jeg grafen som vist i figur 9.2.



Figur 9.1: Kjøring 90-M plottet i et ph-diagram i REFPROP. Vi ser at det ene punktet har havnet på feil side av metningskurven. Dette kan skyldes små feil i temperaturmålingene.



Figur 9.2: Kjøring 90-M, plottet i et ph-diagram i REFPROP, men her har jeg brukt metningspunktet til tanken ved det målte trykket, i stedet for den opprinnelige målingene. Dette er et riktigere bilde på hva som skjer i anlegget.

9.8 Konkurransedyktig?

Under kjøringene uten cross-over er virkningsgraden kommet opp i 6 %. Når systemvirkningsgraden til et ORC-anlegg som finnes er på 10-12 %, ville virkningsgraden med generator og pumpe kanskje ligge på rundt 8 %, avhengig av virkningsgraden til generatoren, motoren og pumpen. Dette betyr at det testede ORC-anlegg virkelig kan være med å konkurrere mot de anlegg som allerede finnes på markedet. Blir man kvitt det meste av varmetapet, tap i rør-innsnevring og lekkasjer, tror jeg at dette anlegget vil komme opp i en virkningsgrad som virkelig kan konkurrere med dagens anlegg, og være med og bidra til ferskvannsproduksjonen i verden om ikke alt for lenge.

10 Konklusjon og forslag til forbedring

ORC-anlegget har blitt testet ved 18 forskjellige tilstander med det resultatet at det ikke lønner seg å splitte returstrømmen. Virkningsgradene til kjøringene med cross-over er lavere enn kjøringene uten cross-over. Dette på grunn av økt massestrøm og et fravær av høyere trykk ut.

Til en senere utgave av dette ORC-anlegget vil jeg anbefale å isolere rørene godt slik at vi får minst mulig tap. I stedet for å bruke penger på ekstra pumpe og tank til cross-over, er gjenvinneren en viktigere komponent og satse på. Med en god og lang gjenvinner får man gjenvunnet mesteparten av varmen til mediet som kommer fra membranekspanderne. Uten cross-over blir anlegget til og med et enklere anlegg som ikke trenger så mange styringsenheter og komponenter. Det kunne også vært spennende og testet anlegget med en annen gass som kunne fungert ved lavere temperaturer.

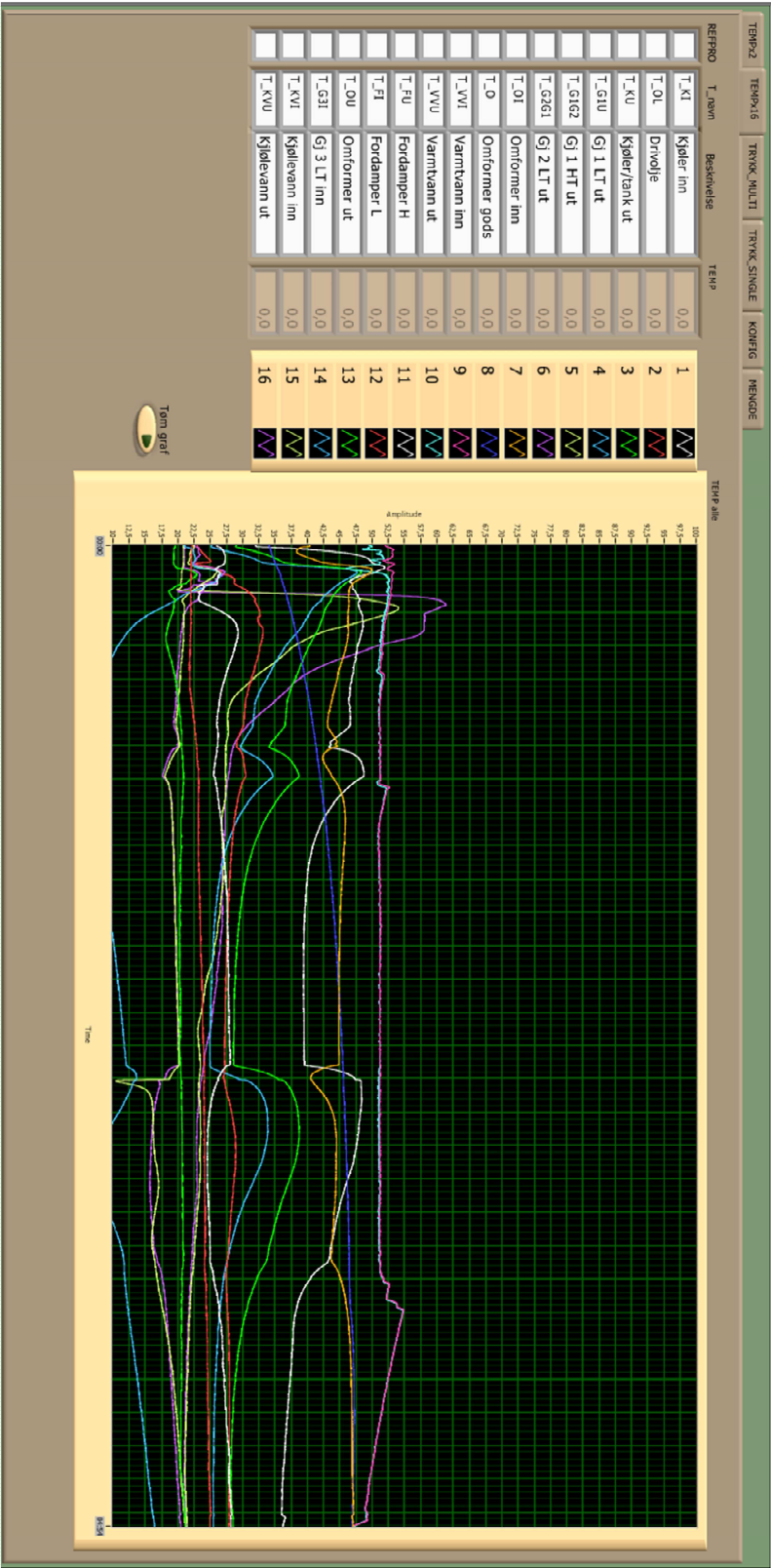
11 Kilder

- Çengel, Y. A. (2007). *Heat and mass transfer: a practical approach*. 3. utg. Boston: McGraw-Hill. 879 s.
- Chang, R. (2008). *General chemistry: the essential concepts*. 5. utg. Boston: McGraw-Hill. 757 s.
- Dai, A. (2011). Drought under global warming: a review. *Wiley Interdisciplinary Reviews: Climate Change*, 2 (1): 45-65.
- Finnemore, E. J. & Franzini, J. B. (2009). *Fluid mechanics with engineering applications*. 10 utg. New York: McGraw-Hill. 790 s.
- Greenlee, L. F., Lawler, D. F., Freeman, B. D., Marrot, B. & Moulin, P. (2009). Reverse osmosis desalination: Water sources, technology, and today's challenges. *Water Research*, 43 (9): 2317-2348.
- Herzog, H.-G. (2010). *Skriptum zur vorelesung Elektrische Energiespeicher*. TU München: Fachschaft Elektrotechnik und Informationstechnik e.V.
- Heyerdahl, P. H. (2012). *Personlig kommunikasjon*.
- Honeywell. (2006). *Honeywell Genetron 134a. Properties, Uses, Storage, and Handling*. Morristown, NJ: Honeywell International Inc. Tilgjengelig fra: <http://www.honeywell-refrigerants.com/wp-content/uploads/2012/02/Honeywell-genetron-134a-technical-specs.pdf> (lest 25.04.2012).
- Honeywell. (2011). *Solstice 1234yf Refrigerant for MAC - The Facts*. Tilgjengelig fra: http://www.1234facts.com/pdf/Solstice1234yf_IAABroschure.pdf (lest 01.05.2012).
- Honeywell. (2012). *Honeywell Genetron® Refrigerant: Refrigerants with the future in mind*. Morristown, NJ: Honeywell International Inc. Tilgjengelig fra: <http://www.honeywell-refrigerants.com/wp-content/uploads/2012/02/Honeywell-genetron-refrigerants-overview-brochure.pdf> (lest 25.04.2012).
- Quoilin, S. & Lemort, V. (2009). Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems. *Technology*: 12.
- REFPROP. (2010). *Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties*. 9 utg. NIST Standard Reference Database 23.
- Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M. & Fischer, J. (2007). Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, 32 (7): 1210-1221.
- Serway, R. A. & Jewett, J. W. (2004). *Physics for scientists and engineers, with modern physics*. Belmont, Cal.: Thomson-Brooks/Cole. XXIII, 1552, 64, 4, 28 s. s.
- Shah, R. K. & Sekulić, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons. 941 s.
- Sollesnes, G. & Helgerud, H. E. (2009). Utnyttelse av spillvarme fra norsk industri - en potensialstudie. *Enova rapport*, 2009:1. 73 s.
- Sonntag, R. E. & Borgnakke, C. (2007). *Introduction to engineering thermodynamics*. 2. utg. Hoboken, N.J.: Wiley. 617 s.
- Tillner-Roth, R. & Baehr, H. D. (1994). An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for Temperatures From 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 23 (5): 657-670.
- Tipler, P. A. & Mosca, G. (2008). *Physics for scientists and engineers: with modern physics*. 6. utg. New York: Freeman. 1412 s.
- WHO & UNICEF (red.). (2012). *Progress on drinking water and sanitation: 2012 Update*. New York, NY. 58 s.

12 Vedlegg

Vedlegg A: Frontpanelene til LABVIEW-programmet.


Vedlegg A: Frontpanelene til LABVIEW programmet



Delay mellom T_avlesn. (ms)

2000

Periode (ms) 2000

Direction 

Temp_all	AI_All
28,2101	1,05658
24,9105	1,05333
21,1751	1,06714
16,3813	1,06856
21,144	1,09118
20,428	1,08904
47,0117	1,05047
46,8872	1,05166
47,1051	1,09292
47,323	1,09261
36,2412	1,06658
27,8366	1,06976
28,5214	1,08467
25,4708	1,08245
21,393	1,0542
21,3619	1,01866

T1 (ms) 1990

T2 (ms) 10


T3 (ms) 0


STOP


TEMPx2 TEMPx16 TRYKK_MULTI TRYKK_SINGLE KONFIG MENGDE


LoggFil


%d:\Documents and Settings\alab\Desktop\Amund\Loggfil2.txt


MAN 

K1_UT 

K1_INN 

K2_UT 

K2_INN 

Gj.V 

Log Intervall 15

