

UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITENSKAP



Forord

For et år siden var tiden inne for å velge tema for masteroppgaven. Med et åpent sinn og uten noen store preferanser om hva jeg hadde lyst til å fordype meg i, oppsøkte jeg Petter H. Heyerdahl, førsteamanuensis ved Institutt for matematiske realfag og teknologi (IMT) ved Universitetet for miljø- og biovitenskap (UMB), for å høre om han hadde noen spennende prosjekter på gang. Det hadde han, og dette var starten på prosessen som endte i dokumentet du nå holder i hånden.

Arbeidet med masteroppgaven har vært omfattende og spennende. Det er gøy å kunne fordype seg skikkelig i et tema, og kombinasjonen av en teoretisk og praktisk oppgave har gjort arbeidet svært lærerikt. Jeg har lært mye om hvordan det er å jobbe praktisk på laboratoriet. Til tider har arbeidet dog vært vanskelig og frustrerende, særlig når det skulle bestemmes hvilken type ekspansjon som foregikk i maskinen. Det har vært motiverende å være med på et ordentlig prosjekt med hovedfokus på en maskin som i fremtiden kan bidra til å møte den økende etterspørselen etter energi og drikkevann.

Grunnen til at denne besvarelsen kan virke litt overlesset, er at dokumentet skal være et internt arbeidsdokument for prosessen som går ut på å utvikle anlegget videre. Erfaringsmessig kan mye av arbeidet som har blitt gjort av masterstudenter bli glemt, om det ikke dokumenteres. Derfor er tingene her godt beskrevet, da det kan være nyttig i det videre arbeidet med maskinen.

En stor takk rettes til veilederen min, Petter H. Heyerdahl. Hans hjelp, tålmodighet, brede perspektiv og ikke minst engasjement, har hjulpet meg gjennom de siste intense månedene. Jeg vil takke overingeniør Bjørn O. Kasin og tidligere medstudent Amund J. Føyn for all god hjelp på laboratoriet, særlig i startfasen av arbeidet, da jeg skulle lære hvordan maskinen virket. Takk til overingeniør Tom Ringstad og hans programmeringsferdigheter, som kom godt til nytte når maskinen ikke virket som den skulle. Jeg vil også takke mine medstudenter på lesesalen for godt selskap under oppgaveskrivingen. Takk til min dyktige venninne Frøydis Meen Wærsted for gode tilbakemeldinger på teoridelen, og takk til Halvard Haugen som ikke bare er en flott far, men også en god korrekturleser. Til slutt vil jeg takke familien min for all støtte de har gitt meg gjennom hele utdannelsen. Fem år som student ved Universitetet for miljø- og biovitenskap har herved kommet til veis ende.

Ås, mai 2012

Mari Haugen

Oppdraget

- Det skal utvikles en matematisk funksjonsmodell for en lavtemperaturdrevet organisk rankinesyklus (ORC) maskin. Den aktuelle maskinen står i Energilaboratoriet ved IMT.
- Den mekaniske virkningsgraden fra tilført varme til utført arbeid skal bestemmes både teoretisk og ved forsøk, for ni ulike kombinasjoner av tre temperaturer på varmekilden og tre grader av ekspansjon av arbeidsmediet.
- Studien skal også innbefatte at maskinen skal drive et omvendt osmose-anlegg for produksjon av ferskvann fra saltvann.

Sammendrag

I arbeidet med denne masteroppgaven har ytelsen til en lavtemperaturdrevet organisk rankinesyklus (ORC) maskin for drift av avsaltingsanlegg blitt undersøkt. Maskinen som ble studert er utviklet av førsteamanuensis Petter H. Heyerdahl og overingeniør Bjørn O. Kasin ved Institutt for matematiske realfag og teknologi (IMT) ved Universitetet for miljø- og biovitenskap (UMB). Det som kjennetegner denne maskinen er at den er forsynt med to membranekspandere, heretter kalt omformere. Disse omformerne trykksetter saltvann direkte gjennom en clarkpumpe. På denne måten unngås de mange konverteringsledd og medfølgende energitap som finner sted om varmen først skal omdannes til elektrisitet gjennom en ekspander og en generator, for så å trykksette saltvannet ved hjelp av en elektrisk motor som driver en pumpe.

Temperaturene på de to varmereservoarene som maskinen arbeider mellom, ble i denne analysen valgt til 15 °C på det kalde reservoaret og 90 °C, 80 °C eller 70 °C på det varme reservoaret. I tillegg ble det valgt tre ulike ekspansjonsgrader for arbeidsmediet i omformerne: Ingen ekspansjon, kort ekspansjon og lang ekspansjon. Ytelsen til denne maskinen har dermed blitt undersøkt, både teoretisk og eksperimentelt, for ni ulike kombinasjoner av temperatur på varmekilden og ekspansjonsgrad av arbeidsmediet.

De teoretiske resultatene viste at den maksimale virkningsgraden til maskinen vil ligge mellom 6,6 og 11,1 %, avhengig av temperaturen på det varme reservoaret og ekspansjonsgraden til arbeidsmediet. Virkningsgraden kan økes på bekostning av effekten til maskinen og produksjonen av ferskvann om maskinen kjøres med ekspansjon. Disse resultatene viser at maskinen har potensiale til å konkurrere med ORC-anlegg for strømproduksjon.

Resultatene fra forsøkene på denne maskinen ga virkningsgrader som varierte mellom 3,3 og 5,2 % for de ulike driftstilstandene gitt i forsøksoppsettet. Imidlertid var det flere aspekter ved maskinen som ikke funksjonerte helt optimalt under forsøkene, deriblant lekkasje av arbeidsmedium forbi omformerne og dårlig varmeoverføring til disse. Oppdagelsene som ble gjort, skal benyttes i videre utvikling av maskinen.

Abstract

In this master's thesis the performance of a low-temperature driven organic Rankine cycle (ORC) machine intended for powering desalination plants has been investigated. The machine has been developed by associate professor Petter H. Heyerdahl and senior engineer Bjørn O. Kasin at the Department of Mathematical Sciences and Technology (IMT) at the Norwegian University of Life Sciences (UMB). This machine is equipped with two membrane expanders, called converters. These converters pressurize salt water directly through a Clark Pump. In this way, many of the conversion steps and associated energy losses that occur if the heat is first converted into electricity through an expander and a generator, and then used to pressurize salt water by using an electric motor driving a pump, can be avoided.

The machine works between two heat reservoirs, and in this analysis the cold reservoir was chosen to have a temperature of 15 °C, while the temperature of the hot reservoir was chosen to be 90 °C, 80 °C or 70 °C. Three different degrees of expansion of the working fluid in the converters were also chosen: no expansion, short expansion and long expansion. The performance of this machine has then been investigated, both theoretically and experimentally, for nine different combinations of temperature on the heat source and expansion of the working fluid.

The theoretical results showed that the maximum efficiency of the machine will lay between 6.6 and 11.1%, depending on the temperature of the hot reservoir and the degree of expansion of the working fluid. The efficiency can be increased at the expense of the power output of the machine and the production of fresh water, if the working fluid is allowed to expand in the converters. These results show that the machine has the potential to compete with ORC power plants.

The efficiencies found in the experimental analysis of the machine, were about half of the efficiencies found theoretically, and varied between 3,3 and 5,2 % for the different operating conditions. However, several aspects of the machine were not working exactly as they should during the experiments, among them the poor heat transfer to the converters and the leakage of working fluid past them. These findings will be used in the ongoing development of the machine.

Innholdsfortegnelse

| | |
|--|----|
| Forord | 2 |
| Oppdraget | 4 |
| Sammendrag | 6 |
| Abstract | 8 |
| Innholdsfortegnelse | 10 |
| Nomenklatur | 14 |
| 1 Innledning | 18 |
| 2 Teori | 20 |
| 2.1 Termodynamikk | 20 |
| 2.1.1 Det termodynamiske system | 20 |
| 2.1.2 Tilstandsstørrelser | 20 |
| 2.1.3 Tilstandslikningen for ideell gass. | 21 |
| 2.1.4 Termodynamiske prosesser og sykluser | 21 |
| 2.1.5 Energi | 22 |
| 2.1.6 Varme | 22 |
| 2.1.7 Arbeid | 23 |
| 2.1.8 Termodynamikkens 1. lov | 23 |
| 2.1.9 Entalpi | 23 |
| 2.1.10 Entropi og energikvalitet | 24 |
| 2.1.11 Varmekraftmaskiner | 24 |
| 2.1.12 Carnotsyklusen | 25 |
| 2.1.13 Endoreversibel termodynamikk | 25 |
| 2.1.14 Rankinesyklusen | 25 |
| 2.1.15 Organisk rankinesyklus | 27 |
| 2.2 Omvendt osmose | 29 |
| 2.2.1 Osmose, osmotisk trykk og omvendt osmose | 29 |
| 2.2.2 Transport gjennom en semipermeabel membran | 30 |
| 2.2.3 Energibruk | 30 |
| 2.2.4 Energigjenvinning og clarkpumpe | 31 |
| 3 Beskrivelse av anlegget og prosessene | 36 |
| 3.1 Formålet med anlegget | 36 |
| 3.2 Beskrivelse av det fysiske anlegget | 36 |
| 3.3 Beskrivelse av prosessene | 41 |
| 3.3.1 Prosessene i maskinen | 41 |
| 3.3.2 Prosessene i omformerne | 43 |
| 3.3.3 Clarkpumpen | 46 |
| 4 Beskrivelse av metode | 50 |

| | | |
|--------|---|----|
| 4.1 | Valg av forsøksoppsett | 50 |
| 4.1.1 | Programmer som benyttes | 50 |
| 4.2 | Metode for teoretiske beregninger på ideelt anlegg | 51 |
| 4.2.1 | Hensikt | 51 |
| 4.2.2 | Antagelser | 51 |
| 4.2.3 | Varme og arbeid | 52 |
| 4.2.4 | Virkningsgrad | 54 |
| 4.2.5 | Bestemmelse av tilstandene i kretsen | 54 |
| 4.2.6 | Produksjon | 56 |
| 4.2.7 | Levert effekt | 57 |
| 4.2.8 | Varme per kubikkmeter ferskvann produsert | 58 |
| 4.2.9 | Arbeid per kubikkmeter ferskvann produsert | 58 |
| 4.2.10 | Oppvarming av saltvannet | 58 |
| 4.2.11 | Masse arbeidsmedium per kubikkmeter ferskvann produsert | 59 |
| 4.3 | Metode for forsøk og beregninger på reelt anlegg | 60 |
| 4.3.1 | Hensikt | 60 |
| 4.3.2 | Styring | 60 |
| 4.3.3 | Instrumentering | 62 |
| 4.3.4 | Håndtering av usikkerheter | 65 |
| 4.3.5 | Bestemmelse av tilstandene i kretsen | 65 |
| 4.3.6 | Arbeid og varme | 67 |
| 4.3.7 | Virkningsgrader | 69 |
| 4.3.8 | Klargjøring av anlegget | 70 |
| 4.3.9 | Forsøksoppsett | 73 |
| 4.3.10 | Innsamling av data | 74 |
| 4.3.11 | Behandling av måldata | 74 |
| 5 | Resultater og drøfting | 80 |
| 5.1 | Ytelse ved ulike høytrykk i kretsen for ideelt anlegg | 80 |
| 5.1.1 | Ekspansjon og forsterkning | 80 |
| 5.1.2 | Varme og arbeid | 81 |
| 5.1.3 | Virkningsgrad | 87 |
| 5.1.4 | Produksjon | 89 |
| 5.1.5 | Effekt | 90 |
| 5.1.6 | Arbeid per kubikkmeter ferskvann produsert | 91 |
| 5.1.7 | Varme per kubikkmeter ferskvann produsert | 92 |
| 5.1.8 | Masse arbeidsmedium per kubikkmeter ferskvann produsert | 92 |
| 5.1.9 | Oppvarming av saltvannet | 95 |
| 5.2 | Ytelse ved maksimal virkningsgrad for ideelt anlegg | 96 |

| | | |
|--------|--|-----|
| 5.2.1 | Høytrykk som gir høyest virkningsgrad | 96 |
| 5.2.2 | Syklusene som gir høyest virkningsgrad | 97 |
| 5.2.3 | Varme og arbeid | 98 |
| 5.2.4 | Maksimal virkningsgrad | 100 |
| 5.2.5 | Produksjon | 101 |
| 5.2.6 | Arbeid per kubikkmeter ferskvann produsert | 102 |
| 5.2.7 | Varme per kubikkmeter ferskvann produsert | 102 |
| 5.2.8 | Masse per kubikkmeter ferskvann produsert | 103 |
| 5.2.9 | Oppvarming av saltvannet | 103 |
| 5.3 | Et praktisk eksempel | 104 |
| 5.4 | Resultater og drøfting av forsøkene på reelt anlegg | 106 |
| 5.4.1 | Innstillinger | 106 |
| 5.4.2 | Grafisk framstilling av målinger | 106 |
| 5.4.3 | Posisjonsmåleren | 108 |
| 5.4.4 | Volumendringer | 109 |
| 5.4.5 | Motstanden i nåleventilen | 110 |
| 5.4.6 | Trykkene | 113 |
| 5.4.7 | Stempelbevegelse og trykket i høytrykksoljen | 116 |
| 5.4.8 | Kreftene på arbeidsstempelet | 119 |
| 5.4.9 | Friksjonskraften | 122 |
| 5.4.10 | Forsterkningen | 124 |
| 5.4.11 | Feil innstilling av ventilene under forsøk | 126 |
| 5.4.12 | Temperaturene | 127 |
| 5.4.13 | Massetap | 130 |
| 5.4.14 | Innføring av massetap | 131 |
| 5.4.15 | Resultat som gir over-isoterm ekspansjon | 131 |
| 5.4.16 | Innføring av dødvolum på gass-siden av membranen | 132 |
| 5.4.17 | Dødvolum på oljesiden av membranen | 134 |
| 5.4.18 | Temperatur og tofase i omformerne | 135 |
| 5.4.19 | Syklusene fra forsøkene vist i ph-diagrammet | 137 |
| 5.4.20 | Varme og arbeid | 139 |
| 5.4.21 | Virkningsgrader | 145 |
| 6 | Konklusjon | 150 |
| 7 | Forbedringer og forslag til videre utvikling av anlegget | 152 |
| 8 | Referanseliste | 154 |

Nomenklatur

Nomenklaturtabellene er ikke fullstendige. Flere lokale størrelser er kun forklart i teksten, eller kan leses ut av indeksene. Flere av indeksene som brukes i den delen av oppgaven som omhandler den eksperimentelle analysen, er forklart i Tabell 4.3. Indekser med tall er brukt i den teoretiske analysen, og henviser til hvilken tilstand arbeidsmediet er i. Disse tilstandene er vist i Figur 3.6.

Latinske symboler

| Symbol | Forklaring | Enhet |
|-----------------------|--|-------------|
| A | Areal | m^2 |
| A_{RO} | Areal av omvendt osmose membran | m^2 |
| A_d | Areal av stempel i drivsylindere | m^2 |
| A_p | Areal av stempel i pumpesyndere | m^2 |
| A_s | Areal av stempelstang | m^2 |
| C | Konsentrasjon | mol/m^3 |
| c_{vann} | Spesifikk varmekapasitet for vann | kJ/kgK |
| F | Kraft | N |
| F_{OL} | Kraft på arbeidsstempel fra omformer med høyt trykk | N |
| F'_{OL} | Kraft på arbeidsstempel fra omformer med lavt trykk | N |
| F_{SV} | Kraft fra saltvann/høytrykksolje på arbeidsstempel | N |
| F_{trykk} | Summen av trykkrefter | N |
| f_P | Rotasjonsfrekvens til pumpe | rpm |
| h | Spesifikk entalpi | kJ/kg |
| K | Arealavhengig konstant for nåleventil | s^2Pa/m^6 |
| L | Permeabilitetskoeffisient | kg/sm^2Pa |
| M | Molekylvekt | kg/mol |
| m | Masse | kg |
| m_O | Massen til arbeidsmediet | kg |
| n | Stoffmengde | mol |
| P | Effekt | W |
| p | Trykk | Pa |
| p_2 | Høytrykket i kretsen | Pa |
| p_{SV} | Trykk i saltvann/trykk målt i høytrykksolje | Pa |
| $p_{SV maks}$ | Det største trykket på saltvannet/høytrykksoljen | Pa |
| $p_{SV min}$ | Trykket på saltvannet/høytrykksoljen etter ekspansjonen i omformerne | Pa |
| p_{OL} | Trykk målt i omformer 2 | Pa |
| p'_{OL} | Trykk målt i omformer 2 en halv periode før eller etter p_{OL} | Pa |
| $p_{OL maks}$ | Høytrykket målt i omformer 2 | Pa |
| $p_{OL stutt påfyll}$ | Høytrykket målt i omformer 2 når påfyllingen slutter | Pa |
| $p_{OL eksp}$ | Trykket målt i omformer 2 etter ekspansjonen | Pa |
| p_G | Trykket målt på lavtrykksiden av gjenvinneren | Pa |
| Q | Varme | J |
| Q_{m^3} | Varme tilført arbeidsmediet per kubikkmeter ferskvann produsert | kWh/m^3 |
| $Q_{O inn}$ | Varme tilført arbeidsmediet i omformerne | J |
| $Q_{F inn}$ | Varme tilført arbeidsmediet i fordampere | J |
| Q_G | Gjenvunnet varme | J |
| $Q_{K ut}$ | Varme avgitt fra arbeidsmediet i kjøleren | J |
| $Q_{KV inn}$ | Varme tilført kjølevannet | J |
| $Q_{VV ut}$ | Varme avgitt fra varmtvannet | J |
| q | Spesifikk varme | kJ/kg |
| $q_{O inn}$ | Spesifikk varme tilført arbeidsmediet i omformerne | kJ/kg |

| | | |
|----------------------------|---|---------------------|
| $q_{F\ inn}$ | Spesifikk varme tilført arbeidsmediet i fordampere | kJ/kg |
| $q_{F,G\ inn}$ | Spesifikk varme tilført arbeidsmediet i fordampere og gjenvinneren | kJ/kg |
| q_G | Spesifikk gjenvunnet varme | kJ/kg |
| $q_{inn\ netto}$ | Netto spesifikk varme tilført arbeidsmediet | kJ/kg |
| $q_{K\ ut}$ | Spesifikk varme avgitt fra arbeidsmediet i kjøleren | kJ/kg |
| R | Gjenvinningsgrad | % |
| R | Ideell gasskonstant | J/molK |
| s | Spesifikk entropi | kJ/kgK |
| s | Slaglengde til arbeidsstempel | m |
| T | Absolutt temperatur | K |
| T_{OI} | Temperatur på arbeidsmediet inn i omformer | K |
| T_{OU} | Temperatur på arbeidsmediet ut av omformer | K |
| t | Tid | s |
| t_{eksp} | Ekspansjonstid | s |
| $t_{påfyll}$ | Påfyllingstid | s |
| $t_{start\ påfyll}$ | Tiden når påfyllingen starter | s |
| $t_{slutt\ påfyll}$ | Tiden når påfyllingen er slutt | s |
| $t_{slutt\ eksp}$ | Tiden når ekspansjonen er slutt | s |
| t_{tot} | Tiden på en halvperiode | s |
| U | Indre energi | J |
| U | Spenning | V |
| u | Spesifikk indre energi | kJ/kg |
| V | Volum | m ³ |
| V_{FV} | Volum av ferskvann produsert/høytrykksolje gjennom nåleventilen | m ³ |
| V_{SV} | Volum av saltvann/høytrykksolje | m ³ |
| V_O | Volum av gass i en omformer | m ³ |
| $V_{O\ slutt\ påfyll}$ | Volum av gass i omformer etter påfyllingen | m ³ |
| $V_{O\ slutt\ eksp}$ | Volum av gass i omformer etter ekspansjonen | m ³ |
| V_P | Slagvolum pumpe | m ³ /rot |
| \dot{V}_{FV} | Volumstrøm ferskvann gjennom RO-membran/ høytrykksolje gjennom nåleventil | m ³ /s |
| \dot{V}_{SV} | Volumstrøm saltvann/høytrykksolje | m ³ /s |
| \dot{V}_{VV} | Volumstrøm varmtvann | m ³ /s |
| \dot{V}_{KV} | Volumstrøm kjølevann | m ³ /s |
| $\dot{V}_{O\ eksp}$ | Volumendring i omformer under ekspansjonen | m ³ /s |
| $\dot{V}_{O\ påfyll}$ | Volumendring i omformer under påfyllingen | m ³ /s |
| $\dot{V}_{O\ start\ eksp}$ | Volumendring i omformer under starten av ekspansjonen | m ³ /s |
| $\dot{V}_{O\ slutt\ eksp}$ | Volumendring i omformer under slutten av ekspansjonen | m ³ /s |
| v | Spesifikt volum | m ³ /kg |
| W | Arbeid | J |
| W_{m^3} | Arbeid som trengs for å produsere en kubikkmeter ferskvann | kWh/m ³ |
| W_F | Arbeid gjort av friksjon | J |
| W_O | Arbeid gjort av arbeidsmediet i omformerne | J |
| $W_{O\ eksp}$ | Arbeid gjort av arbeidsmediet i omformerne under ekspansjonen | J |
| $W_{O\ påfyll}$ | Arbeid gjort av arbeidsmediet i omformerne under påfyllingen | J |
| W_P | Pumpearbeid | J |
| W_{SV} | Arbeid gjort på saltvann/høytrykksolje | J |
| w | Spesifikt arbeid | kJ/kg |
| w_O | Spesifikt arbeid gjort av arbeidsmediet i omformerne | kJ/kg |
| $w_{O\ påfyll}$ | Spesifikt arbeid gjort av arbeidsmediet i omformerne under påfyllingen | kJ/kg |
| $w_{O\ eksp}$ | Spesifikt arbeid gjort av arbeidsmediet i omformerne under ekspansjonen | kJ/kg |
| w_P | Spesifikt pumpearbeid | kJ/kg |
| X | Forsterkning, arealforhold i clarkpumpe | |
| X_{reell} | Reell trykkforsterkning i clarkpumpe | |

Greske symboler

| Symbol | Forklaring | Enhet |
|--------------------------|---|-------------------|
| η | Virkningsgrad/effektivitet for maskinen | % |
| η_{Carnot} | Carnoteffektiviteten | % |
| η_{CN} | Chambadal-Novikov effektiviteten | % |
| η_F | Effektivitet til fordampere | % |
| η_K | Effektivitet til kjøler | % |
| η_{SV} | Virkningsgrad for hele anlegget | % |
| ρ | Tetthet | kg/m ³ |
| ρ_3 | Tettheten til arbeidsmediet under påfyllingen i omformerne | kg/m ³ |
| ρ_{3a} | Tettheten til arbeidsmediet etter ekspansjonen i omformerne | kg/m ³ |
| $\rho_{0\text{ påfyll}}$ | Tettheten til gassen i omformeren etter påfyllingen | kg/m ³ |
| $\rho_{0\text{ eksp}}$ | Tettheten til gassen i omformeren etter ekspansjonen | kg/m ³ |
| ρ_{vann} | Tetthet til vann | kg/m ³ |
| π | Osmotisk trykk | Pa |

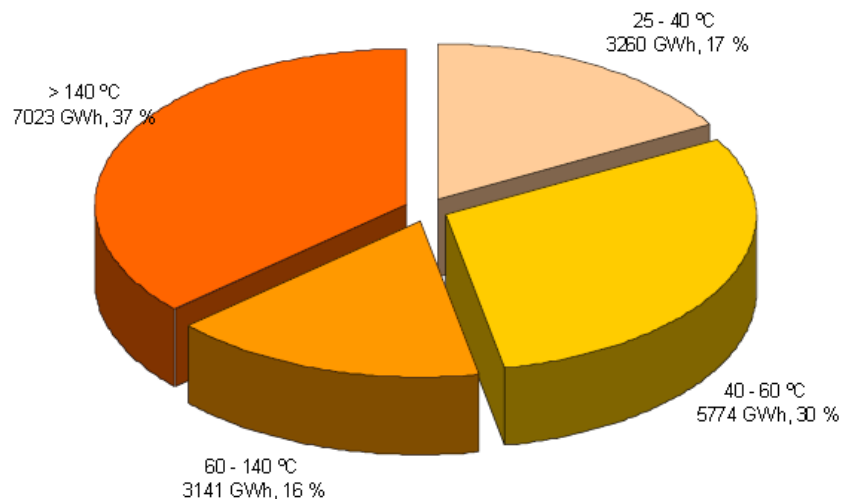
1 Innledning

Verdens energibehov er stadig økende. I følge EIA (U.S. Energy Information Administration 2011) vil verdens totale energiforbruk øke med 53 % fra 2008 til 2035. Mange er derfor opptatt av å ikke sløse med energi. Færre er opptatt av sløsing med energikvalitet, selv om dette ofte kan ha større økonomiske og økologiske konsekvenser (Ertesvåg 2004). Energi med høy kvalitet, slik som elektrisk energi, den kjemiske energien i naturgass og den potensielle energien til vann i et magasin 500 m.o.h., lar seg i stor grad omdanne til arbeid og kan brukes til mange formål. Lavtemperatur varme derimot, lar seg ikke i like stor grad omdannes til arbeid, og har lav kvalitet. Det er energi med høy kvalitet det kommer til å bli stor etterspørsel etter i fremtiden. Det å bruke riktig form for energi på riktig sted, handler blant annet om å unngå å bruke elektrisitet til oppvarming. I fremtiden vil sannsynligvis kvaliteten på de ulike energiformene vi omgir oss med i hverdagen få større betydning.

Samtidig som energibehovet i verden øker, banker klimaendringene på døren. I følge FNs klimapanel, IPCC, vil klimaendringene føre til økende temperaturer, stigende havnivå og endringer i nedbørsmønsteret. Dette vil ha negativ effekt på tilgangen av ferskvann i store deler av verden. Disse negative effektene vil forsterkes av andre faktorer som befolkningsvekst og urbanisering (Parry et al. 2007). Over en milliard mennesker er allerede uten rent drikkevann, og over 2,3 milliarder bor i områder med liten tilgang på ferskvann (Greenlee et al. 2009). Hver dag produseres det til sammen 60 millioner kubikkmeter ferskvann fra saltvann i avsaltingsanlegg (Desalination & Water Reuse (D&WR) 2011). Produksjon av ferskvann krever energi. Den ledende teknologien for avsalting er omvendt osmose (RO). I et RO-anlegg blir saltvannet trykksatt av en pumpe og presset mot en semipermeabel membran. Ferskvann vil trenge igjennom membranen, mens saltene holdes tilbake (Greenlee et al. 2009).

Petter H. Heyerdahl og Bjørn O. Kasin har utviklet en maskin som kan trykksette olje ved hjelp av en modifisert organisk rankinesyklus (ORC) drevet av lavtemperatur varme. Det er denne maskinen som skal studeres i denne oppgaven. Et mulig bruksområde for maskinen er trykksetting av saltvann gjennom en clarkpumpe for å drive et RO-anlegg. På denne måten kan lavtemperatur varme, istedenfor elektrisk energi i en pumpe, benyttes til produksjon av ferskvann. Hvis energiformer med lav kvalitet kan brukes til å gjøre et arbeid, så er dette et positivt bidrag i møtet med den økende etterspørselen etter energi med høy kvalitet. Lavtemperatur varme er tilgjengelig fra flere kilder som geotermisk energi og solenergi. Spillvarme fra industrien har et stort utnyttingspotensiale.

En undersøkelse gjort på oppdrag fra Enova har kartlagt spillvarmen fra norsk industri som ikke blir utnyttet. Samlet utgjør dette 19,2 TWh/år, og fordelingen på ulike temperaturklasser er vist i Figur 1.1 (Enova 2009). For maskinen som skal studeres her, er temperaturer under 100 °C av størst interesse da det ikke skal konkurreres med et vanlig ORC-drevet kraftverk for strømproduksjon. Omtrent halvparten av spillvarmen som er tilgjengelig fra norsk industri er dermed aktuell for denne maskinen.



Figur 1.1 Fordelingen av kartlagt spillvarme fra norsk industri på ulike temperaturklasser. 0°C er valgt som referansetemperatur ved beregning av energimengde. Hentet fra (Enova 2009).

Et eksempel som kan illustrere maskinens bruksområde er et cruiseskip. Om bord i et cruiseskip trengs det ferskvann. Restvarme fra motoren, som ellers ikke ville blitt utnyttet, kan da brukes til å drive maskinen som trykksetter sjøvannet og produserer ferskvann ved hjelp av omvendt osmose. Oljeplattformer representerer også et potensielt marked for maskinen.

2 Teori

2.1 Termodynamikk

2.1.1 Det termodynamiske system

I termodynamiske analyser må systemet som skal undersøkes defineres. Et termodynamisk system består av en eller flere innretninger som inneholder et medium som skal studeres. Systemets grenser kan være i ro eller i bevegelse, og de definerer et kontrollvolum. Alt utenfor kontrollvolumet kalles omgivelsene. I et åpent system er massestrøm inn og ut av systemet mulig. Et lukket system har ingen massestrøm over systemets grenser, og massen av mediet er konstant. Varme og arbeid kan krysse grensene til systemet, men om systemet er isolert kan verken masse eller energi krysse grensene (Sonntag & Borgnakke 2007).

2.1.2 Tilstandsstørrelser

Et stoff kan opptre i ulike faser; fast stoff, væske og gass. I hver fase kan stoffet ha ulike tilstander. Tilstanden til et stoff kan bestemmes av termodynamiske tilstandsstørrelser som temperatur, trykk og tetthet. I en gitt tilstand har hver av tilstandsstørrelsene til stoffet en bestemt verdi, og er uavhengige av hvordan stoffet kom til den tilstanden. For å bestemme tilstanden til et rent stoff, må to uavhengige tilstandsstørrelser være kjent. To tilstandsstørrelser er uavhengige om den ene kan endres mens den andre holdes konstant.

Når et stoff er i to faser samtidig, sies det at stoffet er i tofase. Dette skjer når stoffet fordampes eller kondenserer. Da vil temperatur og trykk være avhengige tilstandsstørrelser, siden temperaturen er konstant for et gitt trykk. Trykk og tetthet eller trykk og kvalitet derimot, er uavhengige tilstandsstørrelser. Kvaliteten sier hvor stor andel av hver fase som er til stede. Mettet væske og mettet gass har henholdsvis kvalitet 0 og 1.

Metningstemperaturen for et gitt trykk er den temperaturen hvor fordampningen skjer. Dette trykket kalles da metningstrykket. Et stoff som er væske ved metningstemperatur og – trykk, kalles mettet væske. Hvis temperaturen er lavere enn metningstemperaturen for det gitte trykket, vil væsken være underkjølt. Hvis stoffet er gass ved metningstemperatur og – trykk, vil gassen være mettet. Gassen er overhett om temperaturen er høyere enn metningstemperaturen (Sonntag & Borgnakke 2007) .

Termodynamiske tilstandsstørrelser er enten intensive eller ekstensive. Intensive tilstandsstørrelser er uavhengige av massen til mediet, mens ekstensive tilstandsstørrelser er avhengige av massen. Når et system er i likevekt, betyr det at tilstanden til hele systemet er den samme. Det vil for eksempel si at trykket og temperaturen er konstant gjennom hele systemet (Sonntag & Borgnakke 2007).

2.1.3 Tilstandslikningen for ideell gass.

Gasser med lav tetthet kalles ideelle gasser. Når molekylene i gassen er langt fra hverandre, kan intermolekylære krefter sees bort i fra, og sammenhengen mellom trykk, p , volum, V , og absolutt temperatur, T , er gitt av idealgassloven (Sonntag & Borgnakke 2007).

$$pV = nRT \quad (2.1)$$

n er stoffmengden og R er den ideelle gasskonstanten. Idealgassloven kan også omskrives slik at tettheten, ρ , til gassen erstatter volumet.

$$p = \rho \frac{RT}{M} \quad (2.2)$$

M er molekylvekten til gassen.

Idealgassloven gjelder ikke hvis tettheten til gassen er stor, for når molekylene kommer nærmere hverandre blir de intermolekylære kreftene betydelige (Sonntag & Borgnakke 2007). Dette skjer, som likning (2.2) indikerer, ved høyt trykk eller lav temperatur. Sammenhengene i idealgassloven kan likevel benyttes for å se hvordan en tilstandsstørrelse blir påvirket av at en annen tilstandsstørrelse endres. Om temperaturen synker, vil tettheten øke for konstant trykk. Om trykket avtar, og temperaturen er konstant, vil tettheten avta, osv.

2.1.4 Termodynamiske prosesser og sykluser

Når en eller flere av tilstandsstørrelsene til et medium forandres, vil tilstanden til mediet forandres. En prosess består av alle tilstandene et system går gjennom når en eller flere av tilstandsstørrelsene til systemet endres. Ofte er en tilstandsstørrelse konstant i løpet av en prosess. Isoterme prosesser skjer ved konstant temperatur og en isobar prosess skjer ved konstant trykk. En prosess er reversibel om den kan reverseres uten at det fører til endringer i systemet eller omgivelsene. Hvis systemet er i tilnærmet likevekt i alle tilstandene det går gjennom i løpet av en prosess, kalles prosessen en kvasi-likevektsprosess. Kun i en kvasi-likevektsprosess kan prosessveien mellom to tilstander være kjent.

Når et system gjennomgår flere prosesser før det ender opp i starttilstanden, har systemet gjennomgått en syklus. Ved slutten av syklusen vil da alle tilstandsstørrelsene til systemet ha samme verdi som før syklusen startet. Dette kalles en termodynamisk syklus. Prosesser og sykluser blir ofte tegnet i diagrammer med en tilstandsstørrelse på hver av aksene. I slike diagrammer er det ofte indikert hvilken fase stoffet er i ved de ulike kombinasjonene av tilstandsstørrelsene. I tillegg kan diagrammet også vise linjer for konstant temperatur, tetthet, trykk, entropi, eller andre tilstandsstørrelser (Sonntag & Borgnakke 2007). I denne oppgaven framstilles sykluser og prosesser i trykk-entalpi diagrammet (ph-diagrammet).

2.1.5 Energi

Energi er innblandet i alle fysiske prosesser. Energi finnes i ulike former, blant annet kinetisk, potensiell, termisk, elektrisk og kjemisk. Den totale energien til et system er summen av den indre, potensielle og kinetiske energien til systemet. Den indre energien, U , til et system består av all energien til systemet som verken er kinetisk eller potensiell. Indre energi er en ekstensiv tilstandsstørrelse. Den spesifikke indre energien, u , til et system, er gitt i likning (2.3) hvor m er massen til systemet. Spesifikk indre energi er uavhengig av massen og er derfor en intensiv tilstandsstørrelse (Sonntag & Borgnakke 2007).

$$u = \frac{U}{m} \quad (2.3)$$

2.1.6 Varme

Varme, Q , er den formen for energi som blir overført fra et system med høy temperatur til et system med lavere temperatur kun på grunn av en temperaturforskjell. Varme er en veifunksjon, det vil si at mengden varme som overføres når et system går fra tilstand 1 til tilstand 2, er avhengig av prosessveien. En prosess som skjer uten varmeoverføring kalles adiabatisk. Generelt er varmeoverføringen mellom tilstand 1 og tilstand 2 gitt av likning (2.4) (Sonntag & Borgnakke 2007).

$$Q = \int_1^2 \delta Q \quad (2.4)$$

δQ er varmen som overføres mellom hver tilstand i prosessen. Spesifikk varmeoverføring, q , er varmeoverføring per masseenheter av systemet, og er gitt av likningen under.

$$q = \frac{Q}{m} \quad (2.5)$$

Varmeoverføring til eller fra et stoff som ikke endrer fase, kan bestemmes ved hjelp av den spesifikke varmekapasiteten, c , til stoffet. Varmekapasiteten sier hvor mye varme som må tilføres stoffet for å øke temperaturen med en grad. For fast stoff eller væske vil varmeoverføringen være gitt av likning (2.6), hvor ΔT er temperaturendringen når en varmemengde Q tilføres eller avgis fra stoffet (Tipler & Mosca 2008).

$$Q = cm\Delta T \quad (2.6)$$

Varmeoverføring kan skje via tre ulike mekanismer. Når energi overføres ved at molekyler er i kontakt og vekselvirker, kalles det varmeledning. Konveksjon er varmeoverføring som finner sted ved at et medium er i bevegelse. Varme kan også overføres som elektromagnetiske bølger. Da kalles det stråling (Sonntag & Borgnakke 2007).

2.1.7 Arbeid

Energi kan overføres fra et system til et annet i form av arbeid. Arbeidet, W , som gjøres av eller på et system i en kvasi-likevektsprosess, er avhengig av prosessveien mellom tilstand 1 og 2, og er gitt av likning (2.7) (Sonntag & Borgnakke 2007).

$$W = \int_1^2 \delta W \quad (2.7)$$

δW er arbeidet gjort mellom hver tilstand i prosessen og er gitt av likningen under

$$\delta W = F dx = p A dx = p dV \quad (2.8)$$

Her er F kraften som utfører arbeidet og x er forflytningen. Trykk er definert som kraft per areal, A , og arbeid kan derfor defineres som trykk ganger volumendring, dV . Hvis et arbeid gjøres på eller av en gass ved å flytte en systemgrense i en kvasi-likevektsprosess, vil arbeidet som blir gjort i løpet av prosessen være gitt ved å kombinere likning (2.7) og (2.8).

$$W = \int p dV \quad (2.9)$$

For å finne arbeidet, må sammenhengen mellom trykket og volumet til gassen gjennom prosessen være kjent.

Ofte er det nyttig å snakke om arbeid per masseenheter av systemet. Spesifikt arbeid, w , er gitt av likning (2.10) (Sonntag & Borgnakke 2007).

$$w = \frac{W}{m} \quad (2.10)$$

Effekt, P , sier hvor raskt et arbeid blir gjort, og er definert i likning (2.11) hvor t er tid (Tipler & Mosca 2008).

$$P = \frac{dW}{dt} \quad (2.11)$$

2.1.8 Termodynamikkens 1. lov

Termodynamikkens 1. lov sier at energi aldri kan gå tapt, kun omdannes fra en form til en annen. I en prosess vil derfor endringen i den indre energien til systemet, ΔU , være lik varmen som er tilført systemet pluss arbeidet utført på systemet (Tipler & Mosca 2008).

$$\Delta U = Q + W \quad (2.12)$$

2.1.9 Entalpi

Entalpi er en kombinasjon av flere tilstandstørrelser som ofte dukker opp i termodynamisk analyse. Entalpi er selv en tilstandstørrelse, og definisjonen på spesifikk entalpi, h , er gitt i likning (2.13), hvor v er spesifikt volum (Sonntag & Borgnakke 2007).

$$h = u + pv \quad (2.13)$$

Varmen som overføres i en kvasi-likevektsprosess ved konstant trykk er lik endringen i entalpi. Dette følger av termodynamikkens 1. lov i likning (2.12) og at det spesifikke arbeidet som gjøres i en slik prosess er forskjellen i pV mellom slutt- og starttilstand. I en isobar prosess mellom tilstand 1 og 2 er derfor den spesifikke varmeoverføringen, q , gitt av likningen under (Sonntag & Borgnakke 2007).

$$q_{isobar} = h_2 - h_1 \quad (2.14)$$

2.1.10 Entropi og energikvalitet

Entropi er en tilstandsstørrelse som sier noe om graden av uorden i systemet (Tipler & Mosca 2008). En gass vil ha høyere entropi enn en væske fordi molekylene er mindre bundet sammen. Definisjonen på spesifikk entropi, s , er gitt i likning (2.15) og er en intensiv tilstandsstørrelse (Sonntag & Borgnakke 2007).

$$ds = \left(\frac{\delta q}{T} \right)_{rev} \quad (2.15)$$

Entropiendringen i en reversibel prosess er altså gitt av hvor mye varme som overføres, og ved hvilken temperatur varmeoverføringen skjer. Det følger at entropien er konstant i en reversibel adiabatisk prosess. Termodynamikkens 1. lov sier at energien i universet er bevart. I en reversibel prosess er endringen i entropi i universet også lik null. I en irreversibel prosess vil derimot entropien i universet øke. Dette skyldes at entropi genereres i irreversible prosesser (Tipler & Mosca 2008).

Entropi henger sammen med begrepet energikvalitet. Når entropi genereres, vil en energimengde lik $T\delta S_{gen}$ ikke lenger kunne omdannes til arbeid. Denne energimengden representerer da en tapt mulighet til å utføre et arbeid. δS_{gen} er mengden entropi som genereres i prosessen (Sonntag & Borgnakke 2007). I alle irreversible prosesser vil energikvalitet gå tapt. Kvaliteten på energien sier hvor mye av energien som kan omdannes til arbeid, og denne energimengden kalles eksergi (Ertesvåg 2004). Ulike energiformer har ulik kvalitet. Elektrisk energi er et eksempel på en energiform med høy eksergiandel. Lavtemperatur varme derimot, har lite eksergi. Alle energiformer kan omdannes til varme, men det er umulig å omdanne all varme til mekanisk arbeid. Dette er termodynamikkens 2. lov (Ertesvåg 2004).

2.1.11 Varmekraftmaskiner

En varmekraftmaskin opererer i en termodynamisk syklus hvor varme overføres fra et reservoar med høy temperatur til et reservoar med lav temperatur, og samtidig utfører et positivt arbeid på omgivelsene. Mediet som tilføres og avgir varme i syklusen kalles arbeidsmediet. I følge termodynamikkens 2. lov er det umulig å konstruere en maskin som opererer i en syklus og omdanner all varmen som tilføres arbeidsmediet til arbeid (Sonntag & Borgnakke 2007). Noe av varmen som tilføres arbeidsmediet må avgis til et reservoar med lavere temperatur. Dette skyldes kvaliteten på varmeenergien.

Effektiviteten, η , til en varmekraftmaskin er definert som

$$\eta = \frac{W_{net}}{Q_H} \quad (2.16)$$

hvor W_{net} er netto arbeid utført og Q_H er varmen som tilføres arbeidsmediet. Effektivitet kalles også virkningsgrad. For to gitte varmereservoarer er det umulig å konstruere en maskin med høyere virkningsgrad enn en maskin som opererer i en syklus bestående av reversible prosesser (Sonntag & Borgnakke 2007).

2.1.12 Carnotsyklusen

Den mest effektive varmekraftmaskinen som arbeider mellom to varmereservoarer med temperaturene T_H og T_L , er en som følger carnotsyklusen. Carnotsyklusen består av fire reversible prosesser.

1. Varme overføres til arbeidsmediet fra varmereservoaret med høy temperatur, T_H , i en isoterm prosess.
2. Temperaturen til arbeidsmediet avtar fra T_H til T_L i en adiabatisk prosess.
3. Varme overføres fra arbeidsmediet til varmereservoaret med lav temperatur, T_L , i en isoterm prosess.
4. Temperaturen til arbeidsmediet øker fra T_L til T_H i en adiabatisk prosess.

Effektiviteten, η_{Carnot} , til en slik varmekraftmaskin er gitt av likning (2.17) (Sonntag & Borgnakke 2007). Temperaturene er oppgitt i Kelvin.

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.17)$$

2.1.13 Endoreversibel termodynamikk

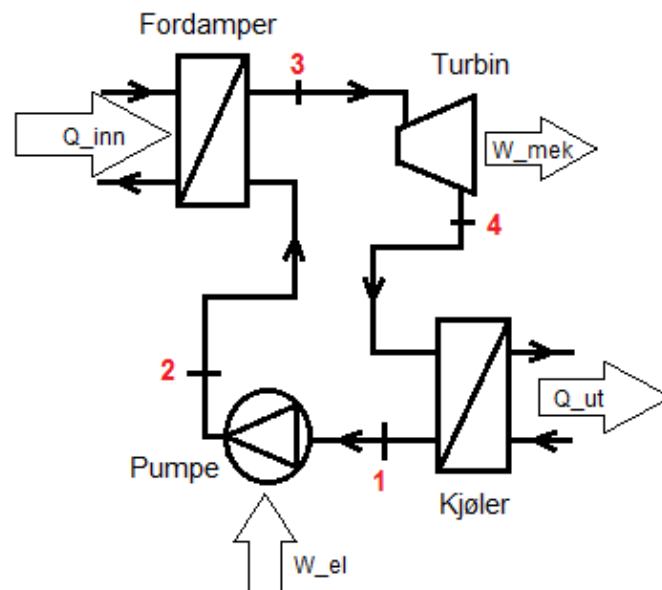
I virkeligheten vil ikke prosesser skje reversibelt, og det vil være entropigenerering. Faktiske varmekraftmaskiner vil derfor ha en lavere virkningsgrad enn carnoteffektiviteten. I endoreversibel termodynamikk blir irreversibilitetene i massestrøm og varmeoverføring tatt hensyn til for å finne realistiske modeller for faktiske prosesser og varmekraftmaskiner. I 1957 viste Chambadal og Novikov at den høyeste effektiviteten, η_{CN} , som en varmekraftmaskin kan oppnå, hvis den uunngåelige entropigenereringen i prosessene tas hensyn til, er gitt av et uttrykk som likner uttrykket for carnoteffektiviteten (Bejan 1996).

$$\eta_{CN} = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \quad (2.18)$$

2.1.14 Rankinesyklusen

Rankinesyklusen består av fire ideelle prosesser og er modellen for enkle dampkraftverk. Et slikt dampkraftverk er skissert i Figur 2.1, og består av fire hovedkomponenter: En pumpe, to varmevekslere (fordamper og kjøler) og en turbin. Rankinesyklusen bruker vann som arbeidsmedium. Arbeidsmediet gjennomgår en syklus og kommer tilbake til sin opprinnelige

tilstand etter å ha omdannet deler av varmen som det ble tilført i fordamperen til mekanisk arbeid i turbinen. Resten av varmen avgis i kjøleren. Litt energi tilføres også arbeidsmediet i pumpen.



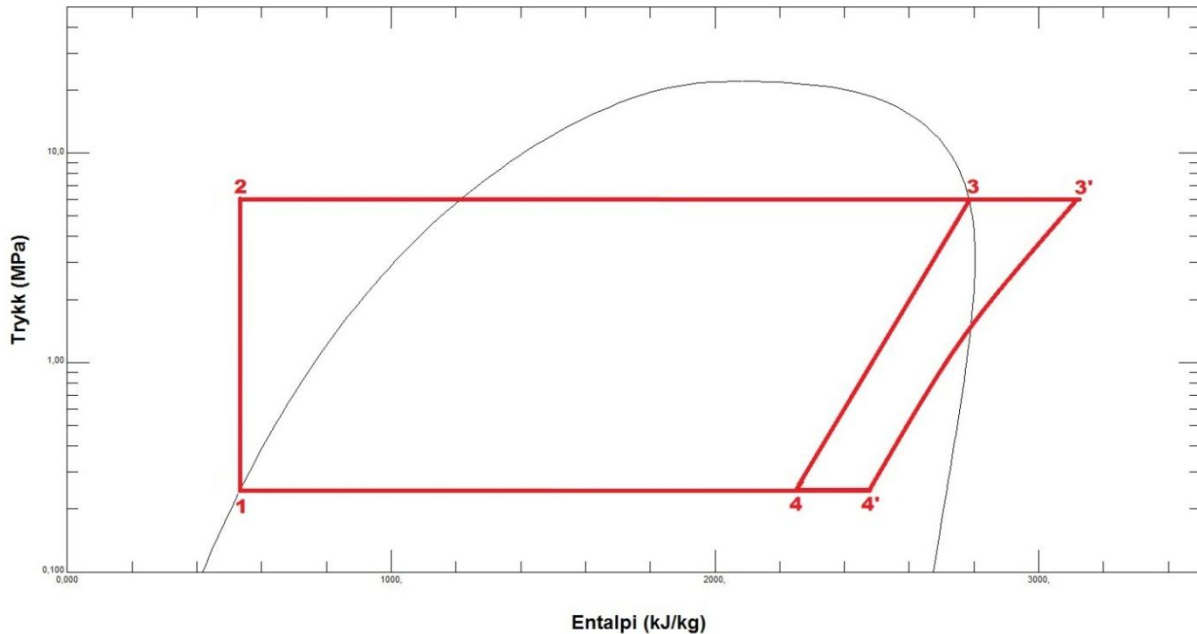
Figur 2.1 Skisse av et enkelt dampkraftverk hvor varme omdannes til mekanisk arbeid i en turbin. Energistrømmene til og fra systemet er vist med piler. W_{el} er elektrisk arbeid gjort i pumpen, Q_{inn} og Q_{ut} er varme tilført og avgitt fra arbeidsmediet i fordamperen og kjøleren. W_{mek} er mekanisk arbeid levert av turbinen. Tilstanden til arbeidsmediet i de ulike deler av kretsen er nummerert og tilsvarer tilstandene vist i ph -diagrammet i Figur 2.2.

Syklusen til arbeidsmediet er vist i et ph -diagram i Figur 2.2. Den buede linjen i ph -diagrammet markerer området hvor arbeidsmediet er i to faser samtidig. Ved kombinasjonene av trykk og entalpi som ligger inne i dette området, vil noe av arbeidsmediet være væske og noe gass. I tilstandene som er definert av punktene på selve linjen vil arbeidsmediet enten være mettet væske eller mettet gass. I punkt 1 i Figur 2.2 er arbeidsmediet mettet væske. Punkt 2 markerer at arbeidsmediet er underkjølt væske, mens tilstanden i punkt 3 er mettet damp. I tilstand 4 er arbeidsmediet i to faser samtidig, altså både væske og gass. Prosessene arbeidsmediet gjennomgår er som følger:

- 1-2: Arbeidsmediet pumpes fra lavt til høyt trykk i en reversibel adiabatisk prosess.
- 2-3: Arbeidsmediet varmes opp og fordamper ved en isobar varmeoverføring i fordamperen.
- 3-4: Gassen ekspanderer i en turbin i en reversibel adiabatisk prosess.
- 4-1: Arbeidsmediet avgir varme og kondenserer i kjøleren i en isobar prosess.

I rankinesyklusen kan dampen også overhetes som vist i syklusen 1-2-3'-4'-1 i Figur 2.2. Hvor mye dampen overhetes, bestemmer om arbeidsmediet i punkt 4 er i tofase eller damp. Effektiviteten til rankinesyklusen er lavere enn for en Carnotsyklus. Dette skyldes at den gjennomsnittlige temperaturen hvor varmeoverføringen til arbeidsmediet skjer, er lavere,

mens den gjennomsnittlige temperaturen hvor varme avgis til omgivelsene, er høyere. Dette senker effektiviteten. Likevel benyttes rankinesyklusen i praksis, da den er enklere å få til, blant annet fordi arbeidsmediet ikke vil være i to faser i pumpen (Sonntag & Borgnakke 2007).



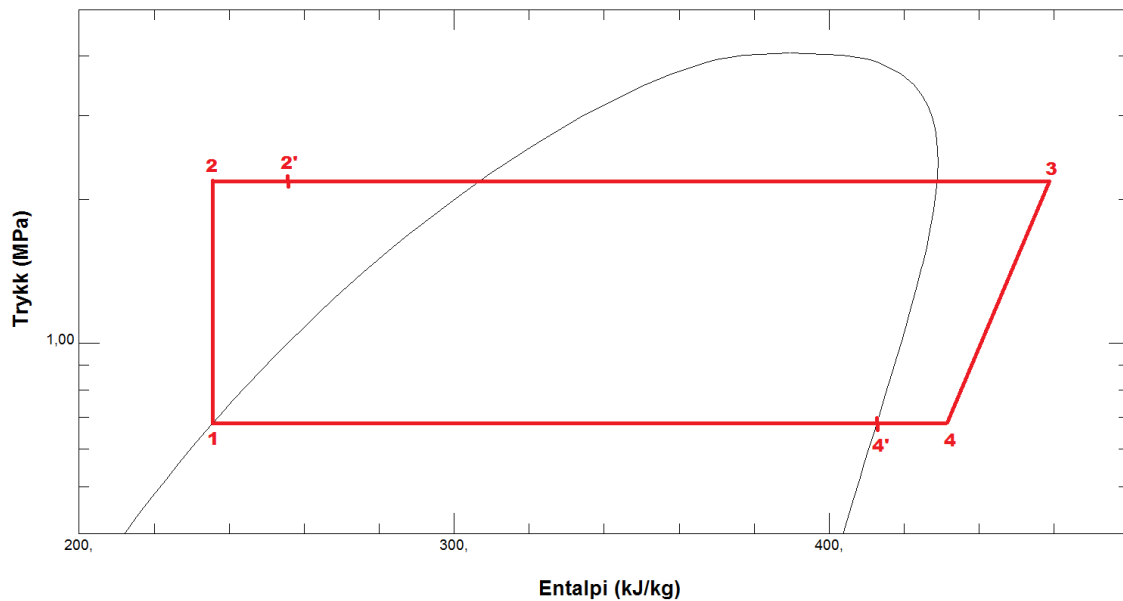
Figur 2.2 *p-h*-diagrammet viser de fire prosessene og tilstandene til arbeidsmediet (vann) i en rankinesyklus. Arbeidsmediet kan enten være mettet eller overhettet damp i punkt 3. Tilstanden med overhettet damp er vist i punkt 3'.

2.1.15 Organisk rankinesyklus

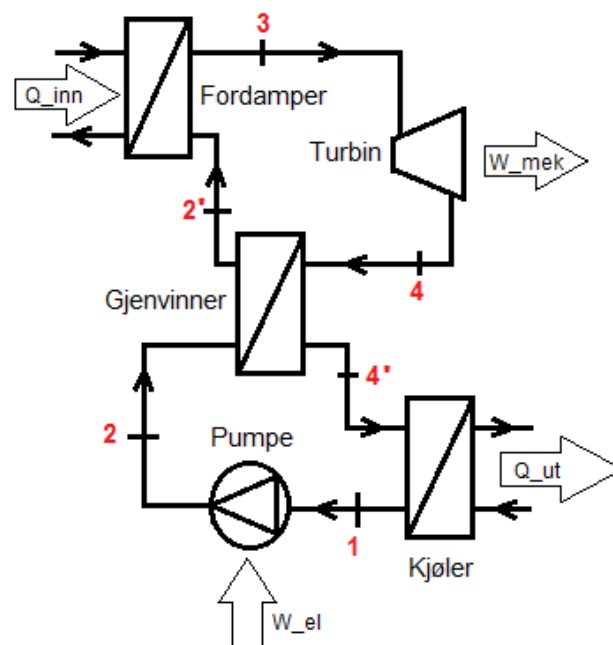
En organisk rankinesyklus (ORC) er en rankinesyklus som bruker et organisk arbeidsmedium istedenfor vann. Dette gjør at lavere temperaturer kan benyttes for å drive syklusen. ORC kan brukes til å konvertere varme, med temperaturer som typisk ligger mellom 100 °C og 350 °C, til mekanisk arbeid og elektrisitet (Saleh et al. 2007). Syklusen er vist i *p-h*-diagrammet i Figur 2.3. Om gassen overhetes tilstrekkelig i punkt 3, kan tilstanden til arbeidsmediet i punkt 4 være overhettet gass. En måte å øke effektiviteten til en ORC er å introdusere en varmegjenvinner i kretsen. Dette er vist i Figur 2.4. Hvis temperaturen til arbeidsmediet som forlater turbinen er mye høyere enn arbeidsmediet som forlater pumpen, kan disse møtes i en varmeveksler kalt en gjenvinner eller en rekuperator (Saleh et al. 2007).

Ideelt sett kan varme gjenvinnes helt til temperaturen i punkt 4' er lik temperaturen i punkt 2. Her kjøles dampen til punkt 4' mens varme overføres til den underkjølte væsken som ender opp i tilstanden definert av punkt 2'. Da vil varmeoverføringen stoppe siden det ikke er noen temperaturforskjell mellom mediene (Çengel 2007). Mindre varme trengs dermed å tilføres arbeidsmediet i fordamperen, og dette øker effektiviteten til syklusen. I tillegg vil den gjennomsnittlige temperaturen hvor arbeidsmediet mottar varme øke, og den

gjennomsnittlige temperaturen hvor varme avgis avta. Virkningsgraden til maskinen blir da høyere (Saleh et al. 2007).



Figur 2.3 p-h-diagram som viser en organisk rankinesyklus for arbeidsmediet R-134a. Om arbeidsmediet er overhettet damp i punkt 4, kan varme gjenvinnes i en varmegjenvinner.



Figur 2.4 Skisse av et enkelt dampkraftverk som kjører en organisk rankinesyklus og bruker en gjenvinner for å øke effektiviteten. Pilene viser energiflyten til og fra arbeidsmediet. Q er varme og W er arbeid. Tilstandene til arbeidsmediet i de ulike delene av kretsen er nummerert og korresponderer med tilstandene vist i p-h-diagrammet i Figur 2.3.

2.2 Omvendt osmose

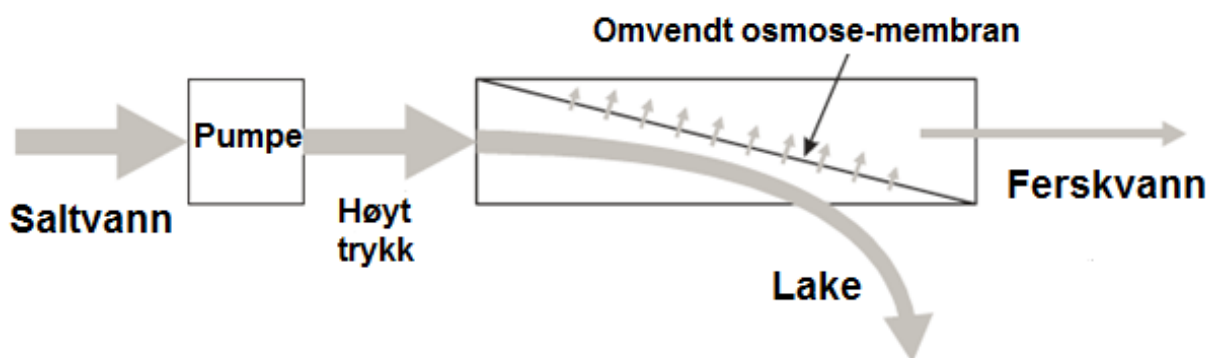
2.2.1 Osmose, osmotisk trykk og omvendt osmose

Når en semipermeabel membran skiller rent vann og saltvann, og det hydrostatiske trykket er likt på hver side, vil ferskvann strømme gjennom membranen for å jevne ut forskjellen i konsentrasjon av salt. Dette kalles osmose. Hvis det hydrostatiske trykket i saltvannet øker, vil dette motvirke forskjellen i konsentrasjon, og transporten gjennom membranen vil stoppe når det hydrostatiske trykket er tilstrekkelig høyt (Mulder 1996). Når dette skjer, er det hydrostatiske trykket likt det osmotiske trykket til saltvannet. Det osmotiske trykket, π , til saltvann er gitt av Van't Hoff's likning, når det kan antas at saltvann er en fortynnet løsning (Greenlee et al. 2009).

$$\pi = CRT \quad (2.19)$$

C er den molare konsentrasjonen av salt, R er den ideelle gasskonstanten og T er absolutt temperatur. Det osmotiske trykket til sjøvann ligger vanligvis mellom 2,3 og 2,6 MPa (Greenlee et al. 2009). Hvis det hydrostatiske trykket i saltvannet blir større enn det osmotiske trykket, vil strømmen av ferskvann reverseres. Dette kalles omvendt osmose (RO), og det er dette prinsippet som brukes i 80 % av avsaltingsanleggene som finnes i verden (Greenlee et al. 2009).

I RO-avsaltingsprosesser brukes en semipermeabel membran til å skille salt fra vann. Omvendt osmose oppnås ved å sette saltvannet under trykk på den ene siden av membranen ved hjelp av en pumpe. Hvis dette trykket opprettholdes, vil det skje en kontinuerlig transport av ferskvann gjennom membranen (Mulder 1996). Saltvannet vil da bli mer konsentrert slik at det blir en saltlake. For at prosessen skal fortsette må laken hele tiden erstattes av nytt saltvann (Thomson 2003). Figur 2.5 viser en enkel skisse av et slikt RO-system.



Figur 2.5 Prinsippene for hvordan et omvendt osmose-anlegg fungerer. Illustrasjon: Fritt etter (Thomson 2003).

2.2.2 Transport gjennom en semipermeabel membran

Den drivende kraften i omvendt osmose er trykkforskjellen over membranen.

Volumstrømmen av ferskvann, \dot{V}_{FV} , gjennom en membran, er gitt av likning (2.20) (Greenlee et al. 2009)

$$\dot{V}_{FV} = \frac{A_{RO}L}{\rho_{vann}} (\Delta p - \Delta \pi) \quad (2.20)$$

A_{RO} er membranens areal, L er permeabilitetskoeffisienten til membranen, ρ_{vann} er tettheten til vannet og $\Delta \pi$ er forskjellen mellom osmotisk trykk på hver side av membranen. Vanligvis kan man se bort fra det osmotiske trykket til ferskvannet.

Permeabilitetskoeffisienten til membranen avhenger av temperatur, saltkonsentrasjon og tykkelse. Membranens permeabilitet for både salt og vann øker med temperatur.

Transporten av salt gjennom membranen er ikke avhengig av trykkforskjellen over membranen, men av konsentrasjonsforskjellen (Greenlee et al. 2009).

2.2.3 Energibruk

Hvor mye saltvann som må trykkes for å produsere en gitt mengde ferskvann, vil ha betydning for energiforbruket til et RO-anlegg. Gjenvinningsgraden, R , til et RO-anlegg er forholdet mellom volumstrømmen til ferskvann og volumstrømmen, \dot{V}_{SV} , til saltvannet (Greenlee et al. 2009).

$$R = \frac{\dot{V}_{FV}}{\dot{V}_{SV}} \quad (2.21)$$

Det minste arbeidet, W_{min} , som kreves for å produsere en kubikkmeter ferskvann fra sjøvann ved hjelp av omvendt osmose, oppnås om sjøvannet pumpes opp til et trykk som er så vidt høyere enn det osmotiske trykket. Om det osmotiske trykket antas å være 2,5 MPa er dette arbeidet gitt av likning (2.22) for en reversibel prosess (Mulder 1996).

$$W_{min} = \pi V_{FV} = 2,5 \text{ MPa} \cdot 1 \text{ m}^3 = 2,5 \text{ MJ} = 0,7 \text{ kWh} \quad (2.22)$$

I følge likning (2.20) vil dette imidlertid kreve uendelig med tid eller en uendelig stor membran. For å oppnå en viss produksjon brukes det i praksis derfor et trykk på mellom 6 og 8 MPa for å avsalte sjøvann. Energiforbruket til et RO-anlegg er først og fremst avhengig av energiforbruket til pumpen. Dette vil avhenge av trykket på saltvannet og volumstrømmen av saltvann (Greenlee et al. 2009).

Temperaturen og saltinnholdet vil være med på å bestemme hvilket trykk som trengs på saltvannet. Jo høyere saltinnhold, jo høyere blir det osmotiske trykket og dermed vil et høyere trykk være nødvendig for å oppnå en gitt produksjon. Det osmotiske trykket øker også med temperatur. Men om temperaturen øker, vil også permeabiliteten til membranen øke, og det blir lettere å presse ferskvannet gjennom. Ved temperaturer under 30 °C vil ferskvannsproduksjonen øke om temperaturen øker. De fleste RO-anlegg opprettholder en

konstant produksjon, og trykket kan dermed reduseres om temperaturen øker. Når temperaturen øker vil imidlertid membranens permeabilitet for salt også øke. Siden transporten av salt gjennom membranen er uavhengig av trykket på saltvannet, vil ferskvannet inneholde mer salt når temperaturen øker og trykket reduseres. Temperaturen og saltinnholdet til saltvannet vil være bestemt av saltvannskilden som brukes, og RO-anlegget må designes rundt disse parameterne.

Hvor mye saltvann som må pumpes opp til høyt trykk for en gitt ferskvannsproduksjon, er bestemt av gjenvinningsgraden til RO-anlegget. Om gjenvinningsgraden øker, vil det osmotiske trykket på saltvannssiden av membranen øke, da saltkonsentrasjonen der øker. Høyere gjenvinningsgrad vil også føre til at mindre saltvann trengs for en gitt produksjon. For lave gjenvinningsgrader vil derfor pumpearbeidet avta om gjenvinningsgraden øker, men når gjenvinningsgraden blir stor, vil den resulterende økningen i osmotisk trykk gjøre at trykket på saltvannet må økes og pumpearbeidet bli større. Det finnes dermed en optimal gjenvinningsgrad for å minimere energiforbruket til et RO-anlegg. Denne vil avhenge av temperaturen på saltvannet, saltinnholdet, og ønsket kvalitet på ferskvannet som skal produseres. I praksis optimaliseres gjenvinningsgraden for å minimere kostnadene (Greenlee et al. 2009).

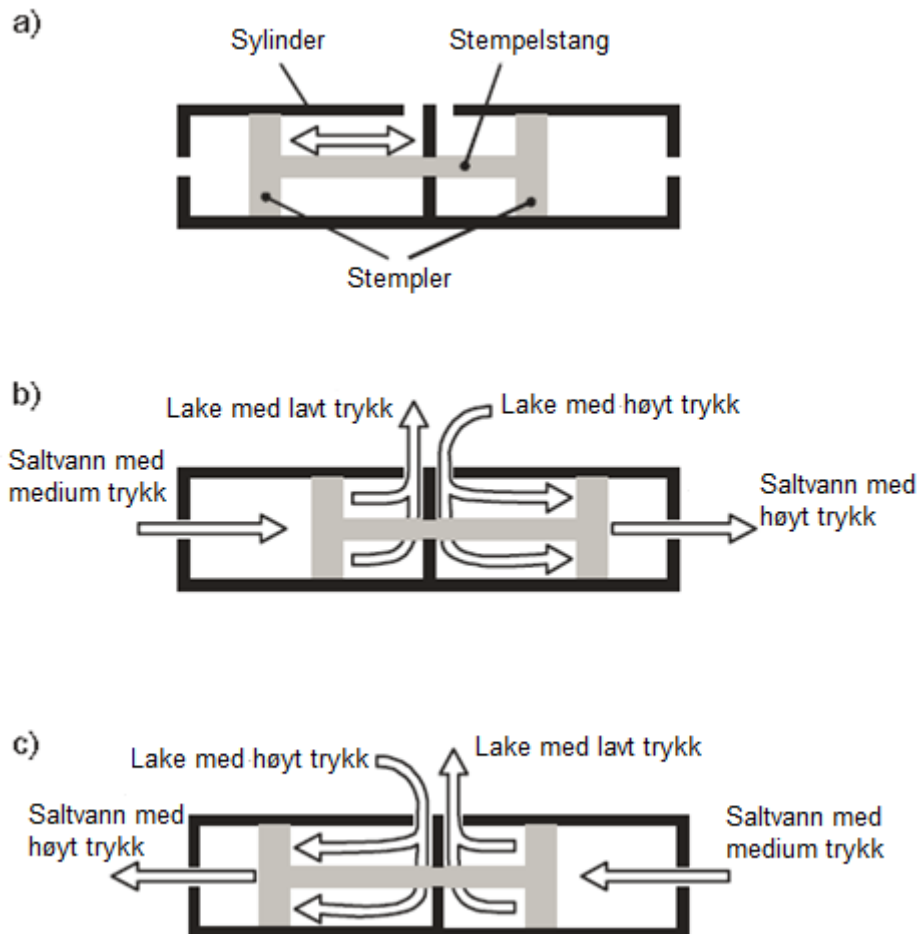
2.2.4 Energigjenvinning og clarkpumpe

Gjenvinningsgraden til et RO-anlegg som bruker sjøvann kan være så lav som 30 %. Dette betyr at 70 % av saltvannet som pumpes opp til et høyt trykk blir oppkonsentrert og returnert til havet. Denne laken forlater RO-anlegget med et trykk som kun er litt lavere enn trykket på saltvannet. Laken vil da inneholde omtrent to tredjedeler av energien pumpen brukte til å trykksatte saltvannet. Det viktigste for å oppnå et lavest mulig energiforbruk i et RO-anlegg som bruker sjøvann, er derfor å gjenvinne energien i den trykksatte laken. For et RO-anlegg som avsalter brakkvann, vil gjenvinningsgraden være høyere, og laken inneholder da en mindre andel av den tilførte energien (Thomson 2003).

En måte å gjenvinne energien i laken på, er å bruke en clarkpumpe (Thomson 2003). Figur 2.6 viser prinsippene for hvordan en slik Pumpe ser ut og fungerer. En clarkpumpe er en fortregningspumpe som går fram og tilbake og fungerer både som en trykkforsterker og en energigjenvinner. Figur 2.6a viser at clarkpumpen består av to stempler som er plassert inne i hver sin sylinder. Stemplene er forbundet med en stempelstang og utgjør arbeidsstempelet. Stempelstangen skaper en forskjell i effektivt areal mellom de to sidene på hvert stempel. Dette gjør at volumstrømmene på hver side av stemplene blir forskjellige når arbeidsstempelet går fram og tilbake inne i sylindrene.

Figur 2.6b viser hvordan laken med høyt trykk og saltvannet med medium trykk fra pumpen dytter på arbeidsstempelet, som igjen dytter på saltvannet. Saltvannet vil da trykksettes mot en semipermeabel membran som ikke vises i figuren. En andel av vannet vil presses gjennom membranen og avsaltes. Resten av saltvannet vil få en høyere konsentrasjon av salt og bli sendt inn igjen på baksiden av stempelet, nå under navnet lake. Når alt saltvannet er presset

ut av sylindren, vil strømningsretningene snu slik Figur 2.6c viser. Laken som overførte sin trykkenergi til saltvannet i Figur 2.6b vil nå forlate sylindren med lavt trykk. Slik går clarkpumpen fram og tilbake og pumper saltvannet mot RO-membranen.



Figur 2.6 Prinsippene bak virkemåten til en clarkpumpe. Saltvannet med medium trykk er trykksatt av pumpen. Saltvannet med høyt trykk presses mot en semipermeabel membran. Illustrasjon: Fritt etter (Thomson 2003).

Volumet av ferskvannet, V_{FV} , som produseres per slag vil være lik forskjellen mellom volumet av saltvannet, V_{SV} , som fortrenses fra clarkpumpen og volumet av laken, V_L , som kommer inn i clarkpumpen. Hvis slaglengden til arbeidsstempelen er s , og A_p og A_s er arealet av stempelet og stempelstangen, gir dette følgende sammenheng.

$$V_{FV} = V_{SV} - V_L = sA_p - s(A_p - A_s) = sA_s \quad (2.23)$$

Gjenvinningsgraden til RO-anlegget er da gitt av forholdet mellom arealet på stempelstangen og stempelet i clarkpumpen.

$$R = \frac{V_{FV}}{V_{SV}} = \frac{A_s}{A_p} \quad (2.24)$$

Arbeidet, W_p og W_L , som henholdsvis pumpen og laken gjør, går til å fortrenge saltvannet med høyt trykk, p_{SV} . Arbeidet, W_{SV} , som trengs for å fortrenge volumet av dette saltvannet vil være

$$W_p + W_L = W_{SV} = p_{SV}V_{SV} \quad (2.25)$$

Det antas at laken ikke har tapt noe trykk, slik at laketrykket er likt trykket i saltvannet. Arbeidet levert av laken blir da

$$W_L = p_{SV}V_L \quad (2.26)$$

Pumpen må dermed kun levere arbeidet som trengs for å fortrenge volumet av ferskvannet som produseres. Dette er vist i likning (2.27), og er funnet ved hjelp av likning (2.23) (2.25) og (2.26).

$$W_p = W_{SV} - W_L = p_{SV}V_{FV} \quad (2.27)$$

Clarkpumpen fungerer på denne måten som en energigjenvinner som gjenvinner energien i laken med høyt trykk. For å vise hvordan clarkpumpen fungerer som en trykkforsterker, kan kreftene som virker på arbeidsstempelet betraktes. Både laken og saltvannet fra pumpen vil virke på arbeidsstempelet og dytte det mot saltvannet. F_p er kraften fra pumpen på arbeidsstempelet, og F_L er kraften fra laken. Saltvannet vil presses mot RO-membranen og virke med en motkraft, F_{SV} , på arbeidsstempelet. Newtons 1. lov er gitt i likning (2.28), og sier at summen av kreftene, F , på arbeidsstempelet må være lik null når stemplene går med konstant fart (Tipler & Mosca 2008).

$$\sum F = 0 \quad (2.28)$$

Om det antas at det ikke virker noen friksjonskrefter på arbeidsstempelet, at det relative trykket i laken som forlater clarkpumpen er null i forhold til det atmosfæriske trykket og at de andre trykkene oppgis som overtrykk, vil sammenhengen mellom kreftene som virker på arbeidsstempelet være gitt i likning (2.29).

$$F_p + F_L - F_{SV} = 0 \quad (2.29)$$

Kreftene på arbeidsstampelet er gitt av trykkene på arbeidsstampelet og det effektive arealet disse trykkene virker på. p_P er trykket i saltvannet fra pumpen. Det antas fortsatt at trykket i laken som kommer inn på baksiden av arbeidsstampelet er likt trykket i saltvannet, p_{SV} . Likning (2.29) kan da skrives om til likning (2.30).

$$p_P A_p + p_{SV}(A_p - A_s) - p_{SV} A_p = 0 \quad (2.30)$$

Forsterkningen, X , til clarkpumpen kan da utledes fra likning (2.30).

$$X = \frac{p_{SV}}{p_P} = \frac{A_p}{A_s} \quad (2.31)$$

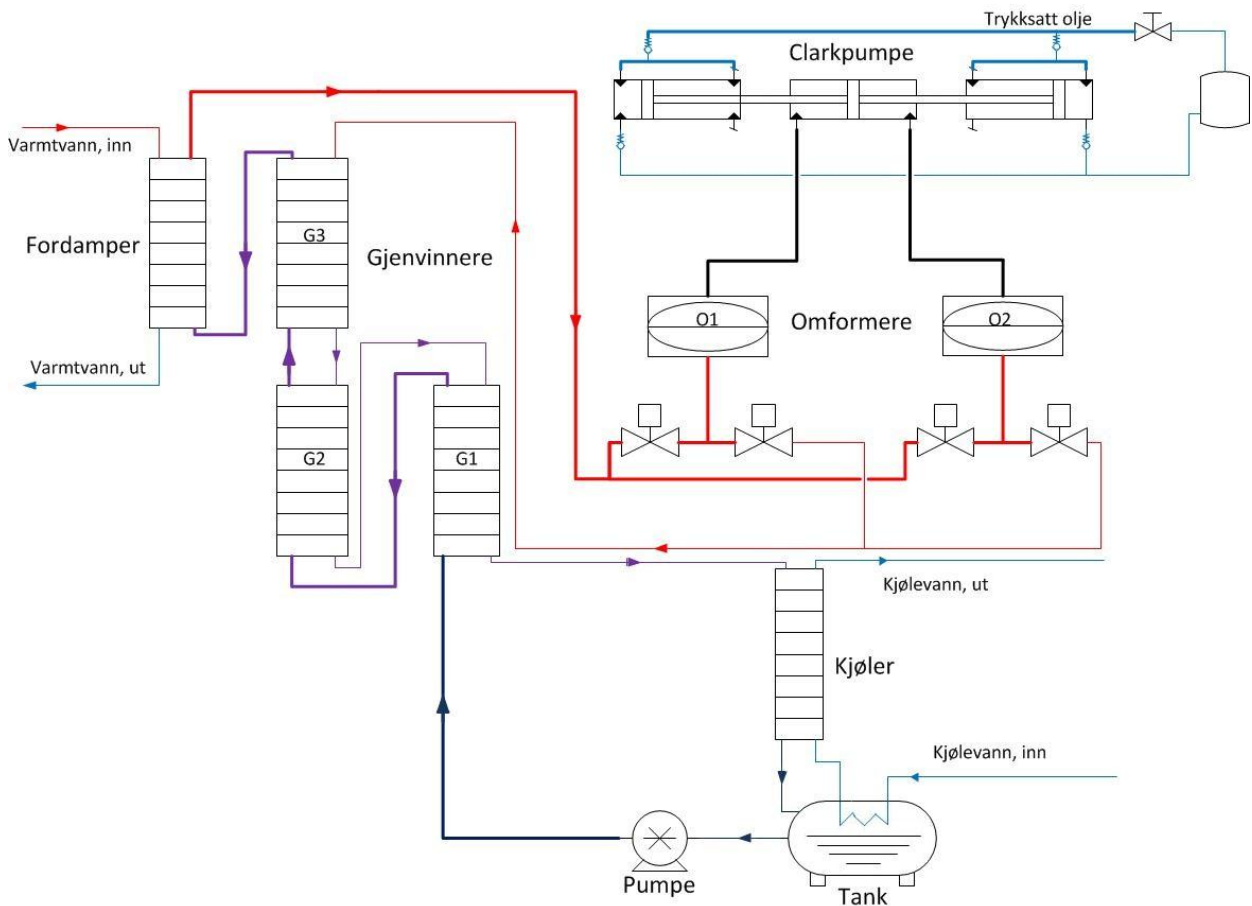
Likning (2.31) viser at forholdet mellom arealet av stempelstangen og stempelet er lik forholdet mellom trykket som pumpen gir, og trykket som saltvannet får. Clarkpumpen er en trykkforsterker med forsterkningsfaktor X . Ved å sammenligne likning (2.31) og (2.24) ser man at gjenvinningsgraden er lik den inverse av forsterkningen.

3 Beskrivelse av anlegget og prosessene

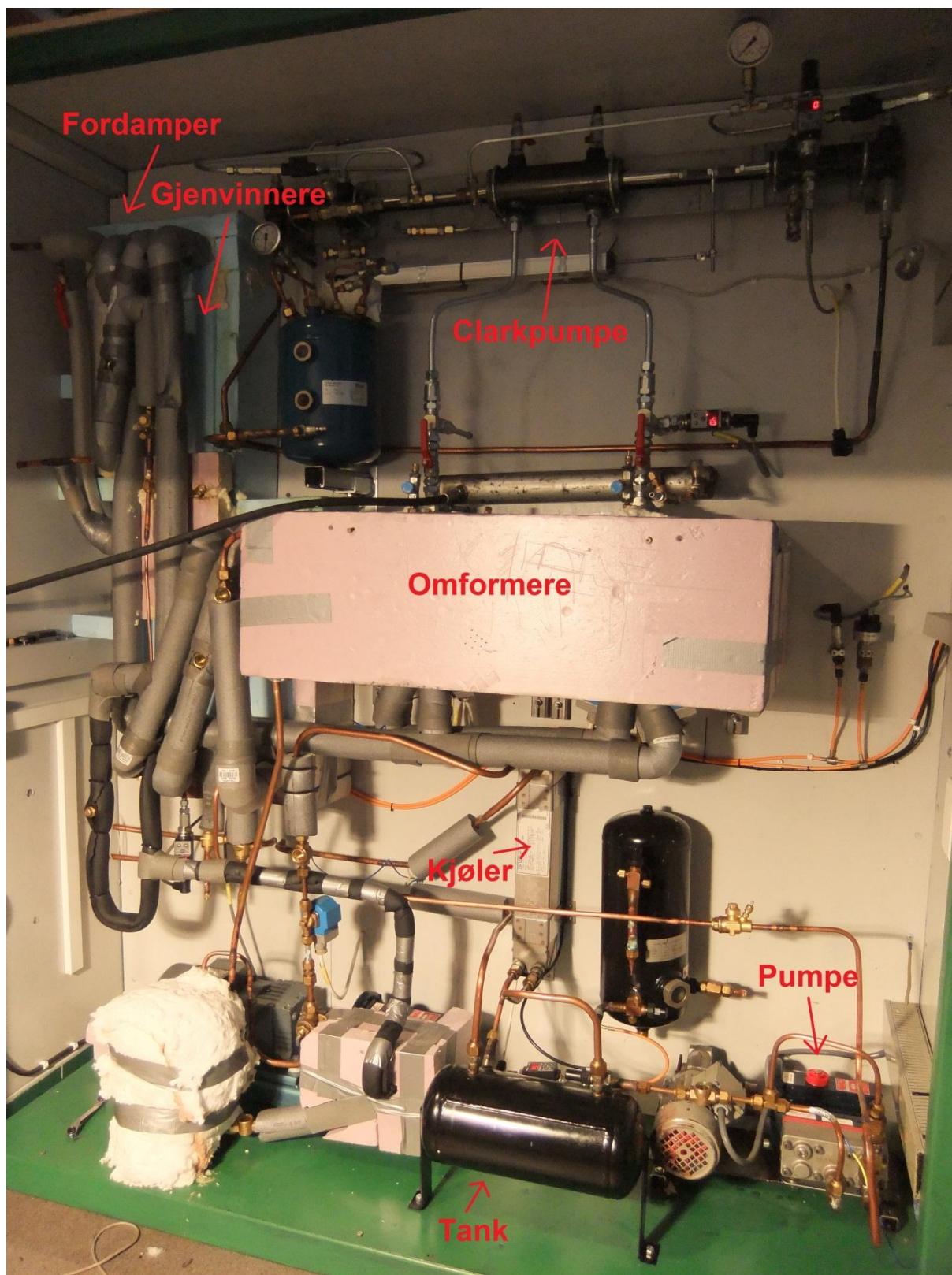
3.1 Formålet med anlegget

Formålet med den lavtemperaturdrevne ORC-maskinen som her studeres, er å omdanne lavtemperatur varme til høyt trykk gjennom en modifisert ORC-syklus. Dette trykket kan forsterkes gjennom en clarkpumpe og brukes til å produsere ferskvann ved hjelp av omvendt osmose (RO). Maskinen kan da erstatte den elektrisk drevne pumpen i et vanlig RO-anlegg.

3.2 Beskrivelse av det fysiske anlegget



Figur 3.1 Skisse av anlegget som skal studeres. De tykke strekene representerer rørene hvor trykket er høyt. De tynne strekene symboliserer rør med lavt trykk. Fargen på strekene viser hvor temperaturen til arbeidsmediet er høy (rød), middels (lilla) og lav (blå). Pilene viser strømningsretningen til arbeidsmediet i kretsen. Illustrasjon: Fritt etter medstudent Amund J. Føyn.



Figur 3.2 Bilde av anlegget tatt 17.april 2012. De viktigste komponentene i anlegget er markert.

Anlegget består av en maskin som skal trykksette olje ved hjelp av lavtemperatur varme, og en clarkpumpe som skal forsterke dette trykket. Figur 3.1 viser en skisse av anlegget, mens et fotografi av anlegget er vist i Figur 3.2. Som figurene viser, består anlegget av følgende hovedkomponenter:

- Tank for arbeidsmedium
- Pumpe
- Gjenvinner
- Fordamper
- Omformere
- Kjøler
- Clarkpumpe

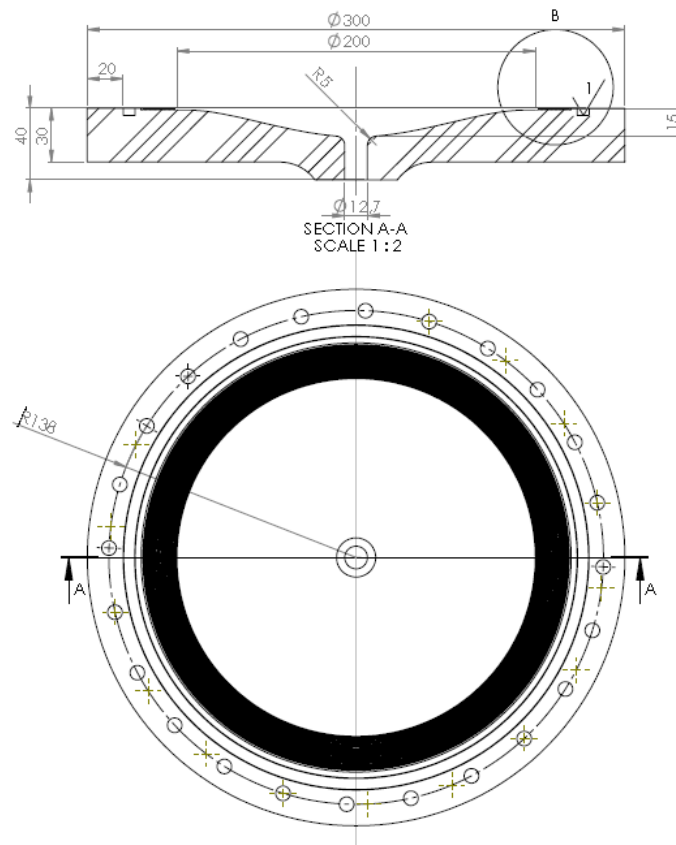
Tanken rommer arbeidsmediet (R-134a) og har et volum på 8 liter. Som Figur 3.1 viser, går kjølevannet også i tanken slik at denne er kjølt.

Pumpen er fra Hydra Cell, modellnummer G03X. Ved maksimal ytelse leverer pumpen 11,3 l/min ved 1750 rpm. Slagvolumet, V_p , til pumpen blir da

$$V_p = \frac{11,3 \text{ l/min}}{1750 \text{ rpm} \cdot 1000 \text{ l/m}^3} = 6,457 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rot}$$

Både kjøleren og fordamperen er motstrøms platevarmevekslere av typen SWEP B15Hx40. Kjølevann hentes fra springen og brukes til å kjøle arbeidsmediet i kjøleren. I fordamperen blir arbeidsmediet i kretsen varmet opp av varmt vann. Varmtvannet sirkulerer fra en tank hvor det blir varmet opp av et varmeelement med stillbar termostat. Gjenvinneren består av tre motstrøms platevarmevekslere fra SWEP, modell B25THx30. Varmevekslerne i gjenvinneren er nummerert og kalles G1, G2 og G3.

Maskinen har to membranekspandere kalt omformere, O1 og O2. Omformerne er konstruert av Amund J. Føyn. De er maskinert i aluminium og har et slagvolum på 3,22 dl hver. Dimensjonene er vist i tegningen i Figur 3.3. Slagvolumet i omformerne er delt i to av en 2 mm tykk gummimembran. Den ene siden av membranen er vendt mot kretsen med arbeidsmediet, mens den andre siden vender mot clarkpumpen og oljen som driver denne. Membranen kan bevege seg opp og ned, og slik fortrenge volumet på den ene siden.



Figur 3.3 Arbeidstegning av omformerne som viser dimensjonene i millimeter. Slagvolumet er relativt flatt. Tegningen er laget av Føyn.

Hver omformer har en varmespiral inntil seg på undersiden. Varmespiralene er koblet sammen i serie og er igjen koblet i parallell med fordamperen, slik at det varme vannet også sirkulerer her. Hver omformer har to ventiler, en som slipper gass inn og en som slipper gass ut. Disse kalles inn-ventil og ut-ventil. Ventilene til omformerne er fra Danfoss, modell EVR6 3/8 tommer. Varmespiralene og ventilene er vist til venstre i Figur 3.4. Høyresiden av Figur 3.4 viser hvordan det ser ut når omformerne er på plass. Figur 3.2 og Figur 3.4 viser hvordan omformerne og rørene er isolert for å begrense varmetap til omgivelsene.



Figur 3.4 Til venstre vises varmespiralene og ventilene til omformerne. Til høyre er omformerne og isolasjonen rundt på plass.

Rørene, som forbinder hovedkomponentene i kretsen, er vanlige kobberør. De fleste har en indre diameter på 3/8 tommer. Arbeidsmediet i maskinen er R-134a.

Arbeidsmedietstemperatur er indikert med fargen på strekene i Figur 3.1. Maskinen har en høytrykkside og en lavtrykkside, markert med tykke og tynne streker i samme figur.

Clarkpumpen er også konstruert av Føyn. Den består av tre sylindere. Den midterste sylindere kalles drivsyndere og har en indre diameter på 63 mm. De to andre kalles høyre og venstre pumpesyndere, og er 40 mm i diameter. I hver sylindere er det et stempel. Disse tre stempelenne er forbundet med en sylindrestang og utgjør arbeidsstempelet.

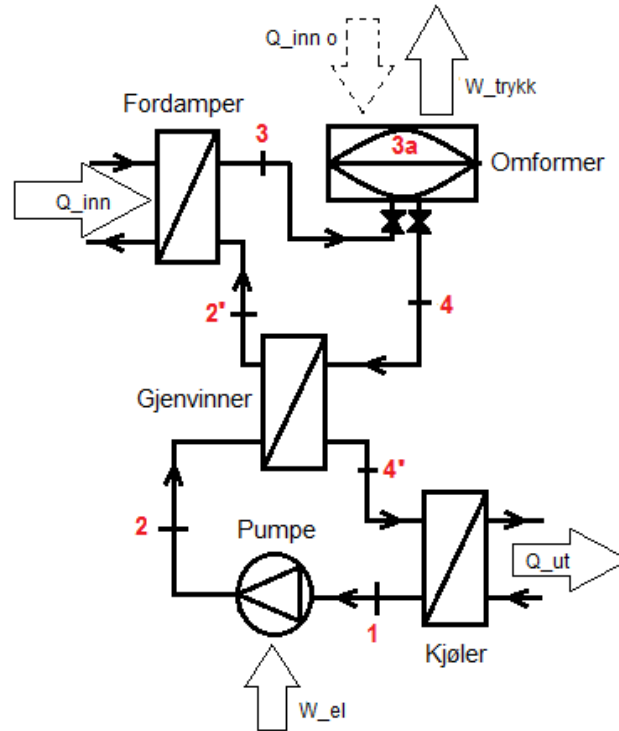
Sylindrestangen er 20 mm i diameter. Lengden av hver sylindere er 115 mm, og dette tilsvarer slaglengden til arbeidsstempelet. Volumet i den midterste sylindere tilsvarer da volumet i en omformer. Alle sylindere er fylt med olje.

Drivsyndere er koblet til omformerne slik Figur 3.1 viser. Olje er påfylt på hver side av stempelet i drivsyndere og ned til oversiden av membranene i omformerne. Denne oljen kalles drivolje. Pumpesyndere er også fylt med olje. Denne oljen kalles for høytrykksolje. I en virkelig anvendelse der anlegget skal brukes til omvendt osmose, skal det sirkulere saltvann her. Av hensyn til pris og vareutvalg brukes vanlige hydrauliske komponenter og olje istedenfor saltvannsbestandige hydraulikkomponenter for vann og saltvann.

Ventilene som styrer høytrykksoljen inn til clarkpumpen er vanlige enveisventiler. Ventilen som sitter øverst til høyre i Figur 3.1 er en nåleventil beregnet for hydraulikk. Denne representerer motstanden som høytrykksoljen trykkes mot og skal presses igjennom.

3.3 Beskrivelse av prosessene

3.3.1 Prosessene i maskinen



Figur 3.5 Prinsippskisse av maskinen hvor varme omdannes til arbeid i to omformere. Her vises kun den ene omformeren med tilhørende inn- og ut-ventil. Energistrømmene til og fra systemet er vist med store piler. W_{el} er elektrisk arbeid gjort i pumpen, Q_{inn} og Q_{ut} er varme tilført og avgitt fra arbeidsmediet. Det er også mulig å tilføre varme, $Q_{inn o}$, til gassen i omformerne. W_{trykk} er trykkarbeidet gjort i omformerne. Tilstanden til arbeidsmediet i de ulike deler av kretsen er nummerert og tilsvarende tilstandene vist i ph -diagrammet i Figur 3.6. Strømningsretningen til arbeidsmediet er vist med piler.

Figur 3.5 viser en prinsippskisse av maskinen. Den består av de samme hovedkomponentene som et enkelt dampkraftverk, bortsett fra turbinen som er byttet ut med to membranekspandere (omformere). Figuren viser kun den ene.

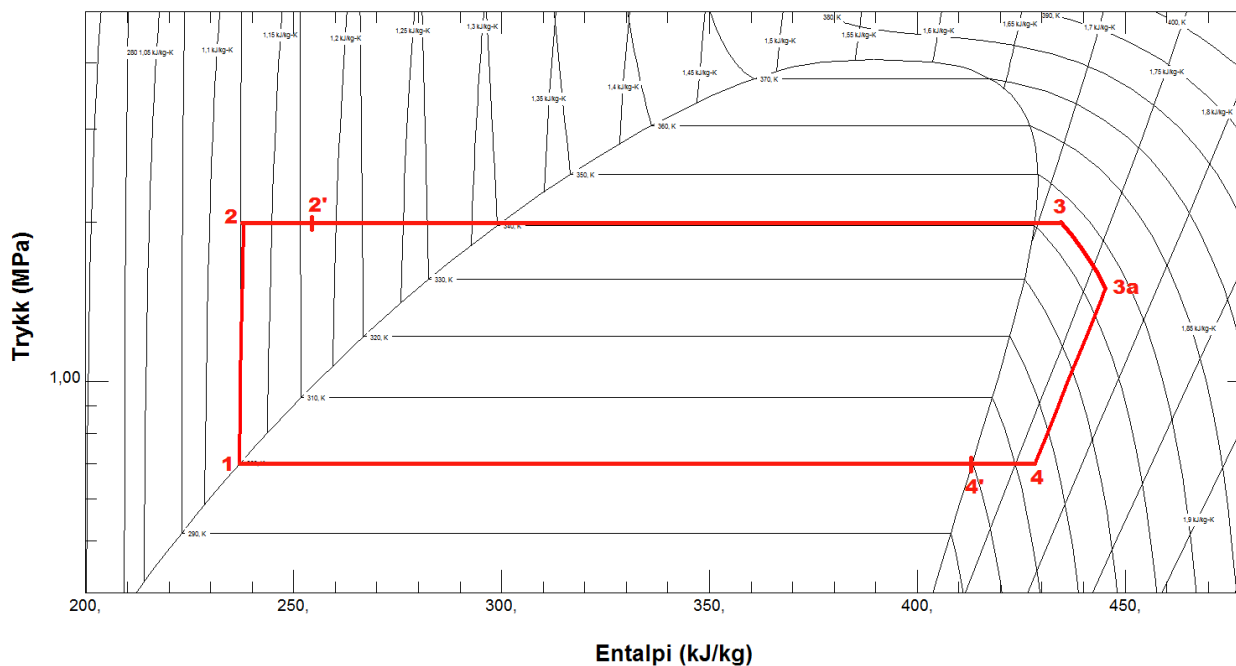
Pumpen har som oppgave å pumpe arbeidsmediet fra lavtrykkssiden til høytrykkssiden i kretsen. I tilstand 1 er arbeidsmediet mettet væske med lav temperatur og lavt trykk. I tilstand 2 er arbeidsmediet underkjølt væske med høyt trykk. Arbeidsmediet vil fra pumpen gå inn i gjenvinneren hvor det forvarmes av arbeidsmediet som er varmere når det kommer i retur fra omformerne. I tilstand 2' vil arbeidsmediets temperatur være høyere, men det er fortsatt i væskeform. Deretter vil arbeidsmediet gå inn i fordamperen og motta varme, Q_{inn} , fra varmekilden, som her er varmt vann. Temperaturen vil øke og arbeidsmediet fordamper. I tilstand 3 er arbeidsmediet mettet eller overhettete damp. Dette vil avhenge av temperaturen i arbeidsmediet og trykket på høytrykkssiden. Arbeidsmediet går videre til en av omformerne hvor det gjør et arbeid, W_{trykk} , ved å presse en membran oppover og trykkesett og fortrenge olje. Membranene i omformerne representerer en systemgrense i

bevegelse. Oljen som trykksettes driver en clarkpumpe hvor trykket forsterkes og trykksetter olje i en høytrykkskrets. Etter å ha utført dette arbeidet, slippes gassen ut fra omformerne, fra høyt til lavt trykk. I tilstand 4 vil arbeidsmediet være overhettet damp ved lavt trykk før det går inn i gjenvinneren, gir i fra seg varme og kjøles til mettet damp i tilstand 4'. Da vil temperaturen til arbeidsmediet være lik temperaturen til arbeidsmediet på vei inn i gjenvinneren fra pumpen, og varmeoverføringen stopper. Arbeidsmediet varmeveksler med kjølevannet i kjøleren, kondenserer og bringes tilbake til mettet væske med lav temperatur og lavt trykk i tilstand 1. Arbeidsmediet har da gjennomført en syklus.

Maskinen kan kjøres isobart, altså uten ekspansjon i omformerne. Maskinen kjører da en tradisjonell ORC-syklus med gjenvinner. Syklusen til arbeidsmediet vil da være lik syklusen vist i Figur 2.3. Trykkfallet vil skje når gassen slippes ut fra omformerne, mot lavtrykksiden i kretsen. Hvis gassen ikke er tilstrekkelig overhettet, kan trykkfallet føre til at arbeidsmediet går inn i tofase. Da kan i prinsippet ingen varme gjenvinnes.

Maskinen kan også kjøres med ekspansjon i omformerne hvis påfyllingen av gass stanses før membranen er helt i topposisjon, og gassen lukkes inne slik at den kan ekspandere mot membranen. Om ekspansjonen er adiabatisk, vil syklusen til arbeidsmediet fortsatt følge syklusen vist i Figur 2.3, og ekspansjonen kan skje til hvilken som helst tilstand på linjen mellom tilstand 3 og 4. Om gassen skal ekspandere, er det viktig at den ikke begynner å kondensere i løpet av ekspansjonen. Dette kan ikke skje i en isoterm ekspansjon siden gassen da tilføres varme, men kan skje om ekspansjonen er adiabatisk og gassen ikke er tilstrekkelig overhettet. Om omformerne varmes opp, kan ekspansjonen gå mot det isoterme. Figur 3.6 viser syklusen med isoterm ekspansjon i omformerne. Gassen kan i prinsippet ekspandere helt til trykket blir likt lavtrykket i kretsen. Da vil punkt 3a og punkt 4 sammenfalle. I Figur 3.6 vises linjer for konstant temperatur og entalpi.

Varmeoverføringen i varmevekslerne skjer isobart slik at trykkene i tilstand 4, 4' og 1 er like, og trykkene i tilstand 2, 2' og 3 er like. Trykkfallet når gassen slippes ut av omformerne skjer adiabatisk slik at entropien i tilstand 3 og 4 er den samme når gassen ikke ekspanderer. Hvis gassen ekspanderer i omformerne, vil entropien i tilstand 3a og 4 være lik.



Figur 3.6 p-h-diagrammet viser syklusen til arbeidsmediet R-134a når maskinen kjøres med isoterm ekspansjon i omformerne. Ekspansjonen skjer fra tilstand 3 til tilstand 3a og følger isotermlinjene. Trykkfallet mellom tilstand 3a og tilstand 4, når gassen slippes ut av omformerne, følger isentropinjene.

3.3.2 Prosessene i omformerne

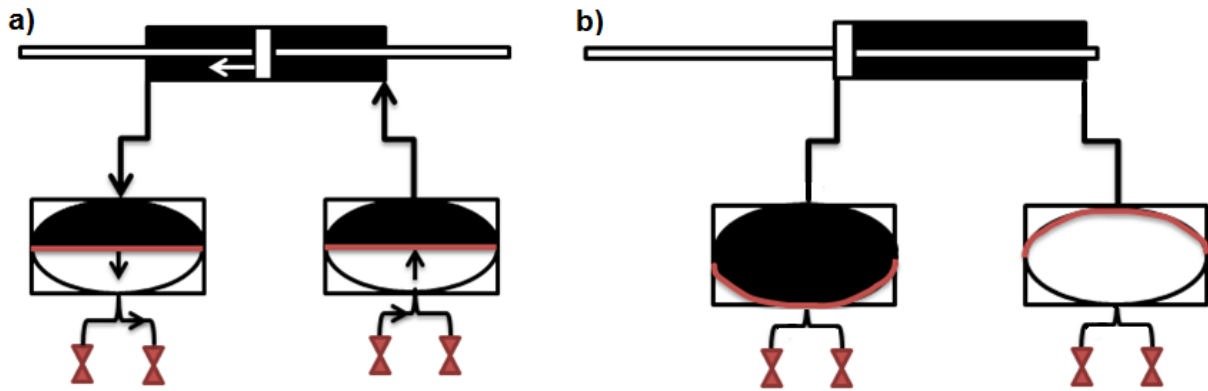
Hvis omformerne ikke varmes av varmtvannet, vil gassen gi ifra seg varme til oljen og materialet i omformerne når maskinen er kald og startes opp. Etter hvert som disse blir varme, og temperaturforskjellen mellom gassen og omformerne blir mindre, vil gassen gi ifra seg mindre varme. Om systemet er godt isolert og omformerne ikke varmes, vil systemet nå en likevekt hvor gassen gir ifra seg og mottar like mye varme i prosessene inne i omformerne, slik at temperaturen til omformerne er stabil. Gassen vil tilføre varme til omformerne under påfyllingen. Denne varmen vil den få tilbake når den slippes ut av omformerne, og i en eventuell ekspansjon, når trykket og temperaturen til gassen faller. Til sammen vil da prosessene i omformerne være adiabatisk, slik Figur 2.3 viser. Hvis de reelle tilstandene inne i omformeren etter påfyll, ekspansjon og utslipp av gassen skulle vises i p-h-diagrammet, ville tilstanden etter påfyll ligge litt til venstre for punkt 3, tilstanden etter ekspansjonen ligge litt til høyre for streken et sted, og tilstanden etter utslipp ville sammenfalle med punkt 4. Dette gjelder om omformerne er fullstendig isolert og ikke er oppvarmet av varmtvannet. I realiteten vil omformerne hele tiden tape litt varme til omgivelsene. Når temperaturen til omformerne er stabil, må da gassen hele tiden etterfylle omformerne med varmen de taper. Gassen vil altså netto avgi varme i omformerne. Dette antas å være lite da systemet er godt isolert.

Omformerne kan varmes ved hjelp av det samme varmtvannet som brukes til å fordampe arbeidsmediet. Om omformerne varmes vil de ved stabil temperatur måtte gi ifra seg den varmen de mottar fra varmtvannet. Denne varmen vil da overføres til gassen, siden dette er eneste mulighet omformerne har til å kvitte seg med varmen som tilføres, om det antas at

varmetapet til omgivelsene er neglisjerbart. Noe varme vil også avgis til drivoljen som transporterer denne varmen opp mot clarkpumpen og ut av systemet. Dette blir sett bort i fra i denne analysen. Hele undersiden av gassvolumet vil være mot aluminiumet i omformerne, og varmeoverføringen mellom gass og omformer vil kunne skje ganske raskt da volumet som skal fylles opp er relativt flatt og har en stor overflate.

Hvis omformerne varmes, vil de stabilisere seg på en høyere temperatur enn om de ikke blir oppvarmet. Omformerne vil da ha en temperatur som er mer lik temperaturen til gassen som påfylles. Da vil ikke gassen gi i fra seg like mye varme under påfyllingen, og den vil ta tilbake mer varme under utslipp og under en eventuell ekspansjon. Hvis temperaturen på omformerne er like høy som gassen som slippes inn, vil ikke gassen gi i fra seg noe varme under påfyllingen. Hvor mye varme gassen rekker å ta til seg i ekspansjonen vil avhenge av hvor god varmeoverføringen mellom gassen og omformerne er, og hvor lang tid ekspansjonen tar. Varmen overføres både via stråling, varmeledning og konveksjon. Er varmeoverføringen god, og ekspansjonen lang, vil gassen rekke å ta til seg en del varme, og ekspansjonen vil være tilnærmet isotherm. En ekspansjon som verken er adiabatisk eller isotherm, men en mellomting, kalles en polytrop ekspansjon (Sonntag & Borgnakke 2007). Når ut-ventilen åpner, vil trykkforskjellen mellom innsiden og utsiden av omformerne være stor. Har gassen ekspandert, vil trykkforskjellen være mindre. Trykkforskjellen vil raskt utlignes ved at gass strømmer ut av omformerne og reduserer trykket der. Det raske trykkfallet vil føre til et temperaturfall. Når trykkforskjellen er utlignet, vil det være en del gass igjen i omformerne. Denne vil rekke å ta til seg mer varme fra omformerveggene. Tilstanden til gassen på utløpssiden av omformerne vil være et gjennomsnitt av tilstanden til gassen som raskt forlater omformeren, og tilstanden til gassen som kommer etter og har rukket å ta til seg noe mer varme. Om omformerne varmes, vil derfor punkt 4 i Figur 3.6 ligge mer til høyre, da punkt 4 her representerer at trykkfallet når gassen slippes ut av omformeren har skjedd adiabatisk.

Omformerne arbeider periodisk og 180 grader ute av fase med hverandre. Når den ene omformeren fylles på med gass, slippes gass ut av den andre omformeren og omvendt. Uten ekspansjon går maskinen som en ren trykkdrevet maskin og inn-ventilene er åpne vekselvis, slik at anlegget alltid kan fylle på gass i en omformer. Ut-ventilen til en omformer åpnes når inn-ventilen til den samme omformeren lukkes. Som nevnt kan gassen ekspandere i omformerne. Da vil det være en tid hvor begge inn-ventilene er lukket og ingen av omformerne fylles på med gass. Det vil alltid, uansett ekspansjon eller ikke, være en omformer som tømmes for gass. Da det alltid er en omformer som tømmes for gass, vil trykket i den ene omformeren alltid være likt lavtrykket i kretsen. Når maskinen kjøres uten ekspansjon, vil trykket i den andre omformeren alltid være likt høytrykket i kretsen.



Figur 3.7 Omformerne med tilhørende ventiler og drivsynderen i clarkpumpen. I omformerne er drivoljen (sort) og gassen (hvit) skilt med en gummimembran (rød). a) bevegelsesretningen på gassen, membranen, drivoljen og arbeidsstampelet i clarkpumpen vises med piler. Den høyre omformeren fylles med gass og her er trykket høyt. Den andre omformeren tømmes for gass og der er trykket likt lavtrykket i kretsen. Arbeidsstampelet vil da bevege seg mot venstre. b) Når arbeidsstampelet har beveget seg helt til enden, vil den ene omformeren være full av gass, og membranen står der i topposisjon. Den andre omformeren er full av olje, og her er membranen i bunnposisjon.

Figur 3.7a viser drivsynderen i clarkpumpen og omformerne med tilhørende ventiler. De svarte områdene er fylt med olje. De hvite områdene i omformerne er gass. Oljen og gassen er adskilt med en elastisk gummimembran som vises i rødt. Den høyre omformeren, omformer 2, har en åpen inn-ventil og fylles på med gass, mens gass slippes ut fra den venstre omformeren, omformer 1, gjennom en åpen ut-ventil. Pilene viser i hvilken retning gassen, membranen, oljen og arbeidsstampelet beveger seg. Når gass fylles på i omformer 2, vil gassen trykke oljen oppover mot clarkpumpen og dytte arbeidsstampelet mot venstre. Stampelet vil da presse olje ned i omformer 1 og fortrenge gassen som da slippes ut. Trykket i omformer 2 er høyt, mens trykket i omformer 1 er lavt. Trykkene på hver side av membranen vil følge hverandre helt, da det skal en veldig liten kraft til for å strekke membranen. I omformer 2 vil derfor trykket i olja være likt høytrykket i kretsen, og i omformer 1 vil trykket i olja være likt lavtrykket. Når gassen stenges inne for å ekspandere mot membranen, vil trykket i omformeren synke, og trykket i oljen på den andre siden av membranen vil synke i samme takt.

Oljen antas å være inkompressibel. Det betyr at systemet, vist i Figur 3.7, er stivt. Trykket i omformerne vil forplante seg oppover i oljen og virke på arbeidsstampelet. Om det antas at det ikke er noen strømningsmotstand i rørene eller clarkpumpen, vil gassen i omformerne kun gjøre et arbeid på stampelet, da det ikke kreves noe arbeid for å komprimere oljen eller drive den gjennom rørene. Dette betyr at trykket på arbeidsstampelet fra oljen er likt trykket i omformeren. Arbeidet som utføres av gassen i omformerne på stampelet er da gitt av trykkreftene på arbeidsstampelet og strekningen stampelet beveger seg.

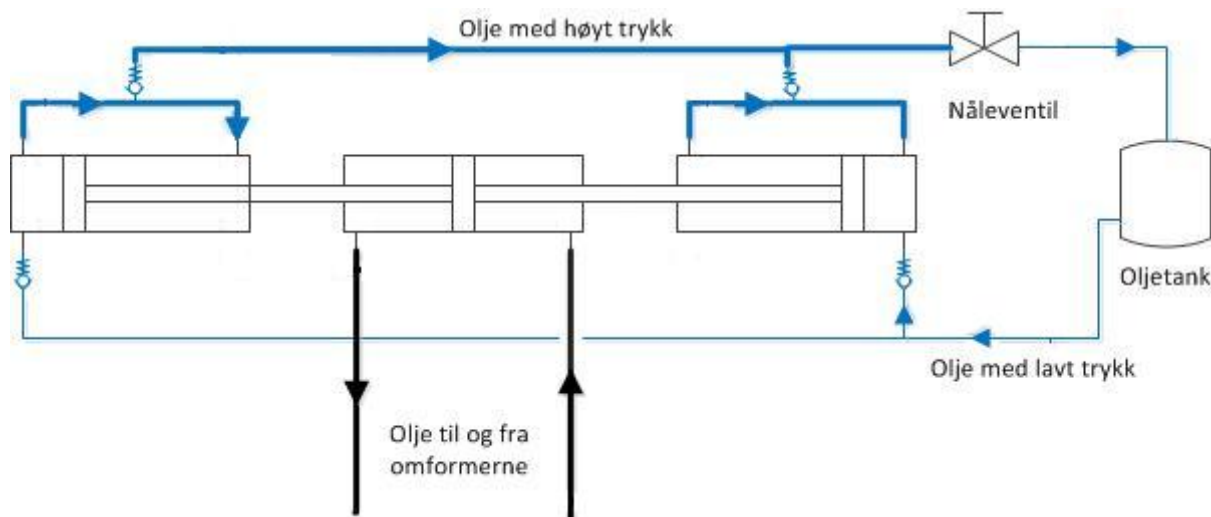
At systemet er stivt betyr også at posisjonsendringen til arbeidsstampelet vil være proporsjonal med volumendringen i omformerne. Volumet av gass i omformerne må da endre seg likt som volumet på hver side av stampelet i drivsynderen. Når arbeidsstampelet går mot venstre, vil volumet av gass i omformer 2 øke like mye som volumet av gass i

omformer 1 avtar. Volumøkningen av gass i omformer 2 vil også tilsvare volumøkningen i olje på høyre side av stampelet inne i drivsynderen. Når den ene omformeren er full av gass, vil den andre være full av olje. Stampelet har da gått helt til den ene enden. Dette er illustrert i Figur 3.7b.

3.3.3 Clarkpumpen

Oljen som trykkes av gassen i omformerne vil drive en clarkpumpe som trykkesetter høytrykksoljen. Høytrykksoljen presses gjennom en nåleventil, som skal representere motstanden i en RO-membran. Arbeidet som gjøres av gassen i omformerne ved å fortrenge oljen, går da til å presse høytrykksolje gjennom nåleventilen.

Figur 3.7 viser bare et utsnitt av clarkpumpen. Hele clarkpumpen er vist i Figur 3.8. Det midterste stampelet er forbundet med to andre stempel i hver sin pumpesynder ved hjelp av en stempelstang, og sammen kan disse bevege seg frem og tilbake inne i sylindrene. Disse tre stempelen og stangen kalles for et arbeidsstempel.



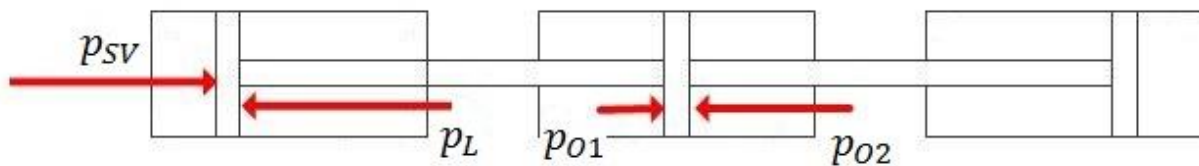
Figur 3.8 Skisse av clarkpumpen som brukes på anlegget. Retningen på pilene indikerer hvilken vei oljen strømmer når arbeidsstampelet beveger seg mot venstre. Drivsynderen har egentlig en større diameter enn pumpesynderne, men dette vises ikke i figuren. Illustrasjon: fritt etter Føyn.

Figur 3.8 viser hvordan oljen beveger seg når arbeidsstampelet går mot venstre. Da vil oljen til venstre for stampelet i venstre pumpesynder bli trykksatt og presset ut av sylindren. Mesteparten av denne oljen vil gå inn igjen på baksiden av stampelet og hjelpe til med å dytte stampelet mot venstre. Men siden det effektive arealet av stampelet her er mindre, må noe av oljen gå ut gjennom enveisventilen og gjennom nåleventilen. Høytrykksoljen som presses gjennom nåleventilen representerer ferskvannet som produseres. Nåleventilen fungerer som en motstand og over den er trykkfallet, Δp , en kvadratisk funksjon av volumstrømmen, \dot{V}_{FV} , gjennom ventilen. Sammenhengen er gitt i likning (3.1) (Finnemore et al. 2002).

$$\Delta p = p_{SV} = k\rho \frac{\dot{V}_{FV}^2}{2A^2} = K\dot{V}_{FV}^2 \quad (3.1)$$

k er en tapsfaktor, ρ er tettheten til oljen og A er arealet av åpningen i ventilen. Motstanden i nålventilen kan justeres ved å endre på arealet. Hvis arealet er konstant, kan alle konstantene i likning (3.1) slås sammen til en eneste konstant, K . Trykktapet over ventilen, Δp , er lik trykket i høytrykksoljen, p_{SV} , da dette trykket måles som et overtrykk. I høyre pumpesyliner vil olje flyttes fra venstre til høyre side av stampelet. Siden det effektive arealet på høyre side av stampelet er større, må resten av volumet på denne siden fylles opp av olje med lavt trykk fra tanken. Når arbeidsstampelet snur, vil oljestrømmene vist i Figur 3.8 også snu.

Prinsippene i denne clarkpumpen er de samme som forklart i kapittel 2.2.4. Clarkpumpen fungerer både som en trykkforsterker og som en energigjenvinner. Figur 3.9 viser trykkene som virker på arbeidsstampelet i clarkpumpen når omformer 2 fylles på med gass, og omformer 1 tømmes. Her blir det antatt at oljen som går inn og ut av høyre pumpesyliner når stampelet beveger seg mot venstre, ikke bidrar med noen krefter på arbeidsstampelet, da de andre trykkene måles som overtrykk. Friksjonen mellom arbeidsstampelet og sylinderveggene er også antatt å være null. p_{SV} er trykket i høytrykksoljen, som representerer saltvannet, p_L er trykket i høytrykksoljen som representerer laken og som kommer inn på baksiden av stampelet. p_{O1} og p_{O2} er trykkene i omformer 1 og omformer 2.



Figur 3.9 Trykkene som virker på arbeidsstampelet i clarkpumpen. Drivsynderen har egentlig en større diameter enn pumpesylinerne, men dette vises ikke i figuren.

Trykkene som virker på arbeidsstampelet representerer krefter. Summen av kreftene på arbeidsstampelet er lik null når det beveger seg med konstant fart. I ekspansjonen vil trykket i omformer 1 det ekspanderes i avta når volumet øker. Dette kommer av sammenhengene i den ideelle gassloven gitt i likning (2.1). Når trykket avtar, vil kraften på arbeidsstampelet avta, og stampelet vil gå saktere. Arbeidsstampelet vil få en negativ akselerasjon og summen av kreftene på stampelet er ikke lenger lik null, men vil følge Newtons 2. lov (Tipler & Mosca 2008).

$$\sum F = m_s a$$

F representerer kreftene på stampelet, a er akselerasjonen til stampelet og m_s er massen til arbeidsstampelet. En liten betraktning av størrelsene på akselerasjonen og kreftene som virker på arbeidsstampelet, viser at det er en god tilnærming å se bort i fra akselerasjonen. Stampelet bruker noen sekunder på hvert slag. Farten vil derfor ligge i størrelsesorden 0,1 m/s. Akselerasjonen vil ligge i samme størrelsesorden, 0,1 m/s². Arbeidsstampelet veier noen få kilo. Kraften som skal til for å gi en slik akselerasjon ligger da i størrelsesorden 1 N.

Om høytrykket i kretsen ligger på 2 MPa, og lavtrykket på 0,7 MPa, vil netto kraft fra drivoljen på stampelet være nesten 3000 N. Kreftene på arbeidsstampelet vil altså være mye større enn kraften som skal til for å skape fartsending. I praksis kan man derfor se bort i fra akselerasjonen og anta at summen av kreftene på arbeidsstampelet alltid er lik null. Da brukes Newtons 1. lov gitt i likning (2.28), og sammenhengen mellom kreftene på stampelet, uttrykt ved hjelp av trykkene vist i Figur 3.9 og de effektive arealene av stemplene, er gitt i likningen under.

$$\sum F = p_{O2}(A_d - A_s) + p_L(A_p - A_s) - p_{O1}(A_d - A_s) - p_{SV}A_p = 0 \quad (3.2)$$

A_d er det indre arealet av drivsylindere, A_p er det indre arealet av pumpesylinerne og A_s er arealet av stempelstangen. I Figur 3.8 og Figur 3.9 er arealet av drivsylindere og pumpesylinerne fremstilt som like, men det er de i realiteten ikke. Likning (3.1) viser at trykktap i strømningshastigheter øker med kvadratet av hastigheten på strømmingen. Det antas at strømningshastigheten til oljen som kommer inn på baksiden av venstre stempel er så lav at trykktapet kan sees bort i fra. Da vil $p_L = p_{SV}$. Likning (3.2) kan da omskrives til likning (3.3).

$$p_{SV} = X(p_{O2} - p_{O1}) \quad (3.3)$$

Hvor forsterkningen, X , til clarkpumpen er gitt i likning (3.4), og er lik forholdet mellom det effektive arealet i drivsylindere og arealet av stempelstangen.

$$X = \frac{A_d - A_s}{A_s} \quad (3.4)$$

Forskjellen mellom trykkene i de to omformerne vil altså forsterkes gjennom clarkpumpen og trykksette høytrykksoljen.

Volumendringen i omformerne tilsvarer, som forklart i kapittel 3.3.2, volumendringen på hver side av stampelet i drivsylindere. Det totale volumet av olje i drivsylindere er alltid konstant. Dette er ikke tilfellet i pumpesylinerne. Her vil stempelstangen fortrenge en del av volumet. Dette volumet vil tilsvare volumet av høytrykksoljen som presses gjennom nåleventilen. Hvis s er slaglengden til arbeidsstampelet, vil volumet av høytrykksolje, V_{FV} , som presses gjennom nåleventilen på et slag, og volumet som da fortrenses i omformerne, V_O , være gitt i likningene under. Forholdet mellom disse volumene er gitt i likning (3.5) og tilsvarer forsterkningen til clarkpumpen.

$$\begin{aligned} V_{FV} &= sA_s \\ V_O &= s(A_d - A_s) \\ \frac{V_O}{V_{FV}} &= \frac{(A_d - A_s)}{A_s} = X \end{aligned} \quad (3.5)$$

Likning (3.4) og (3.5) gir følgende sammenheng

$$(p_{O2} - p_{O1})V_O = p_{SV}V_{FV} \quad (3.6)$$

Likning (3.6) viser at hvis trykket på høytrykksoljen (saltvannet) skal økes for en gitt trykkforskjell i omformerne, må dette gjøres på bekostning av mengden høytrykksolje som presses gjennom nåleventilen (ferskvannsproduksjonen). Skal forsterkningen være stor, må altså et større volum med gass benyttes for å produsere en gitt mengde ferskvann. Likning (3.6) viser også at arbeidet som utføres av gassen i omformerne tilsvarer arbeidet som skal til for å dytte en viss mengde høytrykksolje gjennom nåleventilen, eller produsere en viss mengde ferskvann. Dette forutsetter at det ikke er noen tap i form av strømningsstap eller friksjon på arbeidsstempelet.

Gjenvinningsgraden, R , til et RO-anlegg er gitt i likning (2.24). For et RO-anlegget som bruker clarkpumpen vist i Figur 3.8, vil gjenvinningsgraden være gitt av arealforholdet i likning (3.7).

$$R = \frac{V_{FV}}{V_{SV}} = \frac{sA_s}{sA_p} = \frac{A_s}{A_p} \quad (3.7)$$

For clarkpumpen som benyttes i anlegget som her studeres, vil altså ikke gjenvinningsgraden og forsterkningen til clarkpumpen være inverse, slik som for clarkpumpen beskrevet i kapittel 2.2.4. Dette gjør at forsterkningen til clarkpumpen her er uavhengig av gjenvinningsgraden.

Om friksjonskraften, F_F , på arbeidsstempelet ikke er neglisjerbar, vil likning (3.2) bli som følger

$$\sum F = p_{O2}(A_d - A_s) + p_L(A_p - A_s) - p_{O1}(A_d - A_s) - p_{SV}A_p - F_F = 0$$

Igjen antas det at $p_L = p_{SV}$. Trykket på høytrykksoljen er da gitt i likning (3.8). Sammenlignet med likning (3.3) ser man at friksjon vil føre til at trykket på høytrykksoljen blir lavere.

$$p_{SV} = X(p_{O2} - p_{O1}) - \frac{F_F}{A_s} \quad (3.8)$$

Netto arbeid, W_O , som gjøres av gassen i omformerne vil da gå til å overvinne friksjonen i tillegg til å presse høytrykksolje gjennom nåleventilen (produsere ferskvann).

$$W_O = W_{FV} + W_F \quad (3.9)$$

W_{FV} er arbeidet som går til å presse høytrykksoljen gjennom nåleventilen, mens W_F er arbeidet som skal til for å overvinne friksjonen.

4 Beskrivelse av metode

4.1 Valg av forsøksoppsett

Maskinen arbeider mellom to varmereservoarer, her gitt av varmtvannet og kjølevannet. Temperaturen på disse varmereservoarene vil avgjøre virkningsgraden til maskinen. Hvorvidt maskinen kjøres med eller uten ekspansjon av gassen i omformerne, vil også ha innvirkning på virkningsgraden. For å finne ut mest mulig om ytelsen til maskinen uten å gjøre for mange forsøk, ble tre ulike temperaturer på varmekilden og tre ulike grader av ekspansjon valgt. Det ble bestemt å holde temperaturen på kjølevannet konstant, for å begrense antall forsøksoppsett til ni.

Interessen favner de temperaturene som er for lave for tradisjonell ORC, det vil si temperaturer under 100 °C, slik at maskinen ikke skal konkurrere med strømproduksjon. Figur 1.1 viser at det finnes mye uutnyttet spillvarme fra industrien med slike temperaturer. Det er også en fordel at temperaturene som velges er så lave at fornybar energi som grunn geotermisk energi og solenergi kan benyttes. Tre temperaturer ble på bakgrunn av disse kriteriene valgt ut: 70, 80 og 90 °C. Det ble bestemt at saltvannet skulle trykkes til 7,0 MPa, siden dette er omtrent det trykket et vanlig RO-anlegg opererer med når ferskvann skal produseres fra sjøvann (Greenlee et al. 2009). Gitt at sjøvann med et osmotisk trykk på 2,5 MPa skal avsaltes, ble det bestemt at det skulle ekspanderes til henholdsvis 5,5 MPa eller 4,0 MPa i saltvannstrykk. Dette representerer å gå ned til 2/3 og 1/3 av maksimal produksjon, når maksimal produksjon oppnås når trykket på saltvannet er 7,0 MPa hele tiden (se likning 2.20). Tilfellet med maksimal produksjon, altså ingen ekspansjon, ble også valgt. Dette gir tre grader av ekspansjon.

Til sammen gir dette ni kombinasjoner av temperatur og ekspansjonsgrad. 15 °C blir valgt som temperatur på kjølevannet da dette er en vanlig temperatur på vannet i elver, innsjøer og hav. Kjølevannstemperaturen vil i virkeligheten avhenge av klima og tid på året. Disse ni ulike kombinasjonene av driftstilstander kalles for kjøring, og kombinasjonen av for eksempel 90 °C og ekspansjon til 4,0 MPa kalles for 90-40 kjøringen, og 80 °C og ingen ekspansjon kalles for 80-70 kjøringen. De ni kombinasjonene undersøkes først teoretisk for å finne ut hva som kan oppnås helt ideelt og hva som kan forventes av maskinen. Deretter gjøres det forsøk på maskinen for å finne ut hva den faktisk kan prestere.

4.1.1 Programmer som benyttes

Til å bestemme tilstandene til arbeidsmediet i de ulike delene av kretsen, brukes Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties (REFPROP) fra NIST Standard Reference Database 23, versjon 9.0. Alt som er nødvendig å vite om sammenhengen mellom tilstandsstørrelsene til arbeidsmediet, kan bestemmes ved hjelp av denne databasen. REFPROP kan også brukes til å plote prosesser og sykluser i ulike diagrammer, som for eksempel ph-diagrammet. Microsoft Excel 2010 blir brukt til å utføre beregningene.

4.2 Metode for teoretiske beregninger på ideelt anlegg

4.2.1 Hensikt

Hensikten med de teoretiske beregningene er å se hva maskinen kan prestere under gitte antagelser ved de ulike temperaturene og ekspansjonsgradene. På denne måten kan de ulike temperaturene og ekspansjonsgradene sammenlignes, og vi får en idé om hva som kan forventes av maskinen. Hensikten er også å se på hvor følsom ytelsen til maskinen er på grad av overheting av arbeidsmediet, altså hvilket trykk maskinen opererer med på høytrykkssiden.

Beregningene gjøres uavhengige av størrelsen på maskinen og RO-anlegget ved å beregne spesifikt arbeid og spesifikk varme, og ved å se på produksjon og effekt per membranstørrelse og membranpermeabilitet.

4.2.2 Antagelser

For å kunne gjøre teoretiske beregninger på maskinen og anlegget, blir det antatt at maskinen kan operere helt ideelt. Dette innebærer blant annet at alle varmevekslerne er motstrøms og 100 % effektive. Det vil si at arbeidsmediet oppnår samme temperatur som varmekilden og kjølevannet. I gjenvinneren vil arbeidsmediet på lavtrykkssiden gi i fra seg varme til det oppnår samme temperatur som arbeidsmediet på vei inn i gjenvinneren fra pumpen, altså 15 °C. Da er temperaturen på hver side i varmeveksleren lik, og varmeoverføringen slutter. Arbeidsmediet er da mettet damp før det kommer til kjøleren. Arbeidsmediet kjøles til all gass akkurat har blitt væske, altså til mettet væske. Pumpen som pumper denne væsken inn igjen i kretsen har en virkningsgrad på 100 %. Arbeidsmediet skal ikke være i tofaseområdet inne i omformerne verken før eller etter ekspansjonen. I beregningene antas det at ekspansjonen er isoterm, da omformerne kan tilføres varme. Det antas at trykkfallet når gass skal slippes ut av omformerne, skjer adiabatisk. Videre antas det at systemet er uten tap. Det er ingen friksjon i rørene eller tap over ventiler og andre komponenter i kretsen. Systemet er fullstendig isolert slik at det ikke er noen varmetap. Arbeidsmediet følger da den ideelle syklusen vist i Figur 2.3 og Figur 3.6.

Det antas også at clarkpumpen går friksjonsfritt og at det ikke må gjøres noe arbeid for å pumpe inn saltvann eller pumpe ut lake fra clarkpumpen. Antar at sjøvann, med temperatur lik kjølevannets, trykkes av clarkpumpen mot en RO-membran hvor ferskvannsproduksjonen følger likning (2.20). Sjøvannet har et osmotisk trykk på 2,5 MPa. Det antas at det osmotiske trykket til ferskvannet er null, altså at ferskvannet ikke inneholder noen salter, og at trykket på ferskvannssiden av membranen er lik det atmosfæriske trykk. Det antas også at gjenvinningsgraden til RO-anlegget er 40 %.

4.2.3 Varme og arbeid

Systemet består av kretsen med arbeidsmediet vist i Figur 3.5. Systemet er lukket, men ikke isolert, da arbeid og varme kan krysse systemgrensene i pumpen, fordamperen, kjøleren og omformerne. Figur 3.5 viser hvor varme og arbeid tilføres og avgis i systemet. Tilstandene det refereres til i dette delkapittelet er vist i Figur 3.6. Den spesifikke varmen som tilføres og avgis fra arbeidsmediet i varmevekslerne, er gitt ved entalpiendringen til arbeidsmediet da varmeoverføringene skjer ved konstant trykk (se likning (2.14)). Entalpien, h , til arbeidsmediet er gitt om tilstanden til arbeidsmediet er kjent. Varmen, $q_{F,G \text{ inn}}$, som arbeidsmediet mottar på vei fra pumpen til omformerne, er gitt av likning (4.1), hvor h_3 og h_2 er entalpien i tilstand 3 og 2. Noe av denne varmen mottas fra gjenvinneren, resten fra fordamperen.

$$q_{F,G \text{ inn}} = h_3 - h_2 \quad (4.1)$$

Om omformerne er oppvarmet, vil varme tilføres arbeidsmediet i en eventuell ekspansjon. Om omformerne ikke blir tilført varme, kan det antas at ekspansjonen skjer adiabatisk da systemet er fullstendig isolert. Den tilførte varmen, $q_{O \text{ inn}}$, er da gitt i likning (4.2) hvor h_{3a} er entalpien til gassen etter ekspansjonen, mens $h_{3a \text{ adiab}}$ er entalpien til arbeidsmediet om ekspansjonen hadde vært adiabatisk. Når maskinen kjører uten ekspansjon, vil $q_{O \text{ inn}} = 0$.

$$q_{O \text{ inn}} = h_{3a} - h_{3a \text{ adiab}} \quad (4.2)$$

Entalpiforskjellen mellom punkt 4 og 4' bestemmer hvor mye spesifikk varme som kan gjenvinnes. Denne entalpiforskjellen tilsvarer entalpiforskjellen mellom punkt 2 og 2' da det går like mye masse av arbeidsmediet på hver side av gjenvinneren under stabil driftstilstand. Varmen som gjenvinnes, q_G , bestemmes da ved hjelp av likning (4.3) hvor h_4 , $h_{4'}$, $h_{2'}$ og h_2 er entalpien i henholdsvis tilstand 4, 4', 2' og 2.

$$q_G = h_4 - h_{4'} = h_{2'} - h_2 \quad (4.3)$$

Netto varme som tilføres arbeidsmediet, $q_{\text{inn netto}}$, kan da bestemmes ut i fra likning (4.1), (4.2) og (4.3).

$$q_{\text{inn netto}} = q_{F,G \text{ inn}} + q_{O \text{ inn}} - q_G = h_3 - h_{2'} + h_{3a} - h_{3a \text{ adiab}} \quad (4.4)$$

Hvis maskinen kjøres uten ekspansjon, vil h_{3a} og $h_{3a \text{ adiab}}$ forsvinne fra denne likningen.

Varmen som avgis i kjøleren, $q_{K \text{ ut}}$, er gitt av likning (4.5), hvor $h_{4'}$ er entalpien til arbeidsmediet som kommer ut av gjenvinneren mot kjøleren, og h_1 er entalpien til arbeidsmediet i tanken.

$$q_{K \text{ ut}} = h_{4'} - h_1 \quad (4.5)$$

Arbeidet gassen gjør i omformerne vil være gitt av likning (2.9), hvor trykket byttes ut med trykkforskjellen mellom de to omformerne. Uten ekspansjon vil trykket i begge omformerne være konstant og det spesifikke arbeidet, $w_{O\text{ påfyll}}$, gjort i omformerne under påfyllingen blir da

$$w_{O\text{ påfyll}} = \frac{(p_2 - p_1)}{\rho_3} \quad (4.6)$$

ρ_3 er tettheten til arbeidsmediet i omformeren med høyt trykk og $p_2 - p_1$ er trykkforskjellen mellom høytrykkssiden og lavtrykkssiden i kretsen. Det spesifikke arbeidet, $w_{O\text{ eksp}}$, gjort i omformerne under ekspansjonen blir da

$$w_{O\text{ eksp}} = \int_{\rho_3}^{\rho_{3a}} (p(\rho) - p_1) d\left(\frac{1}{\rho}\right)$$

p_1 er lavtrykket i kretsen og trykket, p , i omformeren hvor ekspansjonen skjer vil være avhengig av hvordan tettheten, ρ , og temperaturen til gassen i omformeren endrer seg under ekspansjonen. Når ekspansjonen er isoterm, vil trykket kun avhenge av tettheten. Om gassen oppfører seg som en idealgass, er sammenhengen mellom trykket og tettheten kjent for en isoterm ekspansjon. R-134a oppfører seg imidlertid ikke som en ideell gass ved de trykkene som brukes i maskinen. Sammenhengen mellom trykket og tettheten må da bli funnet ved hjelp av empiriske verdier fra en database, og arbeidet som gjøres i ekspansjonen blir bestemt med en diskret integrasjon. Når trykket før og etter ekspansjonen er kjent, og temperaturen skal være konstant, vil tilstanden til gassen gjennom hele ekspansjonen være kjent. Dette forutsetter at prosessen er en kvasi-likevektsprosess. Arbeidet gjort i ekspansjonen bestemmes da fra likning (4.7).

$$w_{O\text{ eksp}} = \sum_{\rho_3}^{\rho_{3a}} (p(\rho) - p_1) \Delta \frac{1}{\rho} \quad (4.7)$$

Totalt spesifikt arbeid gjort av gassen, w_O , er gitt i likning (4.8). Spesifikt arbeid gjort av gassen vil bli større når maskinen kjøres med ekspansjon.

$$w_O = w_{O\text{ påfyll}} + w_{O\text{ eksp}} \quad (4.8)$$

Det spesifikke pumpearbeidet, w_P , som må gjøres, er gitt i likning (4.9) (Finnemore et al. 2002). ρ_1 er tettheten til arbeidsmediet i tanken.

$$w_P = \frac{(p_2 - p_1)}{\rho_1} \quad (4.9)$$

Sammenlignes likning (4.6) og (4.9), ser man at om maskinen kjøres uten ekspansjon vil arbeidet som arbeidsmediet gjør være en slags forsterkning av pumpearbeidet, hvor forsterkningsfaktoren er forholdet mellom tettheten til arbeidsmediet i pumpen og tettheten i omformeren hvor ekspansjonen skjer.

$$w_O = \frac{\rho_1}{\rho_3} w_P \quad (4.10)$$

4.2.4 Virkningsgrad

Virkningsgraden, η , til maskinen vil være gitt av forholdet mellom netto utført arbeid og netto tilført varme.

$$\eta = \frac{w_O - w_P}{q_{inn\ netto}} \quad (4.11)$$

Uten ekspansjon blir uttrykket for virkningsgraden relativt enkelt.

$$\eta = \frac{w_O - w_P}{q_{inn\ netto}} = \frac{\frac{(p_2 - p_1)}{\rho_3} - \frac{(p_2 - p_1)}{\rho_1}}{h_3 - h_{2'}} = \frac{(\rho_1 - \rho_3)(p_2 - p_1)}{\rho_3 \rho_1 (h_3 - h_{2'})} \quad (4.12)$$

Virkningsgraden avhenger kun av tilstandene til arbeidsmediet i de ulike delene av kretsen. Det samme vil gjelde når maskinen kjøres med ekspansjon.

Analyseres uttrykket for virkningsgraden til maskinen i likning (4.12), er det klart at virkningsgraden vil øke om høytrykket, p_2 , i kretsen øker. For gitt temperatur ut av fordampere vil punkt 3 i Figur 3.6 flytte seg oppover langs isotermlinjen når høytrykket i kretsen øker. Tettheten, ρ_3 , til arbeidsmediet i punkt 3 vil imidlertid også øke om trykket øker. Dette vil ha negativ innvirkning på virkningsgraden. Når høytrykket i kretsen øker, vil det også føre til at det adiabatisk trykkfallet i kretsen blir større, og at en mindre andel av den tilførte varmen kan gjenvinnes. Hvilket trykk maskinen da bør operere med på høytrykkssiden av kretsen for å oppnå høyest mulig virkningsgrad, kan ikke ses direkte ut i fra likningen.

4.2.5 Bestemmelse av tilstandene i kretsen

For en varmekilde med en gitt temperatur, vil de mulige høytrykkene i kretsen være bestemt ut i fra hvor mye gassen skal overhetes. Hvor mye gassen bør overhetes, altså hvilket høytrykk maskinen bør operere med i kretsen for å maksimere virkningsgraden, undersøkes for hver kombinasjon av temperatur og ekspansjonsgrad. I en isoterm ekspansjon vil ikke gassen gå inn i tofase i løpet av ekspansjonen, og det høyest mulige trykket, $p_{2\ maks}$, vil være gitt av temperaturen og tilstanden for mettet gass. Det lavest mulige trykket, $p_{2\ min}$, i kretsen vil være bestemt av lavtrykket i kretsen. Lavtrykket er gitt av temperaturen på kjølevannet (15 °C) og tilstanden for mettet væske. Dette er det laveste trykket som kan oppnås ved den temperaturen når arbeidsmediet skal være i væskefase, noe det bør være i pumpen. Høytrykket i kretsen må ligge mellom disse ytterpunktene, og de er vist i Tabell 4.1 for de tre ulike temperaturene på varmekilden. Jo lavere høytrykket er, jo mer må gassen overhetes for å oppnå ønsket temperatur. Jo høyere temperatur på varmekilden, jo høyere trykk kan arbeidsmediet ha.

Tabell 4.1 Høyeste og laveste mulige høytrykk i kretsen for hver temperatur på varmekilden. Temperaturen på kjølevannet er 15 °C. Trykkene er oppgitt i MPa.

| T [°C] | $p_{2 \text{ maks}}$ | $p_{2 \text{ min}}$ |
|--------|----------------------|---------------------|
| 90 | 3,24 | 0,488 |
| 80 | 2,63 | 0,488 |
| 70 | 2,12 | 0,488 |

For hver kombinasjon av temperatur og ekspansjonsgrad blir virkningsgraden for ulike høytrykk i kretsen beregnet. Beregningene baserer seg på metoden beskrevet over. Det valgte høytrykket i kretsen vil sammen med lavtrykket i kretsen bestemme forsterkningsfaktoren til clarkpumpen da det er valgt at trykket på sjøvannet skal være 7,0 MPa. Forsterkningsfaktoren er da gitt av likning (3.3). Trykket i omformerer etter ekspansjonen vil da være gitt av forsterkningsfaktoren og trykket saltvannet skal ha etter ekspansjonen. Tilstandene til arbeidsmediet i kretsen blir da bestemt på følgende måte:

- Tilstand 1 er gitt av temperaturen på kjølevannet (15°C) og tilstanden for mettet væske, kvalitet 0.
- Tilstand 2 er gitt av det valgte høytrykket i kretsen, som må ligge mellom de to ytterpunktene, og entropien i tilstand 1.
- Tilstand 3 er gitt av temperaturen på varmekilden og det valgte høytrykket.
- Tilstand 3a er gitt av temperaturen på varmekilden, da ekspansjonen er antatt å være isotherm, og trykket etter ekspansjonen.
- Tilstand 4 er gitt av lavtrykket i kretsen og entropien i tilstand 3 (ev. tilstand 3a om gassen har ekspandert).
- Tilstand 4' er gitt av lavtrykket i kretsen og tilstanden for mettet damp, kvalitet 1. Her er temperaturen også 15 °C.
- Tilstand 2' er gitt av høytrykket i kretsen og entalpien. Entalpien bestemmes fra entalpien i tilstand 1 og entalpiendringen i arbeidsmediet mellom punkt 4 og 4'.

$$h_2 = h_1 + (h_4 - h_{4'})$$

Ut i fra disse tilstandene kan netto spesifikk varmeoverføring til arbeidsmediet bestemmes ut i fra likning (4.4). Det spesifikke pumpearbeidet kan bestemmes fra likning (4.9) og netto arbeid gjort av gassen i omformerne når maskinen kjøres uten ekspansjon, kan bestemmes fra likning (4.6). Når gassen kjøres med ekspansjon, må arbeidet som bestemmes ved hjelp av likning (4.7) legges til. Virkningsgraden kan da bestemmes fra likning (4.11).

4.2.6 Produksjon

Produksjonen er bestemt av likning (2.20). Det antas at størrelsen og permeabiliteten til RO-membranen er lik i alle kjøringene. Det samme er tettheten til vannet, ρ_{vann} . Produksjon per areal, A_{RO} , og permeabilitet, L , vil da være gitt av likning (4.13) for produksjon ved konstant trykk.

$$\frac{\dot{V}_{FV maks}}{A_{RO}L/\rho_{vann}} = (p_{SV maks} - \pi) = X \left(p_2 - p_1 - \frac{\pi}{X} \right) \quad (4.13)$$

$\dot{V}_{FV maks}$ er produksjonen når trykket på saltvannet, $p_{SV maks}$, er 7,0 MPa. π er det osmotiske trykket og er antatt å være 2,5 MPa, da det er sjøvann som skal avsaltes.

Når det ekspanderes, vil ferskvannsproduksjonen avta når trykket synker. Gjennomsnittlig ferskvannsproduksjon, \bar{V}_{FV} , når det kjøres med ekspansjon vil være gitt av volumet, V_{FV} , av ferskvannet som produseres i løpet av en halvperiode, altså under påfyll og ekspansjon i én omformer, og tiden, t_{tot} , dette tar.

$$\bar{V}_{FV} = \frac{V_{FV}}{t_{tot}} \quad (4.14)$$

Sammenhengen mellom volumet av gass i omformeren og volumet av ferskvannet som produseres i løpet av en halvperiode, er gitt av forsterkningen, X , til clarkpumpen. Volumet av gassen i omformeren, V_O , vil være gitt av massen, m_O , av gassen som fyller den, og tettheten, ρ_{3a} , til gassen etter ekspansjonen.

$$V_{FV} = \frac{V_O}{X} = \frac{m_O}{X\rho_{3a}} \quad (4.15)$$

Tiden vil fordele seg på påfyllingstid, $t_{p\ddot{a}fyll}$, og ekspansjonstid, t_{eksp} .

$$t_{tot} = t_{p\ddot{a}fyll} + t_{eksp} \quad (4.16)$$

Forholdet mellom volumet av ferskvannet, $V_{FV slutt p\ddot{a}fyll}$, som produseres under påfyllingen og volumet av gass, $V_O slutt p\ddot{a}fyll$, i omformeren etter påfyllingen, vil være gitt av likning (3.5). Volumet av gass i omformeren etter påfyllingen er gitt av massen, m_O , til gassen som fyller omformeren og tettheten, ρ_3 , til gassen som påfylles.

$$XV_{FV slutt p\ddot{a}fyll} = V_O slutt p\ddot{a}fyll = \frac{m_O}{\rho_3}$$

Påfyllingstiden, $t_{p\ddot{a}fyll}$, er da gitt av forholdet mellom volumet som produseres under påfyllingen og ferskvannsproduksjonen gitt i likning (4.13).

$$t_{p\ddot{a}fyll} = \frac{V_{FV \text{ slutt } p\ddot{a}fyll}}{\dot{V}_{FV \text{ maks}}} = \frac{V_O \text{ slutt } p\ddot{a}fyll / X}{\frac{A_{RO}L}{\rho_{vann}} \left(p_2 - p_1 - \frac{\pi}{X} \right)} = \frac{m_O}{\rho_3 X \frac{A_{RO}L}{\rho_{vann}} \left(p_2 - p_1 - \frac{\pi}{X} \right)} \quad (4.17)$$

Ekspansjonstiden, t_{eksp} , kan bestemmes ved hjelp av en diskret integrasjon av tiden, Δt , det tar å presse et lite volum høytrykksolje, ΔV_{FV} , gjennom nåleventilen.

$$\Delta t = \frac{\Delta V_{FV}}{\dot{V}_{FV}} = \frac{\Delta \left(\frac{m_O}{X\rho} \right)}{X \frac{A_{RO}L}{\rho_{vann}} \left(p - p_1 - \frac{\pi}{X} \right)}$$

$$t_{eksp} = \sum_{\rho_3}^{\rho_{3a}} \Delta t = \sum_{\rho_3}^{\rho_{3a}} \frac{\frac{m_O}{X} \Delta \frac{1}{\rho}}{X \frac{A_{RO}L}{\rho_{vann}} \left(p(\rho) - p_1 - \frac{\pi}{X} \right)} = \frac{m_O}{X^2 \frac{A_{RO}L}{\rho_{vann}}} \sum_{\rho_3}^{\rho_{3a}} \frac{\Delta \frac{1}{\rho}}{\left(p(\rho) - p_1 - \frac{\pi}{X} \right)} \quad (4.18)$$

Gjennomsnittlig ferskvannsproduksjon når maskinen kjøres med ekspansjon, kan da bestemmes ved å kombinere likning (4.14) til (4.18). Den endelige likningen blir da

$$\frac{\bar{V}_{FV}}{A_{RO}L / \rho_{vann}} = \frac{X}{\rho_{3a}} \left[\frac{1}{\rho_3 \left(p_2 - p_1 - \frac{\pi}{X} \right)} + \sum_{\rho_3}^{\rho_{3a}} \frac{\Delta \frac{1}{\rho}}{\left(p(\rho) - p_1 - \frac{\pi}{X} \right)} \right]^{-1} \quad (4.19)$$

Når trykket på sjøvannet er høyt hele tiden, er produksjonen maksimal. For å sammenligne produksjonen ved ekspansjon med maksimal produksjon, bestemmes forholdet mellom \bar{V}_{FV} og $\dot{V}_{FV \text{ maks}}$.

4.2.7 Levert effekt

Gjennomsnittlig effekt, \bar{P}_O , maskinen kan levere for gitt temperatur og ekspansjonsgrad kan bestemmes fra arbeidet, W_O , som utføres i løpet av en halvperiode.

$$\bar{P}_O = \frac{W_O}{t_{tot}} = \frac{m_O w_O}{t_{tot}} \quad (4.20)$$

Det spesifikke arbeidet, w_O , bestemmes fra likning (4.6), (4.7) og (4.8). Halvperiodetiden, t_{tot} , er gitt fra likning (4.16), (4.17) og (4.18). Massen, m_O , som utfører arbeidet, vil da kunne forkortes bort mot uttrykket for tiden. Dette gir effekten som leveres av maskinen for en gitt membranstørrelse og membranpermeabilitet, og forholdet mellom levert effekt når anlegget kjøres med ekspansjon og maksimal levert effekt når anlegget kjøres uten ekspansjon, kan da bestemmes.

4.2.8 Varme per kubikkmeter ferskvann produsert

Det er interessant å vite hvor mye varme som må tilføres arbeidsmediet for å produsere en kubikkmeter ferskvann, Q_{m^3} . Likning (4.21) er utledet fra likning (4.4) og (4.15). m_O er massen av arbeidsmediet som må gå i kretsen for å produsere et volum, V_{FV} , med ferskvann, og $Q_{inn\ netto}$ er varmen som tilføres dette arbeidsmediet.

$$Q_{m^3} = \frac{Q_{inn\ netto}}{V_{FV}} = \frac{m_O q_{inn\ netto}}{\frac{m_O}{\rho_{3a} X}} = \rho_{3a} X (h_3 - h_{2'} + h_3 - h_{3a\ adiab}) \quad (4.21)$$

Hvis maskinen kjøres uten ekspansjon, vil $\rho_{3a} = \rho_3$, og h_3 og $h_{3a\ adiab}$ forsvinner fra likningen.

4.2.9 Arbeid per kubikkmeter ferskvann produsert

Hvor mye arbeid som må gjøres for å produsere en kubikkmeter ferskvann, W_{m^3} , er gitt i likning (4.22).

$$W_{m^3} = \frac{W_O}{V_{FV}} = \frac{m_O w_O}{\frac{m_O}{\rho_{3a} X}} = X \rho_{3a} w_O \quad (4.22)$$

Hvis maskinen kjøres uten ekspansjon, vil $\rho_{3a} = \rho_3$. Erstattes det spesifikke arbeidet i likning (4.22) med det spesifikke arbeidet som utføres når maskinen kjøres uten ekspansjon gitt i likning (4.6), ser man klart at arbeidet som må gjøres for å produsere en kubikkmeter ferskvann kun vil avhenge av trykket, p_{SV} , som ferskvannet produseres ved.

$$W_{m^3} = X \rho_3 \frac{(p_2 - p_1)}{\rho_3} = X (p_2 - p_1) = p_{SV}$$

Det minste arbeidet som må tilføres for å produsere en kubikkmeter sjøvann, er gitt i likning (2.22) og er 0,7 kWh.

4.2.10 Oppvarming av saltvannet

I kapittel 0 ble det forklart at permeabiliteten til en RO-membran øker om temperaturen på saltvannet øker. Om saltvannet som skal avsaltes er relativt kaldt, kan det til en viss grad lønne seg å forvarme det. Anlegget som her studeres kan oppnå dette ved å bruke saltvannet til å kjøle arbeidsmediet. Hvor mye det er mulig å varme opp saltvannet, avhenger av hvor mye varme som avgis i kjøleren, $Q_{K\ ut}$, og gjenvinningsgraden, R , til anlegget.

Varmen som avgis i kjøleren er gitt av likning (4.5) og (2.5). m_O er massen til arbeidsmediet som kondenserer.

$$Q_{K\ ut} = m_O (h_{4'} - h_1) \quad (4.23)$$

$Q_{K ut}$ er den varmen som tilføres saltvannet om varmeveksleren er 100 % effektiv. Altså må

$$Q_{K ut} = m_{SV} c_{vann} \Delta T \quad (4.24)$$

Her er m_{SV} massen til saltvannet som varmes opp i kjøleren, c_{vann} er den spesifikke varmekapasiteten til vann og ΔT er endringen i temperatur på saltvannet.

Gjenvinningsgraden til anlegget er gitt i likning (3.7) og kan uttrykkes ved hjelp av massen til ferskvannet, m_{FV} , som produseres og massen til saltvannet som brukes. Det antas at tettheten til ferskvann og saltvann er like.

$$R = \frac{V_{FV}}{V_{SV}} \approx \frac{m_{FV}}{m_{SV}} \quad (4.25)$$

Sammenhengen mellom massen til ferskvannet som produseres og massen til arbeidsmediet som brukes, kan bestemmes ved hjelp av likning (4.15) og tettheten til vann, ρ_{vann} .

$$m_{FV} = \rho_{vann} V_{FV} = \frac{\rho_{vann} m_O}{X \rho_{3a}} \quad (4.26)$$

Hvor mye saltvannet kan varmes opp, ΔT , kan da bestemmes fra likning (4.23) til (4.26).

$$\Delta T = \frac{R X \rho_{3a} (h_{4'} - h_1)}{\rho_{vann} c_{vann}} \quad (4.27)$$

Hvis maskinen kjøres uten ekspansjon vil $\rho_{3a} = \rho_3$.

4.2.11 Masse arbeidsmedium per kubikkmeter ferskvann produsert

$X \rho_{3a}$ dukker opp i flere av likningene over. $X \rho_{3a}$ er en forsterkning av tettheten i omformerne, og den fysiske betydningen ser man tydelig ved å omgjøre likning (4.15) til likning (4.28).

$$X \rho_{3a} = \frac{m_O}{V_{FV}} \quad (4.28)$$

Altså er $X \rho_{3a}$ hvor mye masse arbeidsmedium som må gjennomgå en syklus for å produsere en gitt mengde ferskvann. Hvis maskinen kjøres uten ekspansjon vil $\rho_{3a} = \rho_3$.

4.3 Metode for forsøk og beregninger på reelt anlegg

4.3.1 Hensikt

Hensikten med forsøkene er å undersøke hva maskinen og anlegget faktisk kan prestere i virkningsgrad. Det er også interessant å undersøke hvor mye varme gassen klarer å ta til seg i omformerne når de varmes, og hvilken type ekspansjon som skjer. I tillegg vil det bli sett på hvordan trykkene i kretsen endrer seg i løpet av en syklus, og hvordan bevegelsen til arbeidsstampelet og friksjonen i clarkpumpen påvirker trykket i høytrykksoljen.

4.3.2 Styring

Trykkene i kretsen og volumstrømmen av høytrykksolje gjennom nåleventilen kan styres gjennom:

- Ventilene til omformerne.
- Motstanden i nåleventilen.
- Frekvensen til pumpen.
- Temperaturen på varmtvannet.
- Strømningen på kjølevannet.

I tillegg kan det velges om omformerne skal være oppvarmet av varmtvannet eller ikke.

Det er ønskelig at arbeidsstampelet bruker hele slaglengden og går helt ut til hver ende. Dette tilsvarer at hele volumet i omformerne blir utnyttet. Maskinen er tidsstyrt, og ikke hendelsesstyrt. Det betyr at periodetiden til ventilene blir satt, og at motstanden alltid må justeres manuelt slik at arbeidsstampelet akkurat går til endene på denne tiden. Om maskinen hadde vært hendelsesstyrt, ville ventilene blitt styrt av posisjonen på arbeidsstampelet.

Ventilene styres gjennom LabView ved å bestemme hvor mange millisekunder inn-ventilen skal være åpen for påfylling, $t_{p\text{åfyll}}$, og lukket for ekspansjon, t_{ekps} . Det må også bestemmes hvor stor tidsforsinkelsen, $t_{forsinkelse}$, mellom lukking av ut-ventil og åpning av inn-ventil skal være. Det bør være en liten forsinkelse mellom disse hendelsene for å forhindre lekkasje ved at gass blåses rett fra høytrykkssiden til lavtrykkssiden. Den totale tiden, t_{tot} , vil være tiden gass slippes ut av omformer, og tilsvarer tiden på en halv syklus. Arbeidstakten til maskinen er dermed gitt av t_{tot} .

$$t_{tot} = t_{p\text{åfyll}} + t_{ekps} + t_{forsinkelse}$$

Tabell 4.2 viser en oversikt over åpning og lukking av inn- og ut-ventilene til den ene omformeren, hvilken prosess dette gir i omformeren og tiden prosessen tar. Til sammen utgjør disse fire prosessene en syklus.

Tabell 4.2: Tabellen viser hvordan åpningen og lukkingen av inn- og ut-ventilene styrer prosessene som skjer i omformerne. Hvor lang tid hver av prosessene skal ta, styres ved hjelp av LabView. Til sammen utgjør prosessene vist i tabellen en syklus.

| Inn-ventil | Ut-ventil | Prosess | Tid |
|------------|-----------|-------------|-------------------|
| Lukket | Lukket | Forsinkelse | $t_{forsinkelse}$ |
| Åpen | Lukket | Påfyll | $t_{påfyll}$ |
| Lukket | Lukket | Ekspansjon | t_{ekps} |
| Lukket | Åpen | Utslipp | t_{tot} |

Om maskinen skal kjøres med ekspansjon eller ikke, styres ved hjelp av ventilene. Jo mer ekspansjon, jo lengere ekspansjonstid, og jo kortere påfyllingstid. Trykket etter ekspansjonen bestemmes av hvor mye masse som fylles på omformeren før gassen stenges inne for ekspansjon, altså av påfyllingstiden og pumpefrekvensen. Det kan velges om omformerne skal bli tilført varme fra varmtvannet eller ikke. Om gassen i omformeren blir tilført varme i løpet av ekspansjonen, vil trykket etter ekspansjonen være høyere.

Større syklustid betyr lavere fart på arbeidsstampelet. Farten på stampelet er bestemt av volumstrømmen gjennom nåleventilen, gitt i likning (3.1), og vil avta når motstanden øker, det vil si når arealet av åpningen i ventilen blir mindre. Om syklustiden stilles opp, må motstanden derfor også stilles opp. Siden like mye ferskvann produseres per slag, vil ferskvannsproduksjonen avta når syklustiden og motstanden stilles opp. Dette er analogt med at RO-membranen blir mindre. Et reelt anlegg vil ha en fast motstand, gitt av størrelsen på RO-membranen, og da av størrelsen på anlegget.

For en gitt syklustid vil trykket i arbeidsmediet i kretsen styres gjennom pumpefrekvensen, kjølevannstrømmen og temperaturen på varmtvannet. Temperaturen på varmtvannet bestemmer hvor mye varme som tilføres arbeidsmediet i fordamperen. Om temperaturen øker, og alt annet holdes konstant, vil høytrykket i kretsen øke. Jo mer varme som tilføres i fordamperen, jo større andel av arbeidsmediet vil fordampe, og dermed vil trykket øke. Når trykket øker, vil kokepunktet øke og hindre arbeidsmediet i å fordampe så raskt. Etter hvert vil trykket derfor stabilisere seg. Kjølevannsstrømmen bestemmer hvor mye varme som tas ut av arbeidsmediet i kjøleren. Jo høyere kjølevannstrøm, jo mer kjøles arbeidsmediet, og jo lavere vil trykket på lavtrykkssiden av kretsen bli. Pumpefrekvensen styrer hvor mye masse som pumpes rundt i kretsen i løpet av en syklus. Om syklustiden er konstant, vil høyere pumpehastighet føre til at trykket på høytrykkssiden øker fordi mer masse tilføres høytrykkssiden enn det som slipper ut gjennom omformerne. Trykket stabiliserer seg når massestrømmene inn og ut av høytrykkssiden igjen er like. Dette betyr at all massen som pumpen pumper i løpet av en syklus, må gå inn i omformerne. Dette vil gi en økt tetthet av gass i omformerne. Om temperaturen på varmtvannet er uendret, vil økningen i tetthet føre til økt trykk.

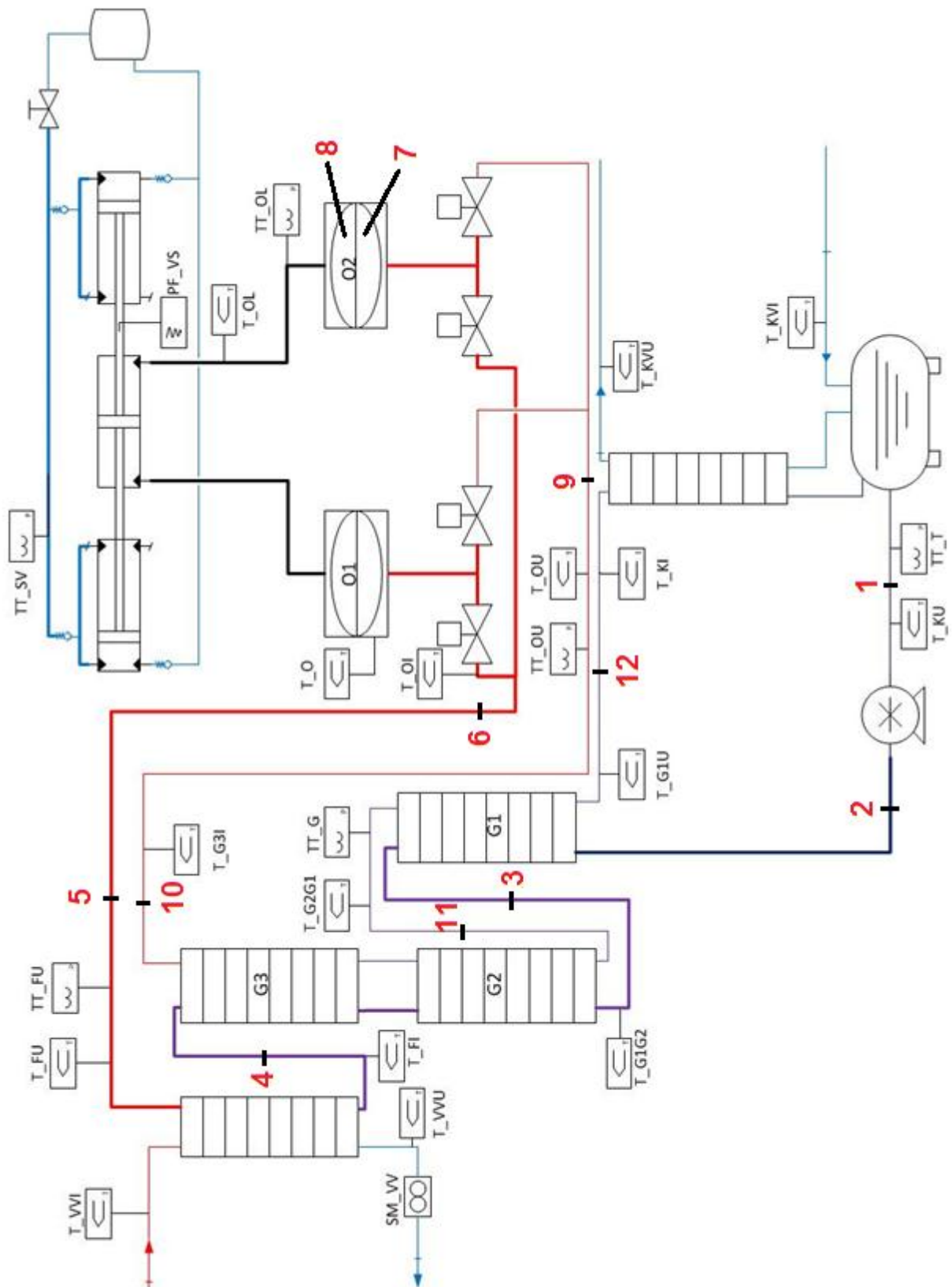
Syklustiden er også med på å styre trykket i omformerne. Å øke syklustiden er analogt med å øke pumpefrekvensen. Om syklustiden øker, vil mer masse komme inn i omformeren per syklus, og trykket vil øke. Da stiger også kokepunktet til arbeidsmediet. Trykket vil igjen stabilisere seg. Når trykket i kretsen stiger, vil hastigheten på stempelet øke, og motstanden må stilles opp.

4.3.3 Instrumentering

På anlegget er det montert flere temperatursensorer og trykksensorer, samt en strømningsmåler på varmtvannet og en posisjonsføler på arbeidsstempelet. Figur 4.1 viser hvor på anlegget disse sensorene sitter. TT står for trykktransmitter, T er temperatur, SM er strømningsmåler og PF er posisjonsføler. Indeksene på temperatur- og trykksensorene er forklart i Tabell 4.3. Målingene lagres til en datamaskin ved hjelp av LabView. I tillegg kan kjølevannstrømmen og pumpehastigheten måles manuelt. Ved hjelp av disse målingene kan tilstanden til arbeidsmediet flere steder i kretsen bestemmes, og ytelsen til de ulike komponentene i anlegget, og til anlegget som helhet, kan analyseres.

Tabell 4.3 Indeksene som forklarer hvor på anlegget målingene er gjort.

| Indekser | Forklaring |
|----------|-----------------------------|
| FI | Fordamper inn |
| FU | Fordamper ut |
| G | Gjenvinner |
| G1G2 | Gjenvinner 1 - Gjenvinner 2 |
| G2G1 | Gjenvinner 2 - Gjenvinner 1 |
| G3I | Gjenvinner 3 inn |
| G1U | Gjenvinner 1 ut |
| KI | Kjøler inn |
| KU | Kjøler ut |
| KVI | Kjølevann inn |
| KVU | Kjølevann ut |
| O | Omformer |
| OI | Omformer inn |
| OU | Omformer ut |
| OL | Olje |
| SV | Høytrykksolje (saltvann) |
| T | Tank |
| VVI | Varmtvann inn |
| VVU | Varmtvann ut |



Figur 4.1 Skisse som viser hvor på anlegget de ulike sensorene som måler trykk (TT), temperatur (T), strømning (SM) og posisjon (PF) er plassert. Illustrasjon: Fritt etter Føyn

Trykksensorene

Trykksensorene er levert av Baumer og Hydac. For hvert trykk vil trykksensorene gi en strøm. Strømmene gjøres om til spenning over en motstand, og spenningen tolkes om til trykk i LabView. Sensorene er kalibrert til å gi riktig trykk for de ulike spenningene ved hjelp av et sertifikat fra leverandøren. Trykkene logges med 500 målinger per sekund. I LabView kan man velge antall målinger som skal lagres til disk. Målingene lagres kun når man ber LabView om å lagre. Trykket i høytrykksoljen, p_{SV} , lagres i MPa, mens de andre trykkene lagres i bar. Verdiene lagres med en desimal. Legg merke til at trykket kun måles i den ene omformeren, O2. Det antas at trykket er likt, men faseforskjøvet med en halv periode i den andre omformeren, O1.

Usikkerheten i trykkmålingene er litt forskjellig for de ulike sensorene. Målingen av høytrykket i kretsen (FU) og i omformeren (OL) har en usikkerhet som typisk er 0,5 % av full skala. Full skala er 4,0 MPa. Det betyr en usikkerhet på 0,02 MPa.

Temperatursensorene

Temperaturene måles ved hjelp av Termocouple H. Temperatursensorene er festet utenpå rørene med aluminiumstape. Det er ukjent hvor store temperaturgradientene fra gassen til utsiden av rørene er, men det er fornuftig å tro at dette blir gode mål på temperaturen i gassen, da de fleste temperaturmålerne har isolasjon på utsiden og den termiske ledningsevnen til kobber er 401 W/mK (Tipler & Mosca 2008). Temperaturen som måles på omformer kroppen er delvis isolert og aluminium har en termisk ledningsevne på 237 W/mK (Tipler & Mosca 2008). Den termiske massen i omformer kroppen og kobberrørene vil virke som et lavpassfilter på temperaturmålingene. Selve usikkerheten i temperaturmålingene vil være liten i forhold til de systematiske feilene som kommer av kalibrering og plassering av temperatursensorene. Nøyaktigheten i temperaturmålingene anslås til best å være $\pm 1K$. Temperaturene logges hvert 15. sekund og lagres automatisk til disk.

Posisjonsføler

Posisjonsmålingene logges på samme måte som trykkene. Posisjonsføleren er et potensiometer fordi det er en glidemotstand inne i som følger Ohms lov. Dette gir ulike spenninger for ulike posisjoner på stempelstangen. Spenningen er proporsjonal med posisjonen og omdanningen fra spenning til posisjon må gjøres manuelt. Volumet i omformerne endrer seg, som forklart i kapittel 3.3.2, i takt med posisjonen på stempelet, da oljen kan antas å være inkompressibel. Posisjonsføleren gir maksimal spenning når volumet i omformeren som trykket måles i, er på sitt minimum.

Pumpefrekvens

Rotasjonshastigheten til væskepumpen måles manuelt med et tachometer fra Ono Sokki, modell HT-4100. Dette har en nøyaktighet på $\pm 0,5$ rpm, noe som tilsvarer omtrent 2 % for maskinen under normal driftstilstand.

Strømningsmåling

Kjølevannstrømmen kalibreres manuelt ved hjelp av en 10 liters bøtte og en stoppeklokke. Dette blir ganske unøyaktig, men er av liten betydning for forsøkene. Varmtvannsstrømmen måles med en strømningsmåler av type 8035 fra Bürkert, og leses av manuelt. Det er den totale strømmingen til fordampere og omformerne som måles, og ikke hvor mye varmtvann som strømmer til hver av disse komponentene. Usikkerheten vil her også være relativt stor da målingene varierer en del, og man blir nødt til å vurdere hva gjennomsnittet er. Målingene oppgis i kubikkmeter per time, og oppgis med to siffer. Usikkerheten anslås til å være minst 5 %.

I tillegg er det montert fire se-glass på rørene i kretsen. Disse er plassert mellom tanken og pumpen, mellom gjenvinner 3 og fordampere, mellom gjenvinner 2 og 1 på vei tilbake til kjøleren og mellom gjenvinner 1 og kjøleren. På denne måten kan man få en visuell indikasjon på hvilken fase arbeidsmediet er i, eller om det er to faser til stede.

4.3.4 Håndtering av usikkerheter

De stokastiske usikkerhetene reduseres når gjennomsnittet av flere målinger brukes for å bestemme resultatene. Alle målingene er uavhengige og det vil være målingene med størst usikkerhet som blir utslagsgivende for usikkerhetene i resultatene (Taylor 1997). I bestemmelsen av tilstandene til arbeidsmediet i kretsen, vil det for eksempel være temperaturmålingene som har størst betydning da usikkerheten i temperaturmålingene vil være større enn usikkerhetene i trykkmålingene. Dette skyldes at trykksensorene er kalibrert mer nøyaktig, og at trykkmålingene som brukes i utregningene er et gjennomsnitt av flere målinger. Dette er en innledende studie hvor trender skal studeres, og det er derfor ikke lagt vekt på å bestemme usikkerhetene i resultatene. Det er likevel viktig å være oppmerksom på at det finnes en usikkerhet i disse.

4.3.5 Bestemmelse av tilstandene i kretsen

Ved hjelp av trykk- og temperaturmålingene kan tilstandene til arbeidsmediet flere steder i kretsen bestemmes. Når tilstanden til arbeidsmediet er kjent, er alle tilstandsstørrelsene til arbeidsmediet kjent.

Inne i omformeren måles kun trykket, og dermed er kun én tilstandsstørrelse kjent. For å finne tilstandene til arbeidsmediet inne i omformerne, må posisjonsmålingen til arbeidsstempelet og rotasjonsfrekvensen til pumpen benyttes. Posisjonsmålingen gir volumet i omformeren, V_O , til enhver tid. Volumet etter påfyllingen er ferdig, og etter en eventuell ekspansjon, kan da bestemmes.

Massestrømmen i pumpen er konstant. Rotasjonsfrekvensen, f_P , og slagvolumet, V_P , til pumpen, brukes til å bestemme volumstrømmen i pumpen, \dot{V}_P

$$\dot{V}_P = \frac{V_P f_P}{60 \text{ s/min}}$$

Massestrømmen i pumpen, \dot{m}_p , kan da bli funnet ved hjelp av tettheten til arbeidsmediet som pumpes, ρ_T . Denne tettheten er gitt av temperaturen og trykket som måles i tanken.

$$\dot{m}_p = \rho_T \dot{V}_p$$

Når maskinen arbeider i stabil driftstilstand, altså når trykkene og temperaturene i kretsen har stabilisert seg, må nøyaktig den massen som pumpes inn i kretsen i løpet av en halvperiode slippe inn i omformerne. Hvis ikke vil masse hope seg opp på høytrykk- eller lavtrykkssiden i kretsen, og trykket der vil stige. Dermed kan total masse i omformeren, m_O , etter påfylling bestemmes fra massestrømmen i pumpen og tiden på en halvperiode.

$$m_O = \dot{m}_p t_{tot}$$

Tettheten til gassen i omformerne kan da bestemmes, og tilstandene til arbeidsmediet vil være kjent. Tettheten til gassen etter påfyll, $\rho_{O \text{ påfyll}}$, og etter ekspansjonen, $\rho_{O \text{ eksp}}$, er gitt i likningene under.

$$\rho_{O \text{ påfyll}} = \frac{m_O}{V_{O \text{ slutt påfyll}}} \quad (4.29)$$

$$\rho_{O \text{ eksp}} = \frac{m_O}{V_{O \text{ slutt eksp}}} \quad (4.30)$$

Tilstandene i omformerne før og etter ekspansjonen kan da bestemmes fra tetthetene og trykkene, og hvilken type ekspansjon som har funnet sted vil være kjent.

I og etter gjenvinneren på lavtrykkssiden av kretsen, vil arbeidsmediet være i tofase. Dette kan observeres i se-glassene. Når arbeidsmediet er i tofase, kan ikke tilstanden bestemmes ut i fra trykket og temperaturen, da disse ikke er uavhengige. Trykk og entalpi er derimot uavhengige tilstandsstørrelser, og entalpien til arbeidsmediet både i og etter gjenvinneren kan bestemmes ved å betrakte varme som tilføres arbeidsmediet på høytrykkssiden av gjenvinneren.

Det antas her at varmevekslerne er 100 % effektive slik at all varmen som avgis fra arbeidsmediet på lavtrykkssiden av gjenvinneren, blir tilført arbeidsmediet på høytrykkssiden.

Varmen, Q_{G1} og $Q_{G2,3}$, som utveksles i gjenvinner 1 og i gjenvinner 2 og 3, kan da uttrykkes som i likningene under, da det går like mye masse, m_O , på hver side av gjenvinneren.

$$Q_{G1} = m_O(h_{G1G2} - h_{G1I}) = m_O(h_{G2G1} - h_{G1U})$$

$$Q_{G2,G3} = m_O(h_{FI} - h_{G1G2}) = m_O(h_{G3I} - h_{G2G1})$$

Indeksene på entalpiene, h , beskriver hvor i kretsen arbeidsmediet har denne entalpien. G1I er på vei inn i gjenvinner 1 på høytrykkssiden. Resten av indeksene er forklart i Tabell 4.3.

Entalpien til arbeidsmediet på lavtrykkssiden av kretsen mellom gjenvinner 2 og gjenvinner 1, h_{G2G1} , og ut av gjenvinner 1, h_{G1U} , kan da bestemmes fra likningene over. Sammen med trykket, p_G , som måles i gjenvinneren, vil tilstandene til arbeidsmediet være kjent.

$$h_{G2G1} = h_{G3I} - h_{FI} + h_{G1G2} \quad (4.31)$$

$$h_{G1U} = h_{G2G1} - h_{G1G2} + h_{G1I} \quad (4.32)$$

Dette forutsetter at arbeidsmediet ikke er i tofase på vei inn i gjenvinneren. Entalpien til arbeidsmediet før kjøleren, h_{KI} , kan antas å være lik h_{G1U} , om tap i røret som forbinder gjenvinneren og kjøleren ses bort i fra. Dette kan det gjøres med god tilnærming.

Følgende tilstander er da kjent og vist i Figur 4.1:

1. p_T og T_{KU}
2. p_{FU} og s_T
3. p_{FU} og T_{G1G2}
4. p_{FU} og T_{FI}
5. p_{FU} og T_{FU}
6. p_{FU} og T_{OI}
7. $p_{OL maks}$ og ρ_O påfyll
8. $p_{OL eksp}$ og $\rho_O eksp$
9. p_{OU} og T_{OU}
10. p_{OU} og T_{G3I}
11. p_G og h_{G2G1}
12. p_G og h_{G1U}

De fleste indeksene er forklart i Tabell 4.3. s_T er entropien til arbeidsmediet i tanken. $p_{OL maks}$ er høytrykket i omformerer og $p_{OL eksp}$ er trykket etter ekspansjonen i omformerer.

4.3.6 Arbeid og varme

Nå tilstandene i kretsen er kjent, kan varmen som tilføres og avgis fra arbeidsmediet i løpet av en halvperiode bestemmes. Ved hjelp av posisjonsmålingene på arbeidsstempet og rotasjonsfrekvensen til pumpen, kan også arbeidet som utføres av arbeidsmediet og pumpen bestemmes. Ut i fra dette vil virkningsgraden til maskinen være kjent. Indeksene på de fleste entalpiene, trykkene, tetthetene og temperaturene som brukes i likningene som følger, er forklart i Tabell 4.3.

Pumpearbeidet som utføres i løpet av en halvperiode blir bestemt av høytrykket og lavtrykket i kretsen, p_{FU} og p_T , halvperiodetiden, t_{tot} , og volumstrømmen i pumpen, \dot{V}_P .

$$W_P = \dot{V}_P (p_{FU} - p_T) t_{tot} \quad (4.33)$$

Netto arbeid som gassen i omformerne gjør på oljen som driver arbeidsstampelet i løpet av en halvperiode, er gitt av likning (2.9). Arbeidet bestemmes da mest nøyaktig ved å bruke en diskret integrasjon av trykkmålingene og posisjonsmålingene omgjort til volum. Netto arbeid, W_o , som blir gjort i omformerne i løpet av en halvperiode blir da

$$W_o = \sum (p_{oL} - p'_{oL}) \Delta V_o \quad (4.34)$$

Summasjonen blir gjort over en halv periode. p'_{oL} er trykkmålingen i omformeren 4 sekunder før eller etter målingen av p_{oL} . Dette gjøres fordi trykket ikke måles i den andre omformeren, og dermed blir p'_{oL} det beste anslaget på hva dette trykket er. Denne formelen er generell, og brukes både når maskinen kjører uten ekspansjon og når den kjører med ekspansjon.

Arbeidet, W_{sv} , som gjøres på høytrykksoljen i løpet av en halvperiode bestemmes på samme måte som arbeidet gjort av arbeidsmediet. Da systemet er stivt vil volumendringen i høytrykksoljen, altså oljen som presses gjennom nåleventilen, være gitt av volumendringen i omformerne og forsterkningen. Summasjonen gjøres over en halv periode.

$$W_{sv} = \sum p_{sv} \frac{\Delta V_o}{X} \quad (4.35)$$

Varmen, $Q_{F inn}$, som tilføres arbeidsmediet i løpet av en halvperiode blir bestemt fra massen, m_o , som pumpes inn i systemet i løpet av en halvperiode, og entalpien til arbeidsmediet før og etter fordampingen, h_{FI} og h_{FU} .

$$Q_{F inn} = m_o (h_{FU} - h_{FI}) \quad (4.36)$$

Om systemet er godt isolert, og omformerne ikke tilføres varme, kan det antas at prosessene i omformeren skjer tilnærmet adiabatisk etter at maskinen har kommet opp i stabile driftstemperaturer. Gassen vil gi i fra seg like mye varme som den tilføres inne i omformeren, og varmen tilført arbeidsmediet i omformerne, $Q_{O inn} = 0$. Om omformerne tilføres varme, vil gassen motta varme i prosessene i omformerne. Entalpien til arbeidsmediet før og etter omformerne er kjent fra tilstandene. Om omformerne ikke ble tilført varme, ville tilstanden til gassen som kommer ut av omformerne vært gitt av trykket, p_{OU} , etter omformerne og entropien, s_{OI} , til gassen på vei inn i omformerne. Da vil varmen, $Q_{O inn}$, som tilføres i omformerne når de varmes opp være,

$$Q_{O inn} = m_o (h_{OU} - h_{OU \text{ adiab}}) \quad (4.37)$$

hvor $h_{OU \text{ adiab}}$ er entalpien til gassen på utløpssiden av omformerne om prosessene i omformerne skjer adiabatisk.

Total varme, Q_G , som gjenvinnes i kretsen i løpet av en halvperiode, bestemmes fra følgende likning.

$$Q_G = m_O(h_{FI} - h_{G1I}) \quad (4.38)$$

Varmen, $Q_{VV ut}$, som varmtvannet gir i fra seg i fordampere og til omformerne i løpet av en halvperiode, kan utledes fra likning (2.6) og er gitt av volumstrømmen til varmtvannet \dot{V}_{VV} , tettheten til vann, ρ_{vann} , den spesifikke varmekapasiteten til vann, c_{vann} , temperaturforskjellen på varmtvannet, $T_{VVI} - T_{VVU}$, og tiden, t_{tot} .

$$Q_{VV ut} = \dot{V}_{VV} c_{vann} \rho_{vann} (T_{VVI} - T_{VVU}) t_{tot} \quad (4.39)$$

Varmen, $Q_{KV inn}$, som tilføres kjølevannet i tanken og kjøleren i løpet av en halvperiode, er gitt av likning (4.40). Her er \dot{V}_{KV} volumstrømmen til kjølevannet, og $T_{KVI} - T_{KVU}$ er temperaturforskjellen mellom vannet som kommer inn i tanken og ut av kjøleren.

$$Q_{KV inn} = \dot{V}_{KV} c_{vann} \rho_{vann} (T_{KVI} - T_{KVU}) t_{tot} \quad (4.40)$$

Siden arbeidsmediet er i tofase på vei inn i kjøleren, brukes entalpien gitt av likning (4.32) når varmen, $Q_{K ut}$, som arbeidsmediet gir fra seg i kjøleren og tanken skal bestemmes. Varmen som avgis blir da

$$Q_{K ut} = m_O(h_{G1U} - h_{KU}) \quad (4.41)$$

4.3.7 Virkningsgrader

Virkningsgraden for maskinen, η , kan da bestemmes fra likning (4.33), (4.34), (4.36) og (4.37) og definisjonen på virkningsgrad i likning (2.16).

$$\eta = \frac{W_O - W_P}{Q_{F inn} + Q_{O inn}} \quad (4.42)$$

Virkningsgraden for anlegget, η_{SV} , kan bestemmes fra likning (4.42) om arbeidet utført i omformerne, W_O , erstattes med arbeidet, W_{SV} , som gjøres på høytrykksoljen i løpet av en halvperiode og er gitt i likning (4.35).

$$\eta_{SV} = \frac{W_{SV} - W_P}{Q_{F inn} + Q_{O inn}} \quad (4.43)$$

Effektiviteten til varmeoverføringen i fordampere og omformerne, η_F , og i kjøleren og tanken, η_K , kan bestemmes fra likningene under.

$$\eta_F = \frac{Q_{F inn} + Q_{O inn}}{Q_{VV ut}} \quad (4.44)$$

$$\eta_K = \frac{Q_{K ut}}{Q_{KV inn}} \quad (4.45)$$

4.3.8 Klargjøring av anlegget

Tidlig i perioden ble det gjort flere testkjøringer på maskinen. Dette hadde en todelt hensikt. Vi ville bli kjent med maskinen, og vi ville undersøke om det var noen feil eller forbedringspotensialer på maskinen eller i målingene.

Sjekk av temperatursensorene

24. januar 2012 ble temperaturmålerne sjekket. Når forsøk skal gjøres, er det viktig å være sikker på at alle sensorer er riktig kalibrert og at de sitter der de skal. Det er i alt 16 temperatursensorer og 13 av disse ble sjekket. T_{OL} , T_{VVU} og T_{FI} ble ikke sjekket. Temperatursensorene ble sjekket mot temperaturen til vannet i et isolert kar. Temperaturen var omtrent 65 °C. Et varmeelement i vannet sørget for å holde temperaturen stabil ved hjelp av en termostat. Temperaturen i karet ble samtidig målt med et riktig kalibrert glasstermometer med oppløsning på 0,2 °C.

Alle temperatursensorene viste seg å være riktig kalibrerte innenfor de usikkerhetene det var i målemetoden vi brukte. Resultatene er vist i Tabell 4.4. Det ble oppdaget at to av temperatursensorene satt et annet sted enn vi trodde, og dermed målte en annen temperatur enn de skulle. Disse ble flyttet til de riktige plassene. Noen temperatursensorer var dårlig festet til rørene. Dette ble rettet opp i.

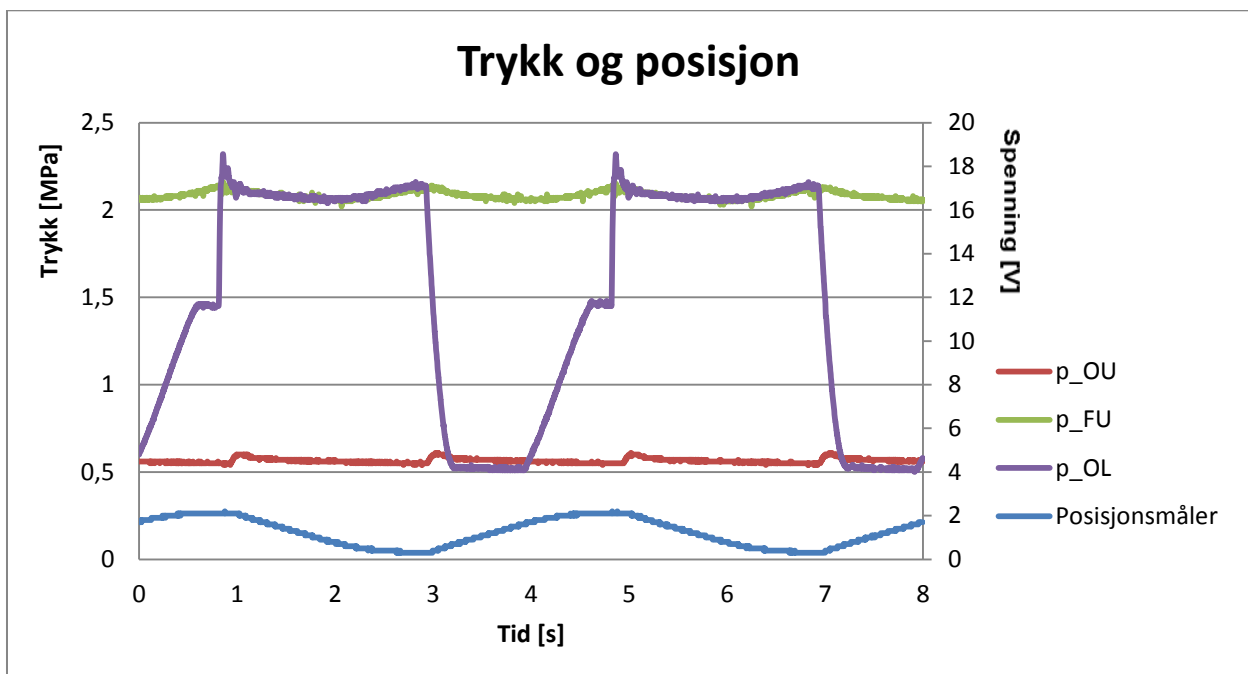
Tabell 4.4 Resultater fra sjekk av temperatursensorene. Temperaturmålingene stemte godt overens. Indeksene til temperatursensorene er gitt i Tabell 4.3. Temperaturene er oppgitt i grader Celsius.

| Sensor | Temperatur i vann målt av sensor | Temperatur i kar målt av glasstermometer |
|--------|----------------------------------|--|
| T_FU | 64,9 | 64,6 |
| T_KI | 64,8 | 64,8 |
| T_OI | 65,2 | 64,7 |
| T_VVI | 64,9 | 64,6 |
| T_OU | 64,8 | 64,7 |
| T_KU | 65 | 64,6 |
| T_G3I | 64,9 | 64,6 |
| T_G2G1 | 65 | 64,5 |
| T_G1G2 | 65 | 64,4 |
| T_O | 65 | 64,6 |
| T_G1U | 64,8 | 64,6 |
| T_KVU | 64,9 | 64,6 |
| T_KVI | 64,9 | 64,6 |

Feil i ventilinnstillingene

Den 31. januar 2012 ble maskinen kjørt med ekspansjon. Målingen av trykket i omformerer stemte ikke overens med det vi hadde forventet. Det første som ble gjort var å sjekke om temperatursensoren målte riktig. Overingeniør Tom Ringstad hjalp til med å sjekke dette. Det ble funnet at trykkmålingen var helt riktig, og at det måtte være noe annet som ikke stemte. Målingene av trykket i omformerer, høytrykket og lavtrykket er vist i Figur 4.2, sammen med posisjonsmålingene på arbeidsstampelet. Når anlegget kjøres med ekspansjon i omformerne, skal ekspansjonen skje etter at trykket i omformerer har vært høyt. Figur 4.2 viser at trykket i omformerer er høyt hele tiden arbeidsstampelet beveger seg i den ene retningen. Det har ikke vært noe trykkfall inne i omformerer, altså ingen ekspansjon. I stedet for viser Figur 4.2 at trykket i omformerer ikke er lavt hele tiden arbeidsstampelet beveger seg i motsatt retning og gassen skal slippes ut av denne omformerer. Trykket øker mot slutten. På bakgrunn av dette ble det mistenkt at ventilinnstillingene var feil. Hvis rollene til inn-ventilen og ut-ventilen er byttet om i styringsprogrammet, vil det ikke være inn-ventilen som lukkes når gassen skal ekspandere. Det vil være ut-ventilen på den andre omformerer som lukkes. Dermed vil gassen i denne omformerer bli lukket inne og komprimert, mens påfyllingen fortsetter i den andre omformerer.

Signalene til ventilene ble sjekket med et oscilloskop. Vi så da at inn-ventilene var åpne i lenger tid enn ut-ventilene, og mistanken ble bekreftet. Hver ventil var feil identifisert i programmet slik at det vi trodde var inn-ventilen på omformer 2 egentlig var ut-ventilen på omformer 1, og motsatt. Ringstad omprogrammerte slik at styringen av ventilene ble riktig.



Figur 4.2 Lavtrykket, p_{OU} , høytrykket, p_{FU} , trykket i omformer 2, p_{OL} , og posisjonsmålingene på arbeidsstampelet gjort da maskinen ble kjørt med ekspansjon den 31. januar 2012. Trykkene vises på venstre vertikallakse og posisjonen er gitt i spenning på høyre vertikallakse. Målingen av trykket i omformerer viser at noe er galt.

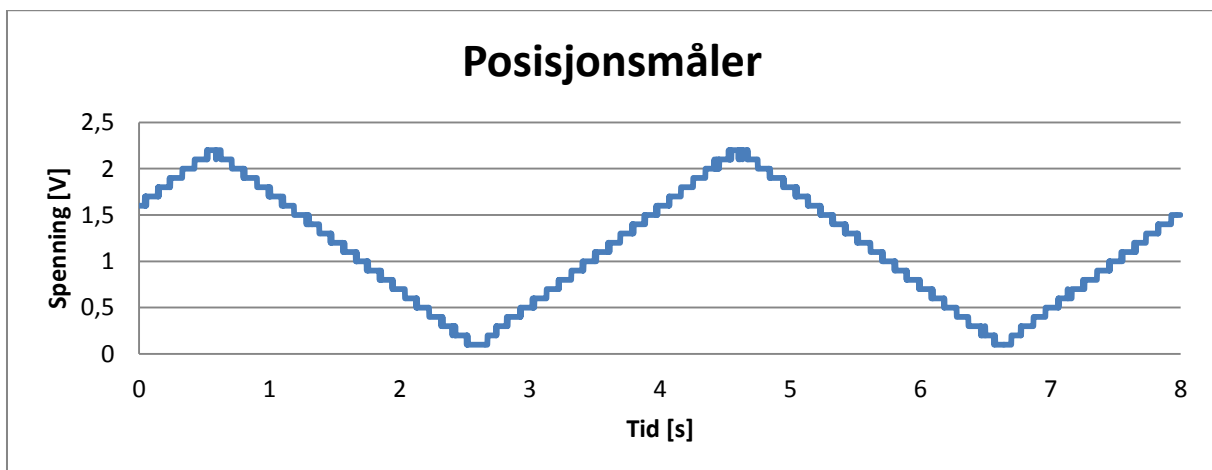
Lekkasje i ut-ventilene

Da ventilinnstillingene ble rettet, førte det til et nytt problem. Da maskinen kjørte med kompresjon i omformerne, var trykket inne i omformerne allerede relativt høyt når inn-ventilene åpnet, og trykkforskjellen mellom innside og utside av omformerer var moderat. Da ble hastigheten på gassen inn i omformerne, når inn-ventilene åpnet, også moderat. Problemet ble nå at trykkforskjellen mellom innside og utside av omformerne ved åpning av inn-ventilene ble veldig stor. Hastigheten på gassen, når inn-ventilen åpner, blir da så stor at ut-ventilene ikke klarer å holde tett. Gass vil da lekke fordi ut-ventilene.

For å prøve å hindre eller redusere denne lekkasjen, ble en innsnevring satt inn i røret mellom inn-ventilene og omformerne. Trykktapet over innsnevringen vil følge likning (3.1), og det vil være et trykktap i gassen som blåses inn i omformerne med stor hastighet når inn-ventilen åpner. Dette vil redusere eller stoppe lekkasjen. Innsnevringen har en ytre diameter på 3/8 tomme slik at den passer inn i rørene. Den er 10 mm lang og har et hull i midten med 3mm i diameter.

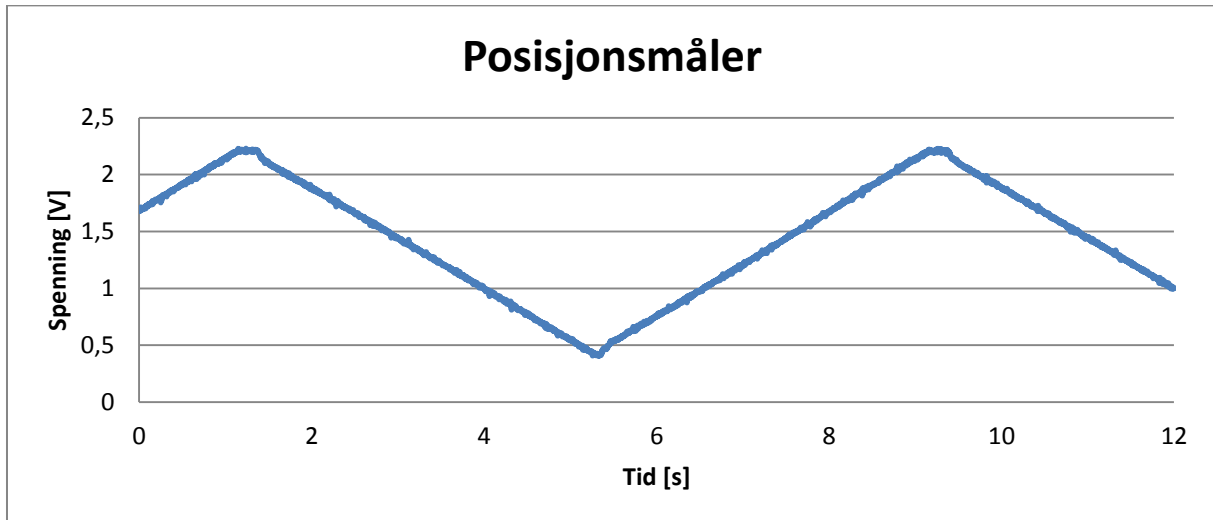
Nøyaktigheten til posisjonsmåleren

Ved å analysere testkjøringer av maskinen fra 23. februar 2012, ble det oppdaget at posisjonsmålingene hadde for lav oppløsning. Posisjonsmålingene som ble gjort er vist i Figur 4.3, og viser at målingene "går i trapper". Dette skyldes at målingene kun oppgis med én desimal. Spenningene posisjonsføleren ga varierer mellom 0,1 V og 2,2 V. Dette gir en oppløsning på 5 %. Da posisjonsmålingene skal brukes til å finne volumet i omformerne til en hver tid, blir dette for unøyaktig.



Figur 4.3 Posisjonsmålinger, gitt i spenning, fra 23. februar 2012. Viser at posisjonsmåleren har for dårlig oppløsning.

Det viste seg at posisjonsmåleren måler mer nøyaktig, men at verdiene trunkeres vekk når de lagres til disk. Dette ble rettet opp i, igjen med god hjelp fra Ringstad. De nye posisjonsmålingene er vist i Figur 4.4, og viser at "trappetrinnene" er borte. Posisjonsmålingene lagres nå med tre desimaler, og oppløsningen blir da 0,05 %, noe som er mer enn godt nok.



Figur 4.4 Posisjonsmålinger, gitt i spenning, fra 21. mars 2012. Viser at posisjonsmålingene har en god oppløsning.

4.3.9 Forsøksoppsett

For å sammenligne forsøksresultatene med de teoretiske beregningene, ble høytrykket i kretsen i de ulike kjøringene valgt til å være det trykket hvor virkningsgraden teoretisk sett skulle være høyest. Dette førte til forsøksoppsettet vist i Tabell 4.5.

Tabell 4.5 Oppsettet for forsøkene som ble gjort på maskinen. T_{FU} og T_{KU} er temperaturene på arbeidsmediet ut av fordampere og i tanken, og er oppgitt i grader Celsius. p_{FU} er høytrykket i kretsen og $p_{OL\ eksp}$ er trykket i omformerne etter ekspansjonen, og er oppgitt i MPa. $t_{påfyll}$, t_{eksp} og $t_{forsinkelse}$ er henholdsvis påfyllingstiden, ekspansjonstiden og tiden mellom lukking av ut-ventilen og åpning av inn-ventilen. Tidene er oppgitt i sekunder.

| Kjøring | T_{FU} | T_{KU} | p_{FU} | $p_{OL\ eksp}$ | $t_{påfyll}$ | t_{eksp} | $t_{forsinkelse}$ |
|---------|----------|----------|----------|----------------|--------------|------------|-------------------|
| 90-70 | 90 | 15 | 1,64 | 1,64 | 3,99 | 0 | 0,01 |
| 90-55 | 90 | 15 | 1,92 | 1,61 | 2,89 | 1,10 | 0,01 |
| 90-40 | 90 | 15 | 2,30 | 1,52 | 1,23 | 2,76 | 0,01 |
| 80-70 | 80 | 15 | 1,58 | 1,58 | 3,99 | 0 | 0,01 |
| 80-55 | 80 | 15 | 1,82 | 1,53 | 2,88 | 1,11 | 0,01 |
| 80-40 | 80 | 15 | 2,16 | 1,44 | 1,22 | 2,77 | 0,01 |
| 70-70 | 70 | 15 | 1,49 | 1,49 | 3,99 | 0 | 0,01 |
| 70-55 | 70 | 15 | 1,74 | 1,47 | 2,86 | 1,13 | 0,01 |
| 70-40 | 70 | 15 | 2,05 | 1,38 | 1,18 | 2,81 | 0,01 |
| 70-40* | 70 | 15 | 1,90 | 1,30 | 1,28 | 2,71 | 0,01 |

Da anlegget er tidsstyrt og ikke hendelsesstyrt, ble det valgt å gjøre forsøkene med en konstant syklustid og heller stille motstanden i nåleventilen slik at hele slaglengden på stempelet og membranene ble benyttet.

Omformerne ble varmet opp under forsøkene og en halv periode ble valgt til fire sekunder slik at gassen skulle få litt tid til å ta til seg varme. Fordelingen av de 4 sekundene på påfyll og ekspansjon ble regnet ut for et omformervolum på 3,22 dl og en motstand som følger likning (2.20). Det ble da antatt at trykkfallet over nåleventilen er proporsjonal med volumstrømmen, slik som i en RO-membran.

4.3.10 Innsamling av data

16., 20. og 21. mars 2012 ble de endelige forsøk utført på maskinen. Målingene fra 16. mars måtte forkastes og gjøres om igjen, da det ble oppdaget en løs skrue på posisjonsmåleren den 20. mars.

- 16. mars: 70 °C.
- 20. mars: 80 °C og posisjonsmåler.
- 21. mars: 70 °C og 90 °C.

70 °C ble undersøkt før 90 °C for ikke å ha restvarme i maskinen. Kasin assisterte under forsøkene, og hjalp til med innstillingen av motstanden i nåleventilen. På hver kjøring prøvde vi å komme nærmest mulig det ønskede høytrykket og 15 °C i tanken, ved å justere pumpefrekvensen og kjølevannsstrømmen. Under hver kjøring ble det passet på at maskinen hadde stabilisert seg før målingene ble gjort. 70-40 kjøringen måtte tas ved et lavere trykk enn planlagt da det ønskede trykket var for nær tofaseområdet. Høytrykket ble da valgt til 1,9 MPa, og oppsettet for denne kjøringen er vist nederst i Tabell 4.5. Det ble i tillegg til forsøkene gjort et par posisjonsmålinger av stempelet når det gikk helt ut til hver ende og stoppet. Dette ble gjort for å kunne finne en sammenheng mellom posisjon og spenning. Det ble tatt 6000 målinger av trykkene da vi logget, altså 12 sekunder. Dette ga målinger fra en og en halv syklus.

4.3.11 Behandling av måledata

Tidene

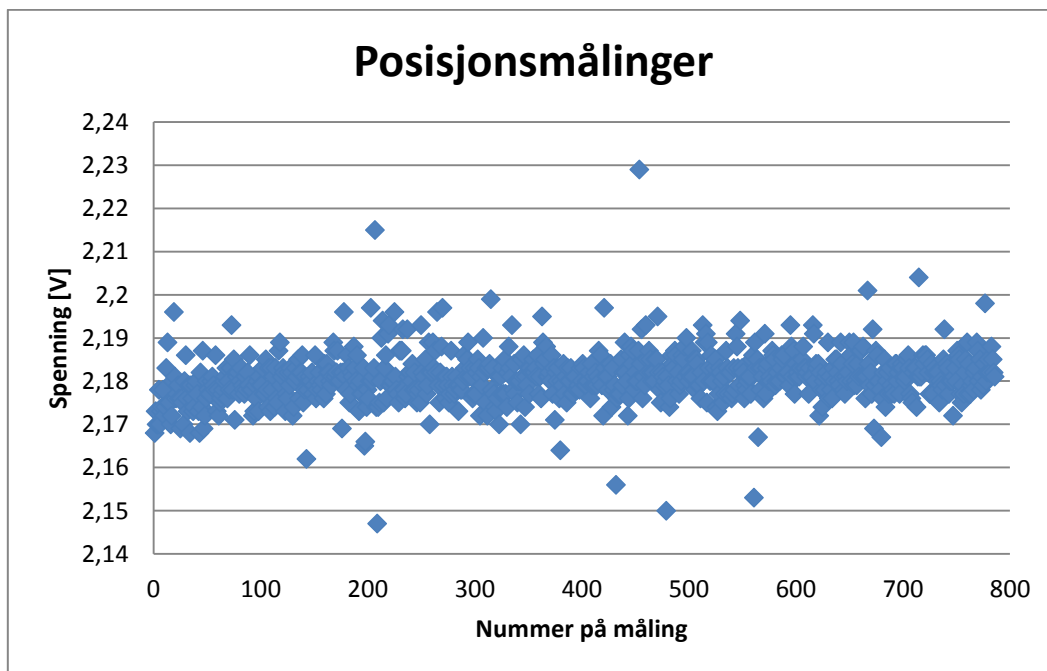
Loggefrekvensen på trykkmålingene gjør at måledataene kan tilegnes en tid. Når ventilen inn til omformerer åpner, ser man at trykket i omformerer raskt øker. Tiden, $t_{start\ påfyll}$, når påfyllingen starter, blir derfor valgt ved den siste lave trykkmålingen. Deretter blir tiden, $t_{slutt\ påfyll}$, når påfyllingen slutter, funnet ved å legge til påfyllingstiden, $t_{påfyll}$. Tiden, $t_{slutt\ eksp}$, når ekspansjonen slutter, blir bestemt ved å legge ekspansjonstiden, t_{eksp} , til $t_{slutt\ påfyll}$.

Posisjonsmåler

Hvordan volumet i omformerne endrer seg under kjøringene, blir bestemt ved hjelp av posisjonsmålingene på arbeidsstampelet. Posisjonsmåleren måler spenninger, U , og disse spenningene må omdannes til posisjon, x . Ved å la stampelet bruke hele slaglengden, s , kan sammenhengen mellom posisjon og spenning bestemmes. Spenningen er proporsjonal med posisjonen, og sammenhengen blir da

$$x = b + aU$$

Konstantene a og b blir bestemt ut i fra spenningsmålingene når stampelet står i endene. Figur 4.5 viser posisjonsmålingene når arbeidsstampelet står i den ene enden. Målingene varierer en del selv om stampelet står i ro. Minste og største spenning, U_{min} og U_{maks} , blir da bestemt ved å ta et gjennomsnitt av målingene når stampelet står i hver ende.



Figur 4.5: Spenningene posisjonsmåleren måler når arbeidsstampelet står i enden ved posisjon $x=0$. Da er spenningen U_{maks} . Målingene viser at spenningsverdiene varierer en del selv om stampelet står i ro, og at gjennomsnittsverdier derfor er den beste metoden for å bestemme U_{maks} . Det samme gjelder for U_{min} .

Spenningen øker når volumet i omformerens trykkmålingen blir gjort i, omformer 2, avtar. U_{maks} vil da representere posisjonen $x = 0$, mens U_{min} representerer $x = s$. Dermed må stigningstallet, a , bli negativt. Konstanten, b , representerer posisjonen når spenningen er null. Følgende likninger brukes da til å bestemme konstantene.

$$a = \frac{s}{U_{min} - U_{maks}} \quad (4.46)$$

$$b = aU_{maks} \quad (4.47)$$

Når konstantene er bestemt, kan posisjonen til arbeidsstampelet og volumet i omformerens gjennom hver kjøring bestemmes.

Volum

For å kunne regne ut arbeidet gjort i ekspansjonen ved hjelp av likning (4.34), må man vite hvordan volumet ender seg med trykket. Siden systemet er stivt, kan volumet i omformer 2 til enhver tid bestemmes fra posisjonen til stempelet. Volumet, V_O , i omformeren bestemmes da ved hjelp av følgende likning.

$$V_O = x(A_d - A_s)$$

A_d og A_s er arealet av drivsylinderen og sylinderstangen. Da posisjonsmålingene varierer en del slik Figur 4.5 viser, vil også de utregnede volumene gjøre dette. Derfor blir volumet i omformeren best bestemt ved å bruke et gjennomsnitt av flere verdier i et intervall.

Volumet, $V_{O \text{ start påfyll}}$, i omformeren når påfyllingen starter, blir funnet ved å ta gjennomsnittet av volumverdiene sentrert om $t_{\text{start påfyll}}$. Volumet, $V_{O \text{ slutt påfyll}}$, rett før ekspansjonen starter, blir funnet ved å ta et gjennomsnitt sentrert om $t_{\text{slutt påfyll}}$. Når ut-ventilen åpnes og ekspansjonen er ferdig, blir volumet, $V_{O \text{ slutt eksp}}$, bestemt ved å ta gjennomsnittet av volumverdiene fra $t_{\text{slutt eksp}}$ og framover, da det tar litt tid for stempelet å begynne å bevege seg tilbake etter at ut-ventilen åpner. Intervallene som brukes til å finne gjennomsnittene, blir plottet i en graf for å være sikker på at gjennomsnittet ikke inneholder verdier hvor volumet har begynt å endre seg.

Volumendring

Variasjonen til posisjonsmålingene gjør at volumendringen i omformeren bør bestemmes ved hjelp av regresjon. Ved å plote volumet, V_O , mot tiden og bruke regresjon til å tilpasse en rett linje, kan stigningstallet og da volumendringen bestemmes. Volumendringen under påfyll,

$\dot{V}_{O \text{ påfyll}}$, blir funnet ved å plote volummålingene tatt mellom åpning og lukking av inn-ventilen. Under ekspansjonen vil volumendringen avta med tiden. Gjennomsnittlig volumendring, $\dot{V}_{O \text{ eksp}}$, blir funnet ved å tilpasse en rett linje til volummålingene tatt under ekspansjonen. Volumendringen, $\dot{V}_{O \text{ start eksp}}$, i starten av ekspansjonen, og volumstrømmen, $\dot{V}_{O \text{ slutt eksp}}$, i slutten av ekspansjonen, blir funnet ved å tilpasse en rett linje til de 100 første og de 100 siste volummålingene i ekspansjonen plottet mot tiden. Hvordan volumendringen endrer seg i ekspansjonen, $d\dot{V}_{O \text{ eksp}}/dt$, blir funnet ved å tilpasse en andregradsfunksjon til grafen, da dette passer meget bra, og deretter derivere denne. Volumendringen og farten på arbeidsstempelet er proporsjonale, med proporsjonalitetskonstant ($A_d - A_s$). Endringen i volumendring vil da representere akselerasjonen til arbeidsstempelet. Volumendringen i omformeren er også proporsjonal med volumet av høytrykksoljen som presses gjennom nåleventilen. Proporsjonalitetskonstanten er da forsterkningen til clarkpumpen.

Trykk

Trykkene som blir brukt i beregningene blir funnet ved å ta gjennomsnittet av flere målinger, da trykkmålingene også varierer noe.

Det enkleste og beste blir å bruke et gjennomsnitt av alle målingene for å bestemme høytrykket i kretsen, p_{FU} , trykket etter omformerne, p_{OU} , trykket i gjenvinneren på lavtrykkssiden, p_G , og trykket i tanken, p_T . Trykket i omformeren varierer i løpet av en syklus. Høytrykket i omformeren, $p_{OL maks}$, blir funnet ved å ta et gjennomsnitt av målingene fra der trykket begynner å stige ($t_{start påfyll}$) til der trykket begynner å synke ($t_{slutt påfyll}$). Trykket i omformeren ved slutten av påfyllingen, $p_{OL slutt påfyll}$, blir funnet ved å ta et gjennomsnitt sentrert om målingen der påfyllingen er slutt ($t_{slutt påfyll}$). Trykket etter ekspansjonen, $p_{OL eksp}$, blir funnet ved å ta et gjennomsnitt av målingene sentrert om $t_{slutt eksp}$.

Trykkene i høytrykksoljen varierer også i løpet av en syklus. Høytrykket, $p_{SV maks}$, i høytrykksoljen blir bestemt fra gjennomsnittet av målingene fra trykket begynner å stige, til trykket begynner å avta igjen. Trykket, $p_{SV min}$, i oljen etter ekspansjonen i omformeren, blir bestemt ved å ta gjennomsnittet av målingene sentrert om $t_{slutt eksp}$.

Temperatur

Temperaturene logges hvert 15. sekund. Temperaturmålingene gjort nærmest mulig tiden da trykkene ble logget blir brukt. Dette er enkelt å finne da tid og dato logges sammen med målingene. Et gjennomsnitt av målingene kan brukes, men temperaturmålingene er veldig stabile i tidsrommet rundt loggingen av trykkene, siden temperaturene måles på utsiden av kobberrørene, og det er en del termisk masse som fungerer som et lavpassfilter.

Usikkerheten i temperaturmålingene vil da uansett være mye større enn feilen som kommer fra å ikke bruke gjennomsnittet.

Kreftene på stampelet

Trykkene som virker på arbeidsstampelet i clarkpumpen, er gitt i Figur 3.9. Kreftene fra drivoljen, F_{OL} og F'_{OL} , og høytrykksoljen, F_{SV} , på arbeidsstampelet kan beregnes ved hjelp av trykkmålingene og arealene som trykkene virker på i clarkpumpen. Summen av disse kreftene utgjør F_{trykk} , og bestemmes fra likningen under.

$$F_{trykk} = F_{OL} - F'_{OL} - F_{SV} = (p_{OL} - p'_{OL})(A_d - A_s) - p_{SV}A_s \quad (4.48)$$

Ved å anta at akselerasjonen på arbeidsstampelet kan bli sett bort i fra, må summen av kreftene på stampelet bli null. Dermed blir summen av kreftene fra trykkene et estimat av friksjonskraften, F_F , på stampelet.

$$F_F \approx F_{trykk} \quad (4.49)$$

Reell forsterkning

Friksjonskraften vil føre til at trykkforsterkningen til clarkpumpen avtar. Dette kan sees fra likning (3.8). Den reelle forsterkningen, X_{reell} , til clarkpumpen blir bestemt med følgende likning

$$X_{reell} = \frac{p_{SV}}{p_{OL} - p'_{OL}} \quad (4.50)$$

5 Resultater og drøfting

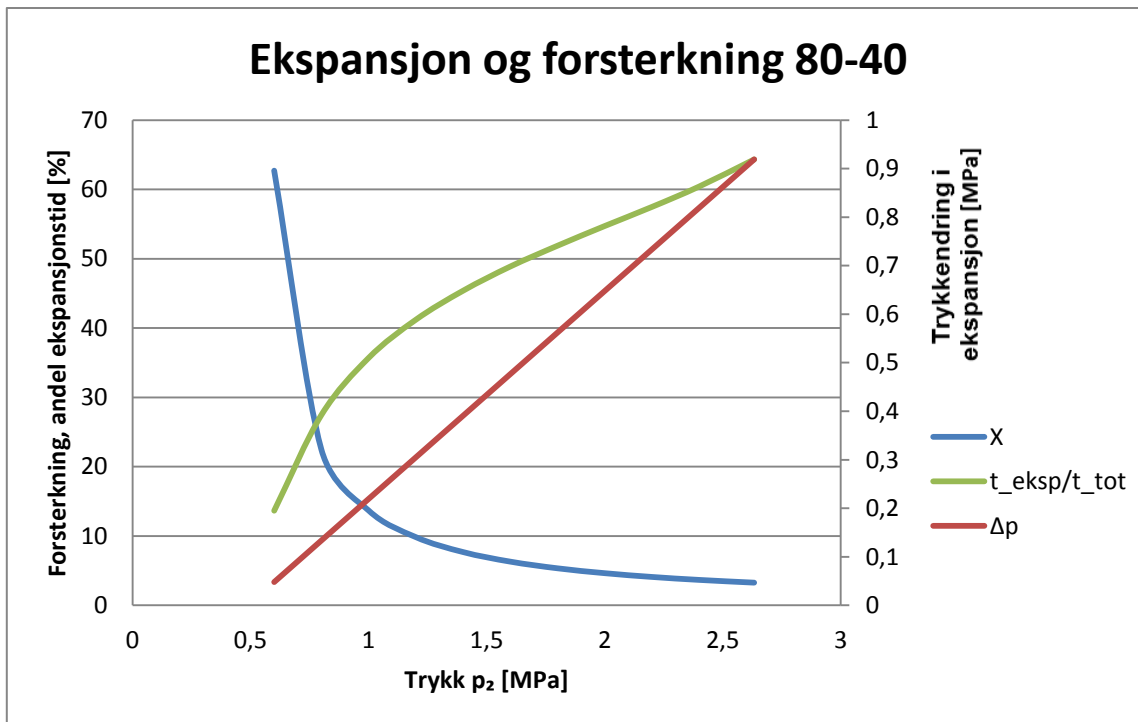
5.1 Ytelse ved ulike høytrykk i kretsen for ideelt anlegg

5.1.1 Ekspansjon og forsterkning

For de valgte forsøksbetingelsene vil det ekspanderes mer jo større høytrykket i kretsen er. Dette skyldes at det største og minste saltvannstrykket, $p_{SV maks}$ og $p_{SV min}$, som det skal arbeides mellom er bestemt. $p_{SV maks} - p_{SV min}$ uttrykker da hvor mye saltvannstrykket får lov til å endre seg i ekspansjonen. Hvor mye det skal ekspanderes i omformerne er utledet fra likning (3.3) og gitt i likningen under.

$$\Delta p = (p_2 - p_{3a}) = \frac{p_{SV maks} - p_{SV min}}{X} = \left(1 - \frac{p_{SV min}}{p_{SV maks}}\right) (p_2 - p_1) \quad (5.1)$$

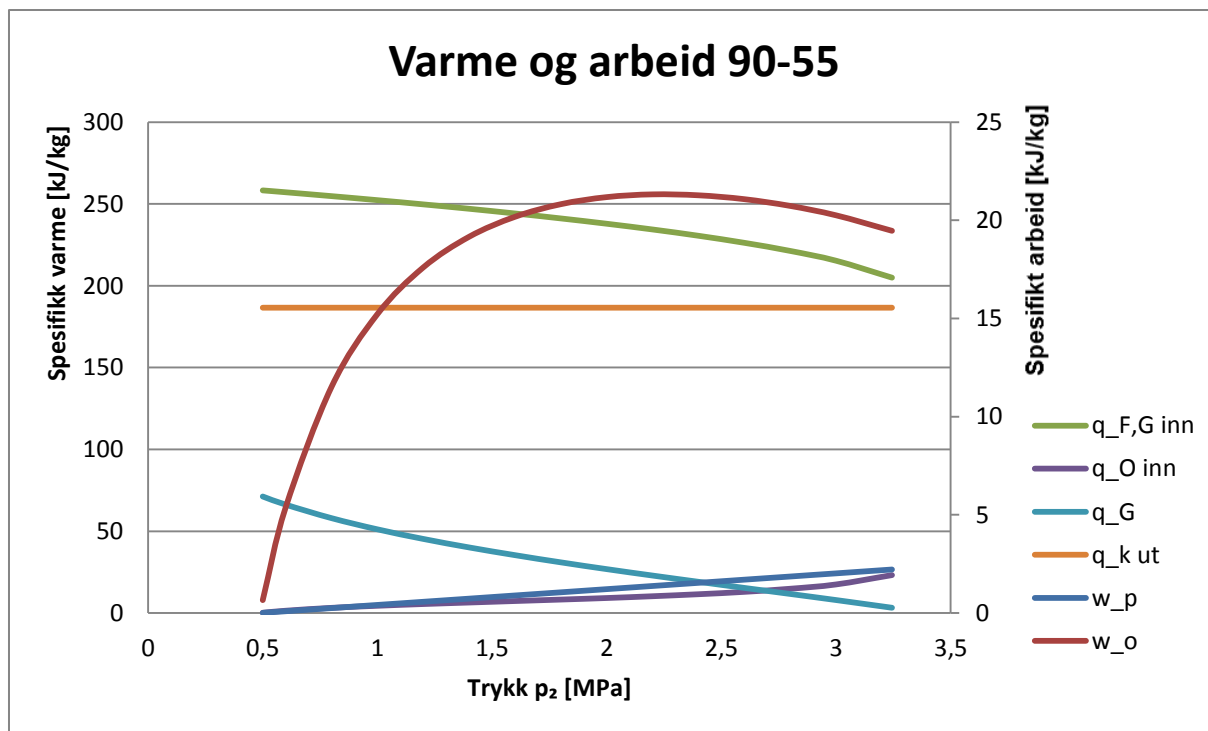
Δp er hvor mye trykket i omformerer endrer seg i løpet av ekspansjonen, og vil være gitt av forskjellen mellom høytrykket i kretsen, p_2 , og trykket i omformerer etter ekspansjonen, p_{3a} . Hvor mye det skal ekspanderes vil da være omvendt proporsjonalt med forsterkningen, X , til clarkpumpen. Forsterkningen i clarkpumpen bestemmes når anlegget konstrueres, og kan ikke endres. Når $p_{SV maks}$ er bestemt, vil forsterkningen være gitt av høytrykket og lavtrykket, p_1 , i kretsen. Lavtrykket er her bestemt av temperaturen på kjølevannet. Forsterkningen vil da være gitt av høytrykket i kretsen og likning (3.3). Hvor mye det skal ekspanderes er derfor kun avhengig av en variabel, nemlig p_2 . Når høytrykket i kretsen er stort, er forsterkningen liten, og det kan ekspanderes mer før saltvannstrykket har sunket til $p_{SV min}$. Jo lavere $p_{SV min}$ er, jo mer kan det ekspanderes i omformerne. Figur 5.1 viser hvordan forsterkningen, X , og hvor mye det skal ekspanderes i omformerne, Δp , avhenger av høytrykket i kretsen. Eksempelet er hentet fra kombinasjonen med 80 °C på varmekilden og 4,0 MPa saltvannstrykk etter ekspansjonen. Derav navnet 80-40. Figuren viser også hvor stor andel av tiden, t_{eksp}/t_{tot} , det skjer en ekspansjon. Denne øker selvfølgelig når høytrykket i kretsen øker, da Δp øker.



Figur 5.1 For et gitt arbeidsområde for saltvannstrykk, vil forsterkningen, X , til clarkpumpen avta med høytrykket, p_2 , i kretsen. Dette gjør at trykket, p , i omformerne må endre seg mer i ekspansjonen når høytrykket øker og da vil ekspansjonen foregå en større andel av tiden, t . Forsterkningen og andelen ekspansjonstid er vist på venstre vertikalakse. Trykkendringen i ekspansjonen er vist på høyre vertikalakse.

5.1.2 Varme og arbeid

Figur 5.2 viser hvor mye spesifikk varme som tilføres og avgis fra arbeidsmediet. Det spesifikke arbeidet som blir gjort i omformerne er også vist, sammen med det spesifikke arbeidet som pumpen gjør på arbeidsmediet. Figuren viser resultatene fra 90-40 kombinasjonen, altså 90 °C på varmekilden og 4,0 MPa som lavest mulig trykk på saltvannet. For de andre kombinasjonene av saltvannstrykk og temperatur vil formene på grafene være omtrent de samme.



Figur 5.2 Hvordan den spesifikke varmen og det spesifikke arbeidet som tilføres og avgis fra arbeidsmediet endrer seg med høytrykket i kretsen. Her er temperaturen på varmekilden 90 °C, og trykket på saltvannet kan synke til 4,0 MPa. Spesifikk varme vises på venstre vertikallakse. Spesifikt arbeid vises på høyre vertikallakse.

Det spesifikke pumpearbeidet, w_p , vil øke lineært med høytrykket. Dette ser vi også av likning (4.9). Likningen viser også at det spesifikke pumpearbeidet er uavhengig av temperaturen på varmekilden og hvor mye gassen skal ekspandere. Pumpearbeidet er kun avhengig av temperaturen på kjølevannet og høytrykket i kretsen. Hvor stort pumpearbeidet er i forhold til arbeidet, w_o , som utføres i omformerne, vil øke med høytrykket i kretsen. Dette vises tydelig i Figur 5.3. Forholdet vil avta når temperaturen på varmekilden og ekspansjonsgraden øker.

Figur 5.2 viser at det spesifikke arbeidet, w_o , som gassen utfører i omformerne, vil øke med høytrykket i kretsen opp til et visst trykk, for så å avta litt igjen. Dette skyldes at sammenhengen mellom trykk og tetthet ikke er lineær når temperaturen er konstant, slik som for en ideell gass. Hvis tettheten til gassen i omformerne øker mer enn trykket, vil det spesifikke arbeidet avta. Netto arbeid som utføres av arbeidsmediet er forskjellen mellom arbeidet gassen utfører og pumpearbeidet, og vil derfor ligge litt lavere enn arbeidet gjort i omformerne.

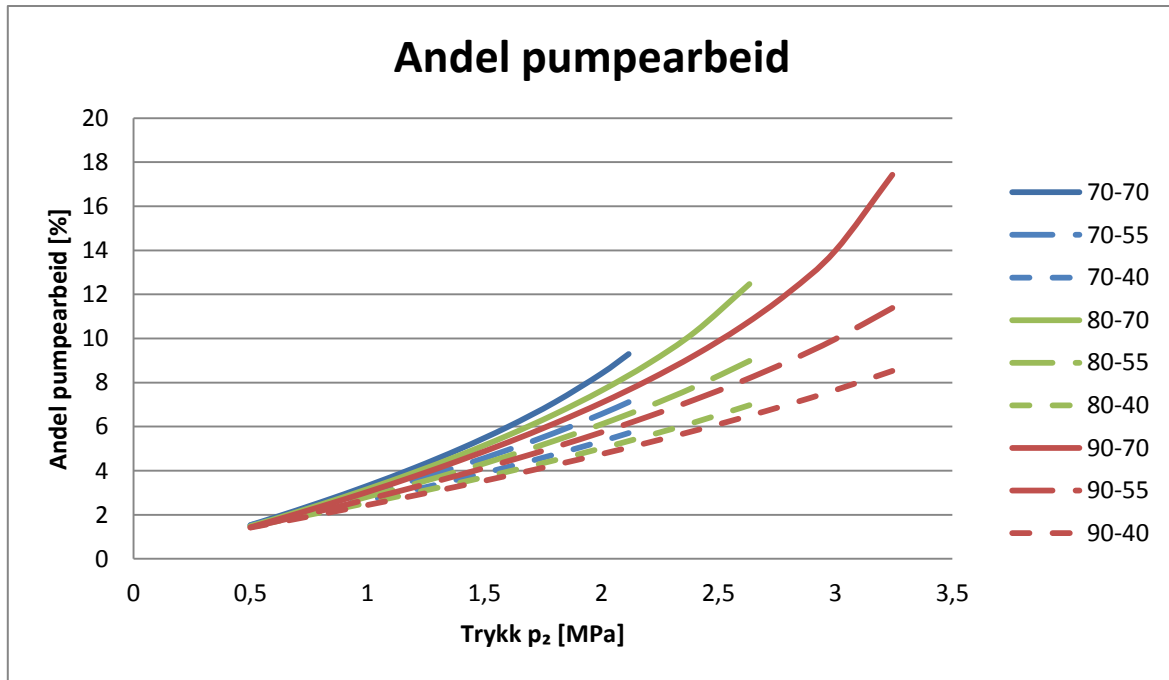
Varmen, $q_{F,G \text{ inn}}$, som tilføres et kilogram arbeidsmedium i gjenvinneren og fordamperen, vil avta når trykket øker. Dette skyldes at gassen da skal overhetes mindre, og dermed blir entalpiforskjellen mellom punkt 2 og 3 i Figur 3.6 mindre. Den spesifikke varmen som tilføres arbeidsmediet er uavhengig av om gassen skal ekspandere eller ikke, men vil øke når temperaturen på varmekilden øker. Dette kan sees i Figur 3.6 hvor isotermlinjene i

gassområdet flytter seg mot høyre når temperaturen øker. Dermed vil forskjellen mellom punkt 2 og 3 også øke.

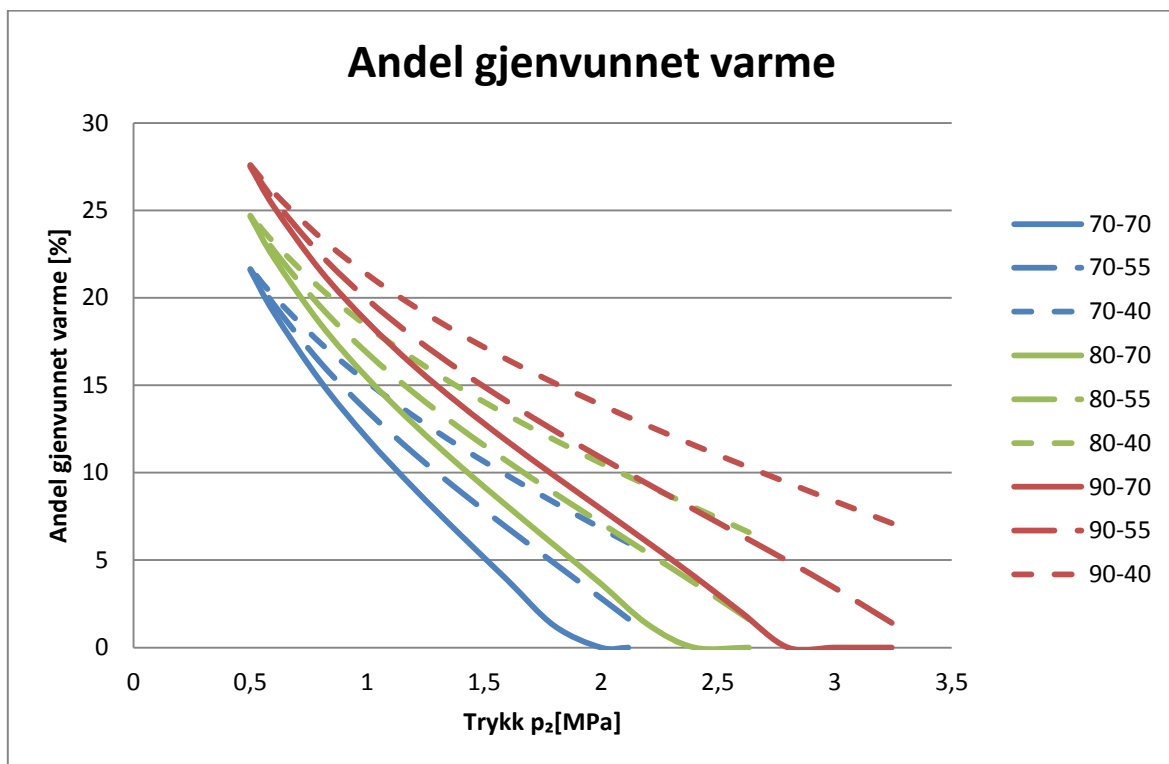
Varmen, $q_{O\ inn}$, som tilføres arbeidsmediet i en eventuell ekspansjon, vil øke med høytrykket i kretsen. Dette skyldes først og fremst at gassen må ekspandere mer når høytrykket i kretsen øker, og dermed må gassen ta til seg mer varme for at ekspansjonen skal være isotherm. Varmen som må tilføres gassen i ekspansjonen, vil også avhenge av hvilken temperatur det skal ekspanderes ved, og om saltvannstrykket skal synke til 5,5 MPa eller 4,0 MPa. Når temperaturen på varmekilden er høyere, må mindre varme tilføres i en gitt ekspansjon. Jo lavere saltvannstrykket kan bli, jo mer varme tilføres siden ekspansjonen da blir lengre.

Hvor mye spesifikk varme, q_G , som kan gjenvinnes i kretsen, avhenger sterkt av høytrykket i kretsen. Dette ser vi fra Figur 5.2, og trenden er lik for alle kombinasjoner av trykk og temperatur. At varmen som kan gjenvinnes avtar når høytrykket øker, skyldes at trykkfallet når ut-ventilen åpnes da blir større. Jo større trykk det er i omformerer når ut-ventilen åpnes, jo større vil entalpifallet i gassen være når trykkfallet skjer adiabatisk. Ved å la gassen ekspandere vil trykkfallet når ut-ventilen åpnes bli mindre, og mer varme kan derfor gjenvinnes jo mer gassen ekspanderer. Jo høyere temperatur det er på varmekilden, jo mer varme kan også gjenvinnes. Men da må det også tilføres mer varme til arbeidsmediet slik det ble forklart over. Figur 5.4 viser hvor stor andel av varmen som tilføres arbeidsmediet som kan gjenvinnes. Andelen avtar når høytrykket i kretsen øker og trykkfallet blir større. Andelen varme som kan gjenvinnes vil være større jo høyere temperatur det er på varmekilden, og jo mer gassen i omformerne skal ekspandere.

Når gassen ikke ekspanderer, kan noe av arbeidsmediet kondensere på vei ut av omformerne hvis trykkforskjellen er stor. Da kan ingen varme gjenvinnes, og mindre varme avgis i kjøleren. Hvis dette ikke skjer vil den spesifikke varmen som avgis i kjøleren, $q_{K\ ut}$, være lik for alle kombinasjoner av temperatur og ekspansjonsgrad. Mengden varme vil også være uavhengig av hvilket høytrykk det opereres med i kretsen. Dette skyldes at lavtrykket i kretsen og temperaturen på kjølevannet er likt i alle kjøringene.

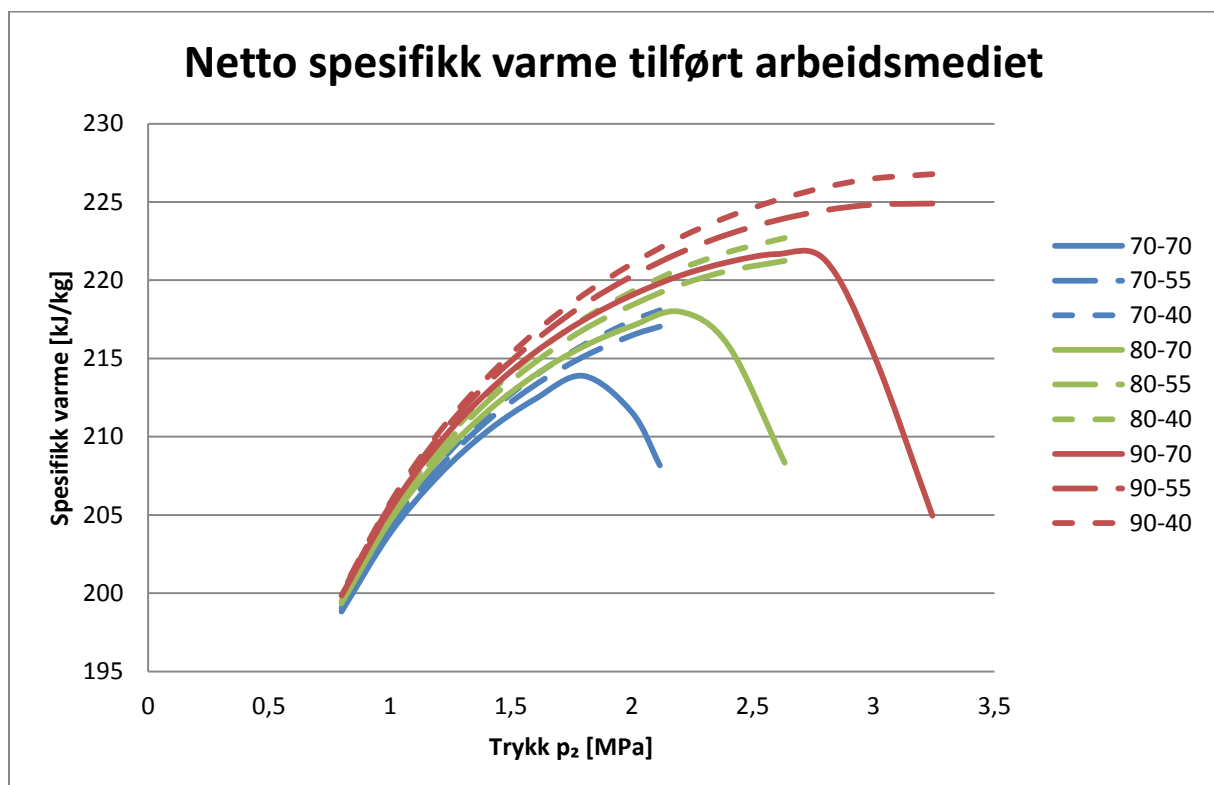


Figur 5.3 Hvor stort pumpearbeidet er i forhold til arbeidet som utføres i omformerne vil avta når temperaturen og ekspansjonsgraden øker.



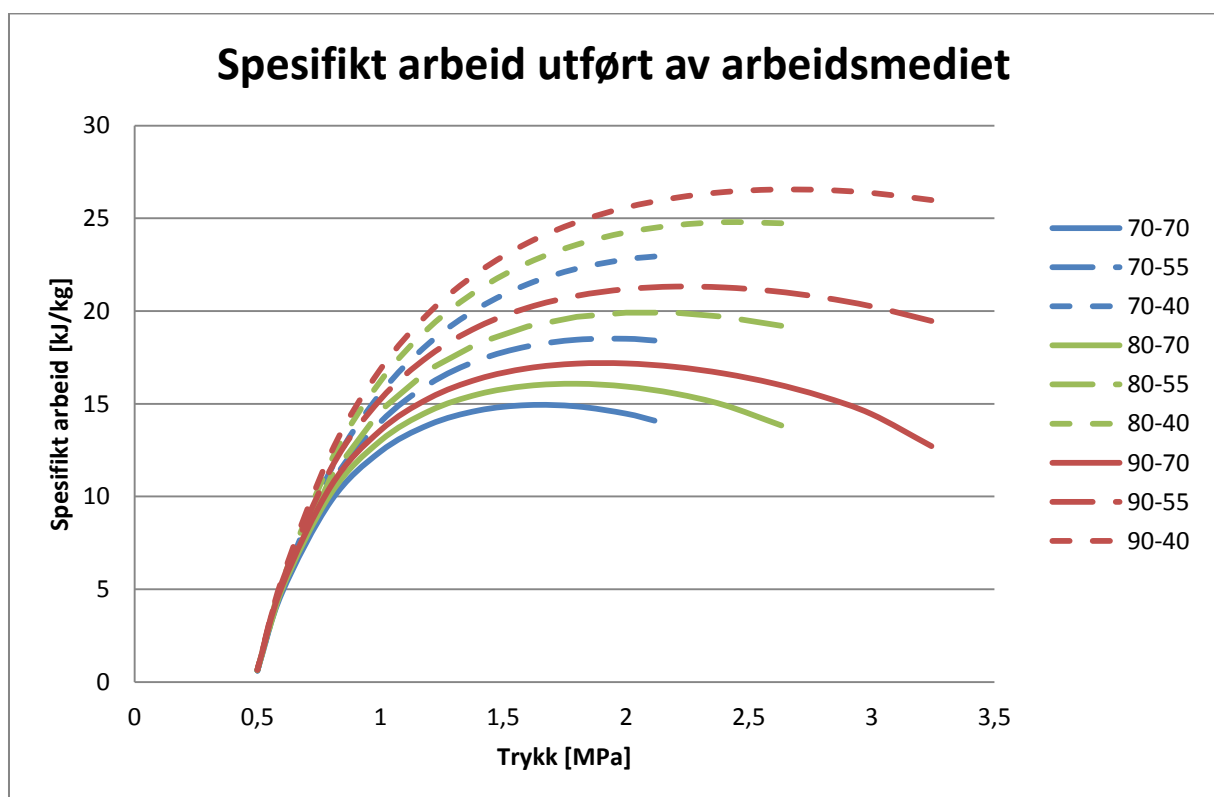
Figur 5.4 Hvor stor andel som kan gjenvinnes av varmen som tilføres arbeidsmediet, vil øke når temperaturen på varmekilden og graden av ekspansjon øker.

Den spesifikke varmen, $q_{inn\ netto}$, som må tilføres arbeidsmediet utenfra, vil være varmen som tilføres i fordampere og under ekspansjonen. $q_{inn\ netto}$ er beregnet fra likning (4.4). Hvor mye netto spesifikk varme som tilføres arbeidsmediet i kretsen for de ulike kombinasjonene av temperatur og ekspansjonsgrad, er vist i Figur 5.5, og vil være avhengig av hvilket høytrykk maskinen opererer med. Selv om Figur 5.2 viser at $q_{F,G\ inn}$ avtar med økende høytrykk, viser Figur 5.5 at $q_{inn\ netto}$ vil øke med høytrykket. Dette skyldes for det første at varmen som kan gjenvinnes avtar mer enn varmen som må tilføres arbeidsmediet i gjenvinneren og fordampere. Andelen varme som kan gjenvinnes av det som blir tilført, vil derfor være større når høytrykket er lavt, slik som vist i Figur 5.4. For det andre vil varmen som tilføres i ekspansjonen øke med høytrykket i kretsen. Figur 5.5 viser også at når maskinen kjøres uten ekspansjon, vil netto tilført varme plutselig begynne å avta når høytrykket øker over et visst trykk. Dette skyldes at arbeidsmediet da er i tofase etter omformerne, og ingen varme kan gjenvinnes. Samtidig vil varmen som tilføres i fordampere avta. Sammenlignes netto tilført varme for alle kombinasjoner av temperatur og ekspansjonsgrad, ser vi at det må tilføres mer varme når maskinen kjøres med ekspansjon. Selv om mer varme kan gjenvinnes når gassen får lov til å ekspandere i omformerne, vil varmen som må tilføres i ekspansjonen være større enn gevinsten ved å kunne gjenvinne mer. Dette gjør at netto tilført varme øker. Figur 5.5 viser også at netto tilført varme vil øke med temperaturen på varmekilden.



Figur 5.5 Spesifikk varme som tilføres arbeidsmediet i fordampere og i omformerne under ekspansjonen varierer med høytrykket i kretsen. Alle de ulike kombinasjonene av temperatur og ekspansjonsgrad er vist. Legg merke til at vertikalaksen ikke starter i null.

Figur 5.6 sammenligner det spesifikke arbeidet som utføres i omformerne for alle de ni kombinasjonene av temperatur og ekspansjonsgrad, og viser hvordan arbeidet endrer seg med høytrykket i kretsen. Det spesifikke arbeidet gassen utfører vil ha en tydeligere topp jo mindre det ekspanderes og jo høyere temperaturen på varmekilden er. For 70-40, 70-55 og 80-55 er en slik topp nesten fraværende og det spesifikke arbeidet er størst når gassen er mettet, altså når høytrykket i kretsen er størst mulig. Det spesifikke arbeidet øker med temperatur på varmekilden. Dette skyldes at tettheten til arbeidsmediet blir lavere for et gitt trykk ved høyere temperaturer. Denne sammenhengen ser vi fra den ideelle gassloven i likning (1.2). Det spesifikke arbeidet blir også høyere jo mer gassen ekspanderer. Dette ser vi tydelig fra likning (4.6) og (4.8), da det spesifikke arbeidet som utføres under påfyllingen av omformerne ved en gitt temperatur på varmekilden er likt uansett ekspansjonsgrad. Hvis gassen ekspanderer, vil arbeidet som da blir gjort komme i tillegg til arbeidet som blir gjort under påfyllingen, og det totale arbeidet øker. Teoretisk sett er det mulig å ekspandere gassen helt til trykket blir likt lavtrykket i kretsen. Da vil trykket være likt i de to omformerne, og det vil ikke være noen trykkforskjell over ut-ventilene når de åpnes. Da har hele gassens evne til å utføre et arbeid blitt utnyttet. Så lenge det er en trykkforskjell over ut-ventilene idet de åpnes, vil noe arbeid gå tap. Det tapte arbeidet vil avta med ekspansjonsgrad siden mer av gassens evne til å gjøre et arbeid da utnyttes. Hvis trykkfallet når gassen slippes ut av omformerne skjer adiabatisk, vil endringen i gassens indre energi representere arbeidet som ikke utnyttes. Dette er gitt av termodynamikkens 1. lov i likning (2.12).

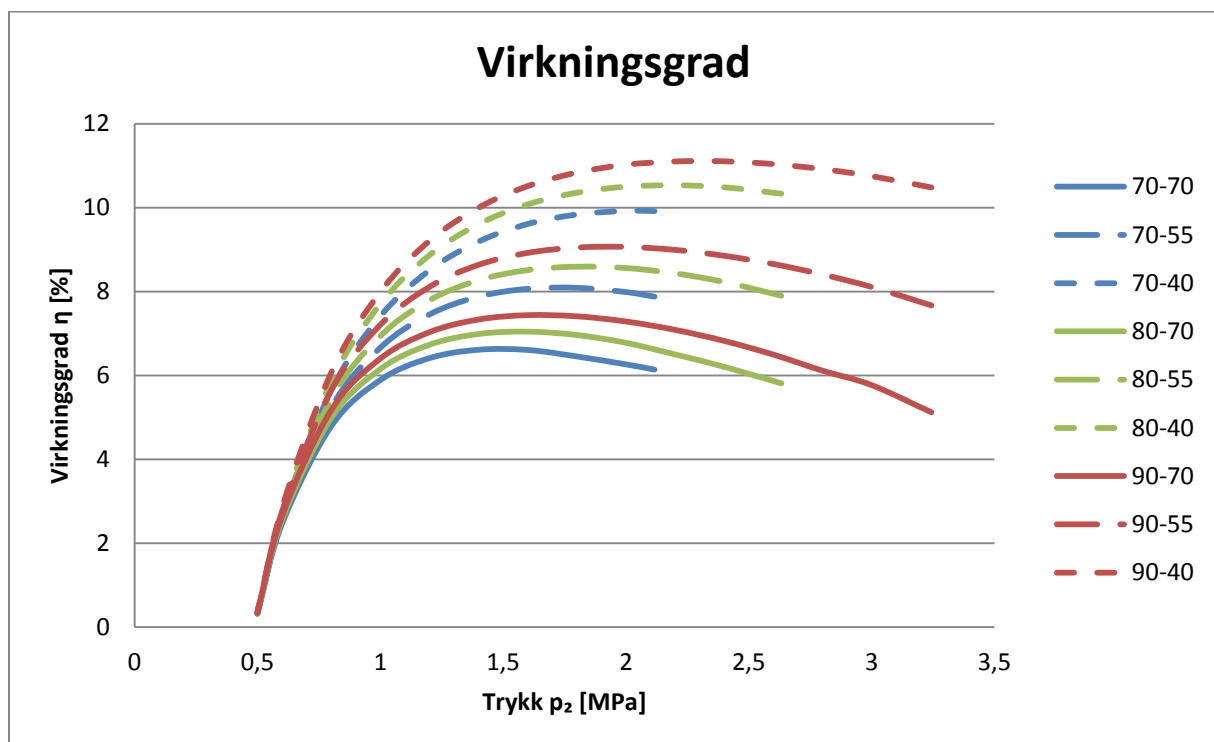


Figur 5.6 Arbeidet som er utført av gassen i omformerne plottet mot høytrykket i kretsen og vist for alle ni kombinasjoner av temperatur og ekspansjonsgrad.

5.1.3 Virkningsgrad

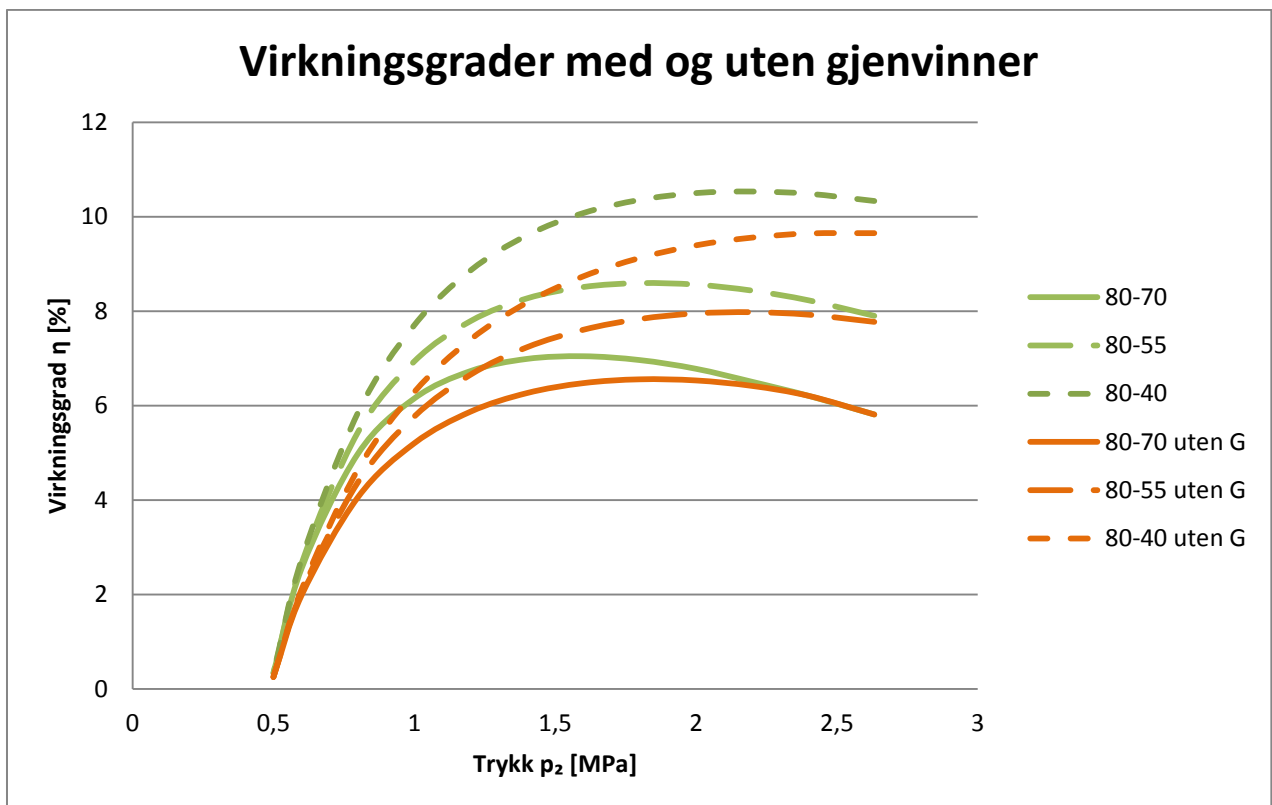
Forholdet mellom netto utført arbeid og netto tilført varme gir den mekaniske virkningsgraden til maskinen for de ulike temperatuene og ekspansjonsgradene. Hvordan virkningsgradene varierer med høytrykket i kretsen, er vist i Figur 5.7. Figuren viser at virkningsgraden er svært lav ved lave høytrykk. Dette skyldes at arbeidet er lite, mens varmen som må tilføres er relativt stor. Virkningsgraden vil ha et maksimum ved et bestemt trykk. Dette trykket avhenger av temperaturen og hvor mye det skal ekspanderes. Jo mer det skal ekspanderes, jo større høytrykk vil virkningsgradstoppen ligge ved. Virkningsgradstoppen vil også ligge ved høyere trykk om temperaturen på varmekilden øker. Imidlertid vil også høytrykket kunne være større jo høyere temperatur det er på varmekilden, slik at virkningsgradstoppen ligger nærmere tofaseområdet ved lavere temperaturer.

Figur 5.7 viser at, selv om virkningsgraden er maksimal for et gitt høytrykk, vil ikke virkningsgraden avta mye selv om trykket endrer seg noe. Virkningsgradens følsomhet overfor høytrykket i kretsen vil derfor ikke være så stor innenfor et visst intervall. I praksis vil derfor virkningsgraden til maskinen variere lite innenfor det aktuelle driftsområdet. Det viktigste er at høytrykket i kretsen ikke er for lavt, da Figur 5.7 viser at virkningsgraden raskt avtar når trykket blir lavt. I praksis bør heller ikke maskinen operere med mettet damp i omformerne, da det skal veldig lite til for at noe av gassen kondenserer. Virkningsgraden til maskinen er større jo høyere temperatur det er på varmekilden, og jo større ekspansjonsgraden er.



Figur 5.7 Den teoretiske virkningsgraden til maskinen plottet mot høytrykket i kretsen og vist for alle ni kombinasjoner av temperatur og ekspansjonsgrad.

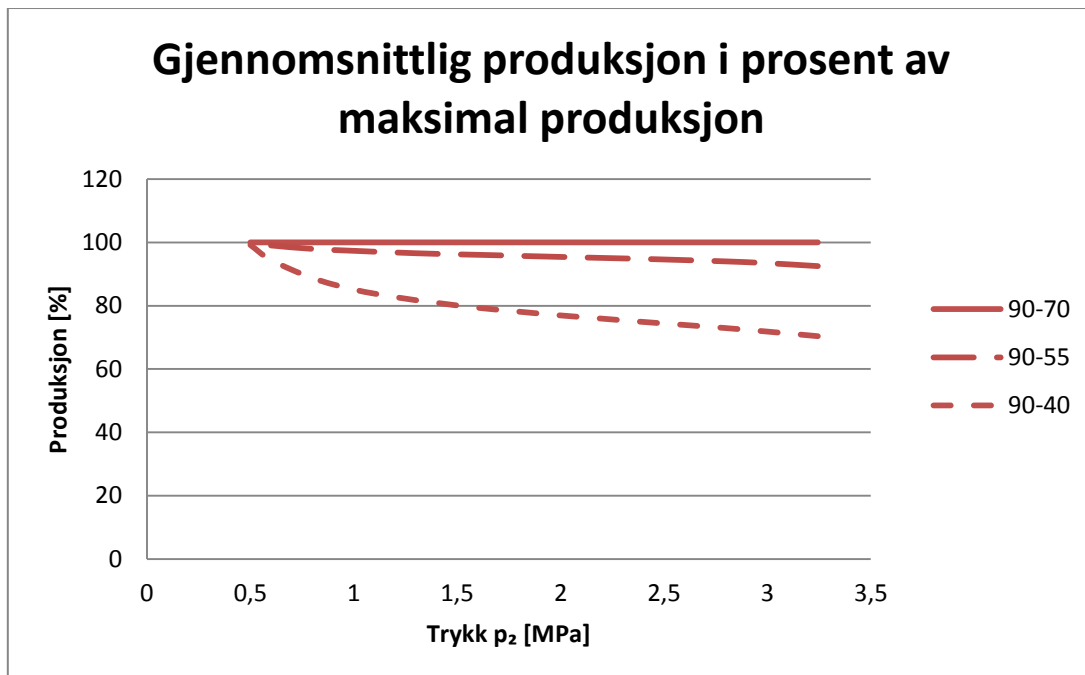
Virkningsgradene som er presentert i Figur 5.7 forutsetter at maskinen har en gjenvinner i kretsen. En gjenvinner representerer en ekstra investeringskostnad for maskinen, og det er derfor interessant å se hvor mye en gjenvinner har å si for virkningsgraden. Virkningsgraden til en maskin som opererer ved 80 °C på varmekilden er vist i Figur 5.8 for alle mulige høytrykk i kretsen. Her vises både virkningsgraden for en maskin med gjenvinner og en maskin uten gjenvinner for de ulike ekspansjonsgradene. Uten gjenvinneren vil virkningsgradstoppen ligge ved et høyere trykk og nærmere metningslinjen. Dette skyldes at det ikke gjør så mye at trykktapet når ut-ventilene åpnes er stort, da varmen ikke skal gjenvinnes uansett. Det er også tydelig at virkningsgraden avtar når gjenvinneren sløyfes, men at forskjellen i virkningsgrad med og uten gjenvinner vil variere med høytrykket i kretsen. Forskjellen mellom virkningsgradstoppene med og uten gjenvinner for hver grad av ekspansjon, vil ligge mellom 0,9 og 0,5 prosentpoeng. Om det lønner seg å investere i en gjenvinner, vil avhenge av prisen på varmen.



Figur 5.8 Virkningsgrader med og uten gjenvinner (G) i kretsen for 80 °C på varmekilden og alle tre grader av ekspansjon plottet mot høytrykket i kretsen.

5.1.4 Produksjon

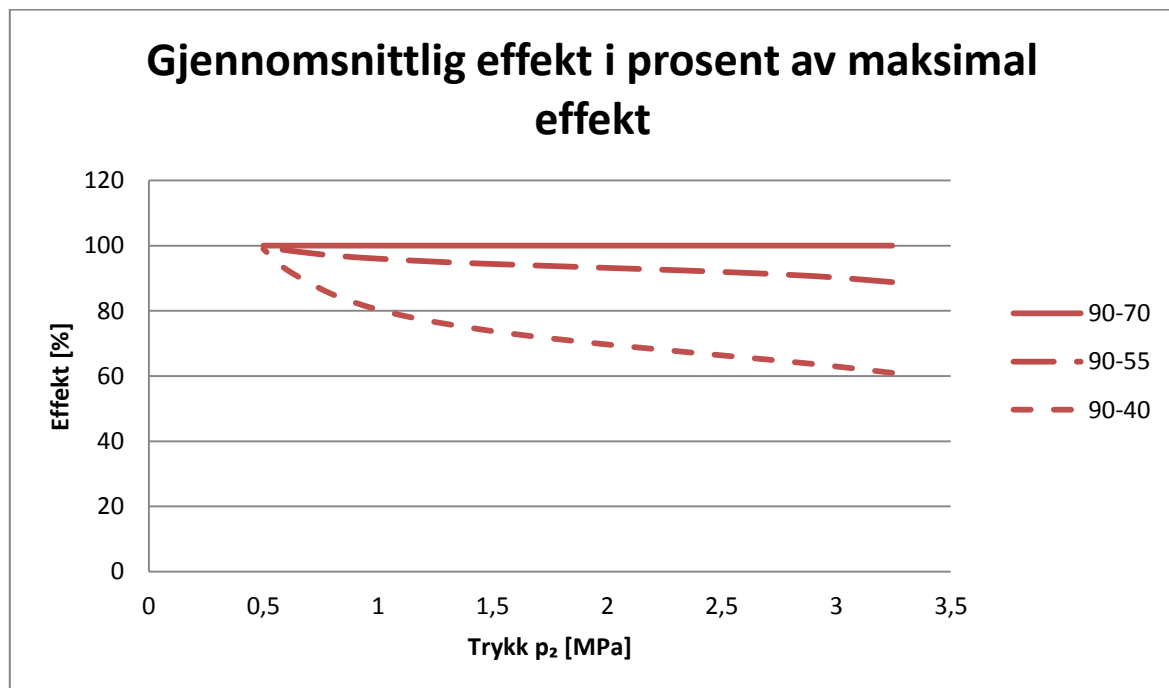
Det er ikke kun virkningsgraden som er en viktig indikator på ytelsen til maskinen. Effekten man kan få ut fra en gitt varmekilde er også av interesse. Effekten gjenspeiler seg i produksjonen av ferskvann. Den gjennomsnittlige produksjonen er vist i Figur 5.9 som prosent av maksimal produksjon, altså produksjonen når trykket på saltvannet er 7,0 MPa hele tiden. Figuren viser produksjonen for de tre ulike ekspansjonsgradene med 90 °C på varmekilden. Ved 70 °C og 80 °C vil kurvene vise det samme. Produksjonen er uavhengig av temperaturen på varmekilden. Dette skyldes at trykket på saltvannet er bestemt. Når gassen får lov til å ekspandere, vil produksjonen avta jo høyere trykk det opereres med som høytrykk. Dette skyldes, som Figur 5.1 viser, at ekspansjonen da er større og at trykket på saltvannet dermed er lavere en større andel av tiden. Produksjonen vil også avta når ekspansjonsgraden øker. Et RO-anlegg vil bygges for å møte et bestemt ferskvannsbehov. Hvis trykket på saltvannet skal få lov til å avta ved at arbeidsmediet ekspanderer i omformerne, må anlegget bygges større for oppnå den samme produksjonen som oppnås uten ekspansjon. Om maskinen kjøres med ekspansjon, vil virkningsgraden øke, men for å oppnå en viss produksjon, må RO-anlegget bygges større. Hva som da lønner seg økonomisk, vil avhenge av prisen på varmen som brukes til å drive maskinen i forhold til prisen på anlegget.



Figur 5.9 Gjennomsnittlig ferskvannsproduksjon for 90 °C på varmekilden og tre ulike grader av ekspansjon plottet mot høytrykket i kretsen. Produksjonen er vist i prosent av maksimal produksjon.

5.1.5 Effekt

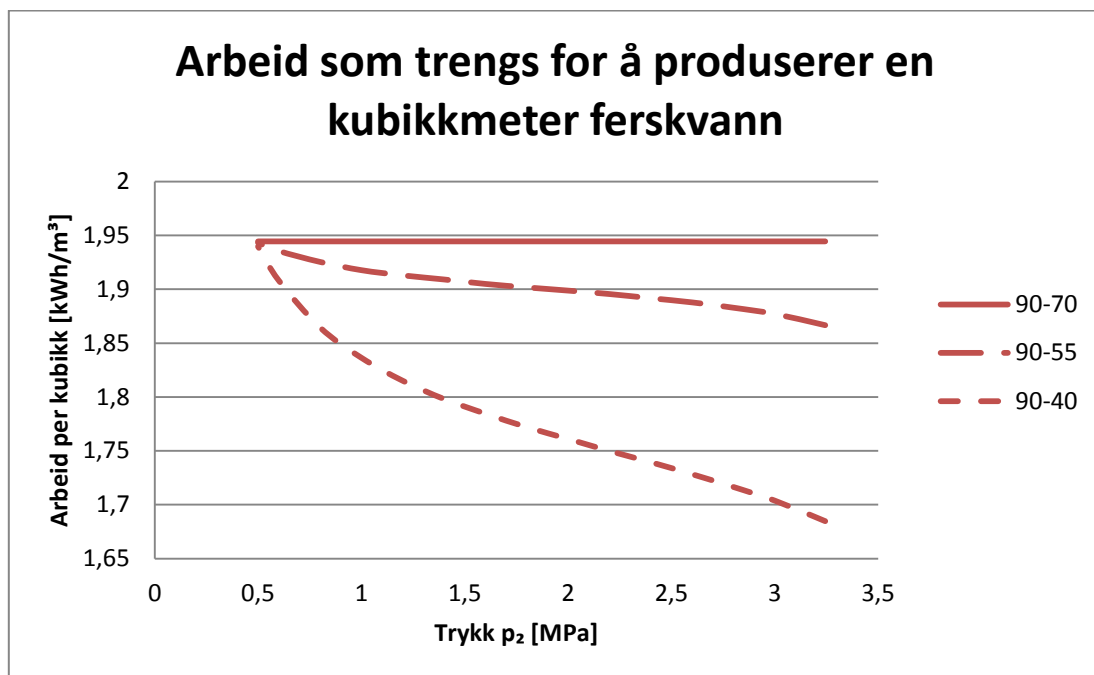
Størst effekt oppnås på samme måte som maksimal produksjon, altså med 7,0 MPa på saltvannet hele tiden. Hvor stor effekt maskinen kan gi er i Figur 5.10 gitt i prosent av maksimal effekt for 90 °C på varmekilden og de tre ulike ekspansjonsgradene. Effekten som maskinen leverer er lik uansett temperatur på varmekilden, og tilsvarende figurer for 70 °C og 80 °C vil vise det samme. Figur 5.10 er veldig lik Figur 5.9, som viser produksjonen. En liten forskjell er at effekten avtar mer enn produksjonen jo mer gassen ekspanderer i omformerne. Dette skyldes at forholdet mellom effekt og produksjon ikke er konstant. Som igjen skyldes at det skal mindre arbeid til for å produsere ferskvannet når trykket er lavere.



Figur 5.10 Gjennomsnittlig effekt for 90 °C på varmekilden og tre ulike grader av ekspansjon plottet mot høytrykket i kretsen. Produksjonen er vist i prosent av maksimal effekt.

5.1.6 Arbeid per kubikkmeter ferskvann produsert

Forholdet mellom effekt og produksjon sier hvor mye arbeid som må til for å produsere en gitt mengde ferskvann. Dette vil avhenge av hvilket trykk som blir brukt for å produsere ferskvannet. Når maskinen kjøres uten ekspansjon, vil trykket på saltvannet hele tiden være det samme, og produksjonen er lik for alle høytrykk i kretsen. Figur 5.11 viser hvordan arbeidet som kreves for å produsere en kubikkmeter ferskvann fra sjøvann, avtar jo mer gassen ekspanderer. Dette skyldes at gjennomsnittstrykket på saltvannet avtar. Arbeidet som trengs når det ekspanderes, avtar også med høytrykket i kretsen. Dette skyldes at det skal ekspanderes mer når trykket er høyt, og da vil trykket på saltvannet være lavt en større andel av tiden.

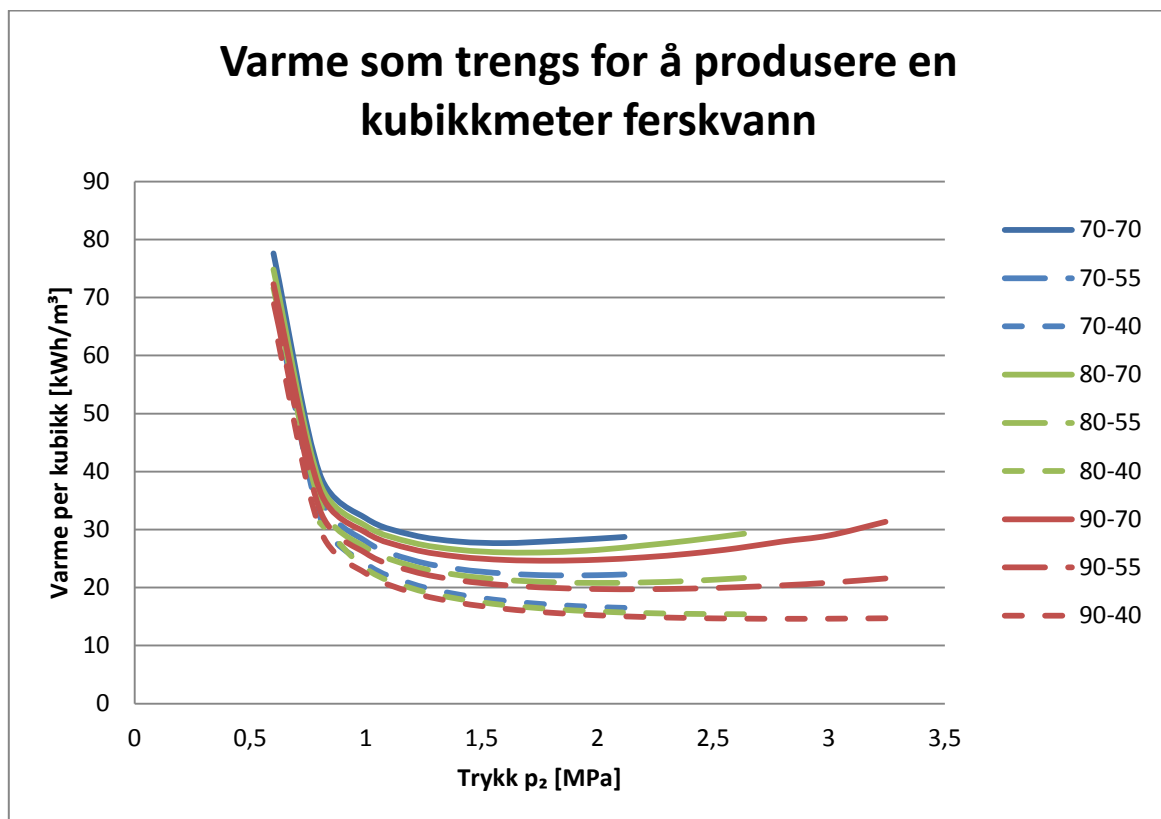


Figur 5.11 Arbeidet, W_{m^3} , som trengs for å produsere en kubikkmeter ferskvann fra sjøvann er plottet mot høytrykket, p_2 , i kretsen for 90 °C på varmekilden og tre grader av ekspansjon. Legg merke til at vertikalaksen ikke starter i null.

Hvor mye arbeid som trengs for å produsere en kubikkmeter ferskvann, er mest interessant hvis saltvannet trykkes ved hjelp av en elektrisk pumpe, og arbeidet som pumpen gjør går direkte til avsaltingen. Maskinen som her studeres skal bruke lavtemperatur varme til å trykke saltvannet. Derfor er det mer interessant å se på hvor mye varme som trengs for å produsere en kubikkmeter ferskvann.

5.1.7 Varme per kubikkmeter ferskvann produsert

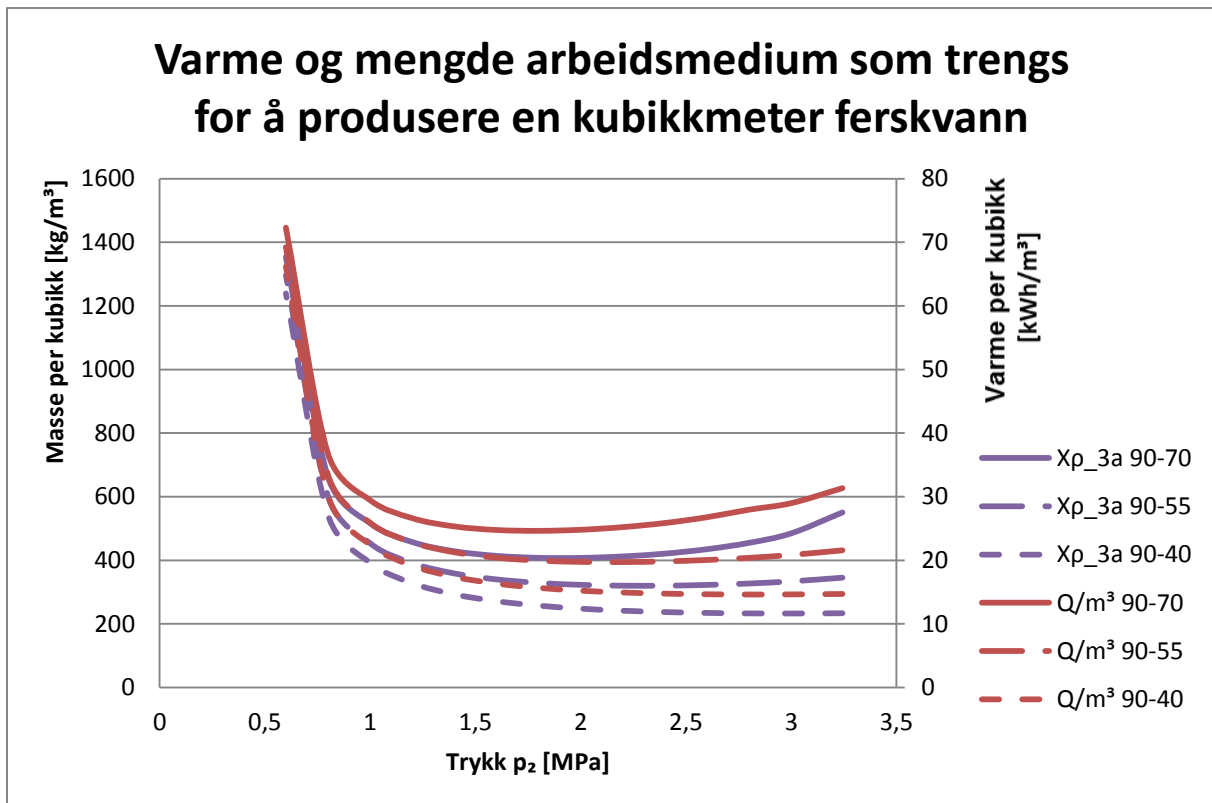
Figur 5.12 viser hvordan varmen som må tilføres arbeidsmediet for å produsere en kubikkmeter ferskvann fra sjøvann endrer seg med høytrykket i kretsen og varierer mellom de ulike kombinasjonene av temperatur og ekspansjonsgrad. Minst varme trengs når temperaturen på varmekilden er høy og når det ekspanderes mye. Varmebehovet vil også variere med høytrykket i kretsen. Tendensen er at varmebehovet avtar når høytrykket i kretsen øker. I noen tilfeller vil varmebehovet etter hvert begynne å øke for høye trykk. Dette er mer tydelig jo mindre det ekspanderes. Når det ekspanderes mye, er mengden varme som trengs lite følsom for variasjoner i høytrykket i kretsen, og vil variere lite i det aktuelle driftsområdet. Legg merke til at varmebehovet er lavt der virkningsgraden er høy.



Figur 5.12 Varmen, Q_{m^3} , som trengs for å produsere en kubikkmeter ferskvann fra sjøvann er plottet mot høytrykket i kretsen for alle ni kombinasjoner av ekspansjonsgrad og temperatur på varmekilden.

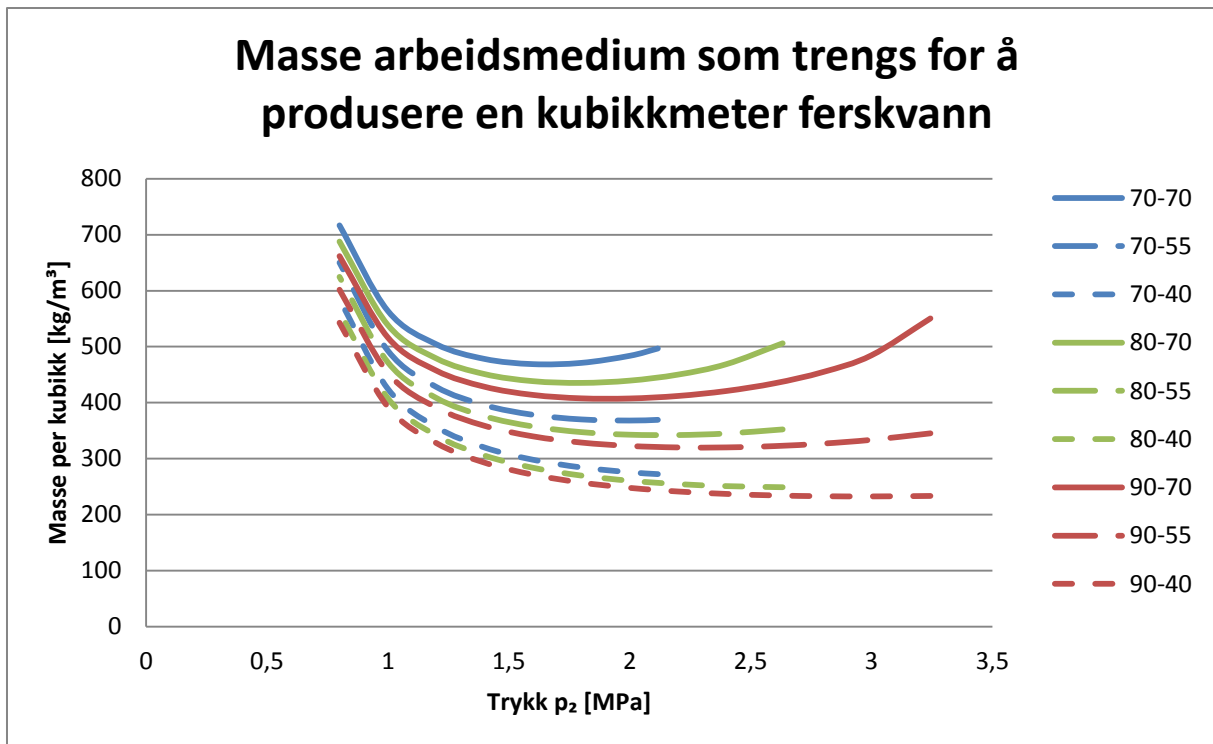
5.1.8 Masse per kubikkmeter ferskvann produsert

Likning (4.21) viser at varmebehovet avhenger av hvor mye masse av arbeidsmediet som må gjennomgå en syklus for å produsere en kubikkmeter ferskvann. I Figur 5.13 er varmen, Q_{m^3} , og massen, $X\rho_{3a}$, som trengs for å produsere en kubikkmeter ferskvann plottet sammen mot høytrykket i kretsen for 90 °C på varmekilden og alle grader av ekspansjon. Figuren viser at varmebehovet er sterkt avhengig av massebehovet, siden de ser ut til å endre seg helt i takt.

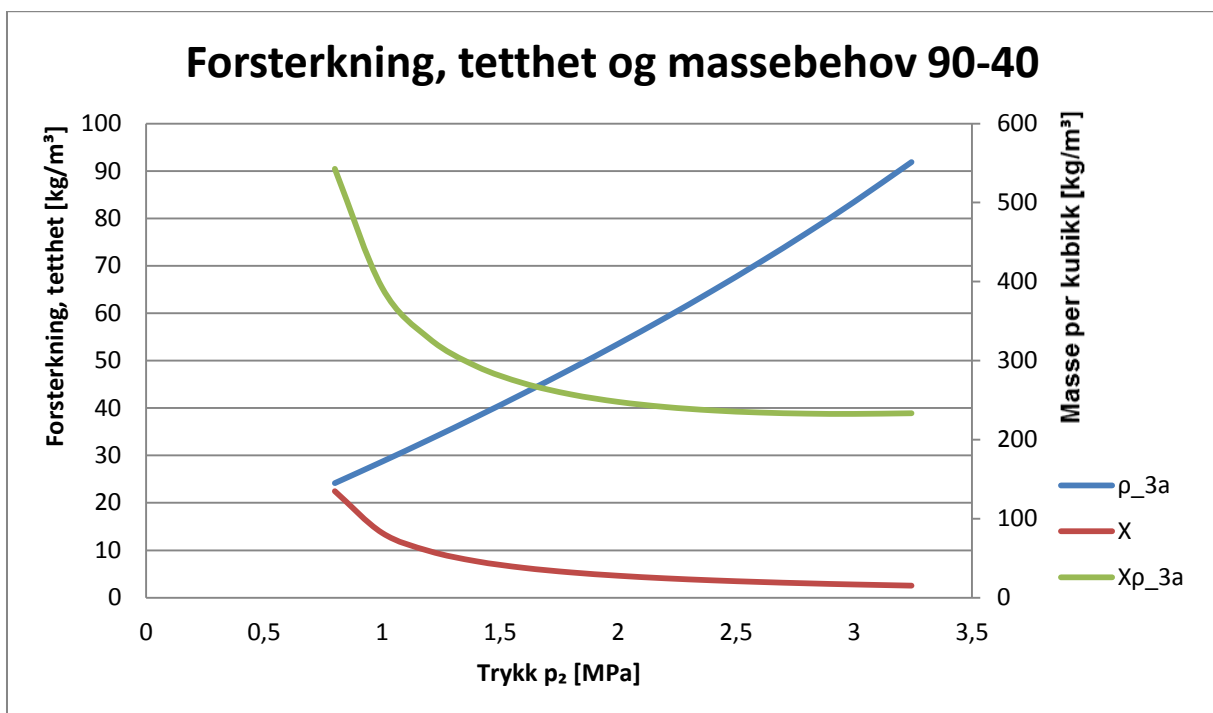


Figur 5.13 Hvor mange kilo arbeidsmedium, $X_{p_{3a}}$, som utfører et arbeid, og hvor mye varme, Q_{m^3} , som må tilføres arbeidsmediet for å produsere en kubikkmeter ferskvann fra sjøvann er plottet mot høytrykket i kretsen. Det er kombinasjonene med 90 °C på varmekilden og de tre ulike ekspansjonsgradene som vises her. Varmebehovet er vist på venstre vertikalakse og massebehovet på høyre vertikalakse.

Hvor mye arbeidsmedium som må gjennomgå en syklus for å produsere en kubikkmeter ferskvann, vil variere med temperaturen på varmekilden som maskinen arbeider mot, samt graden av ekspansjon. Figur 5.14 viser hvordan dette massebehovet endrer seg med høytrykket i kretsen for alle kombinasjoner av temperatur og ekspansjonsgrad som her studeres. Figuren viser at massebehovet vil avta med høyere temperatur på varmekilden og jo mer det skal ekspanderes. Et lite massebehov er positivt for ytelsen til maskinen, og massebehovet er lavt der virkningsgraden er høy. Massebehovet vil avta når høytrykket i kretsen øker. Selv om tettheten øker med høyere trykk, vil arbeidet som utføres av gassen også øke med høyere trykk. I noen tilfeller vil massebehovet begynne å øke når høytrykket blir stort. Likning (4.28) viser at massebehovet avhenger av forsterkningen til clarkpumpen og tettheten til gassen når ut-ventilen åpnes. Begge vil avhenge av høytrykket i kretsen. Når massebehovet avtar med økende trykk betyr det da at forsterkningen vil avta mer enn tettheten øker. Hvordan forsterkningen og tettheten i omformerne endrer seg med høytrykket, og hvilket massebehov det gir, er vist i Figur 5.15. Forsterkningen sier hvor stort volum ferskvann som produseres for et gitt volum med gass i omformerne. Sammenhengen er vist i likning (3.5). Hvor mye masse arbeidsmedium det er i dette volumet med gass, er bestemt av tettheten til arbeidsmediet som fyller omformerne. Selv om tettheten til arbeidsmediet er lavt ved lave trykk, vil forsterkningen da være så stor at massebehovet også blir veldig stort.



Figur 5.14 Hvor mye masse arbeidsmedium som må tilføres varme og utføre et arbeide for å produsere en kubikkmeter ferskvann vil endre seg med høytrykket i kretsen. Her vises massebehovet for alle kombinasjoner av temperatur og ekspansjonsgrad.

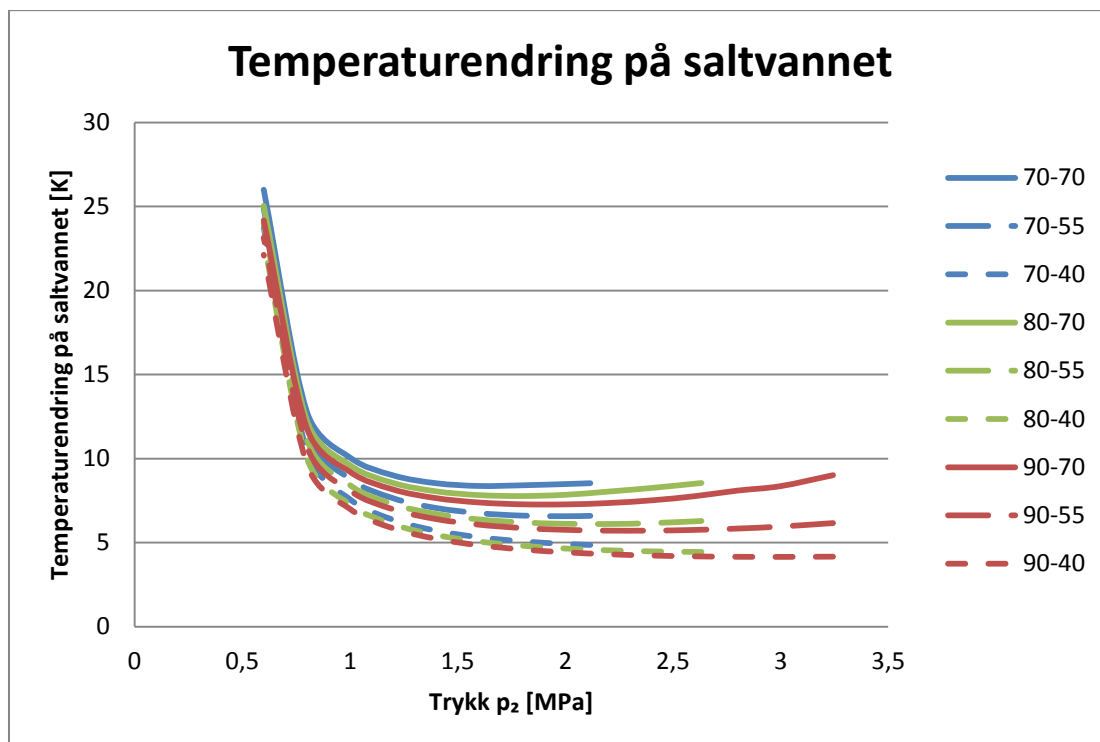


Figur 5.15 Forsterkningen, X , tettheten til gassen i omformerne, ρ_3 eller ρ_{3a} , og massebehovet for å produsere en kubikkmeter ferskvann er plottet mot høytrykket i kretsen for 90-40 kjøringen. Massebehovet er produktet av forsterkningen og tettheten, og er vist på høyre vertikallakse.

5.1.9 Oppvarming av saltvannet

Da den spesifikke kjølingen er uavhengig av høytrykket i kretsen, vil økningen i temperatur på saltvannet avhenge av hvor mye ferskvann som blir produsert per masse arbeidsmedium som går i kretsen. Jo mer masse som går i kretsen per kubikkmeter ferskvann produsert, jo mer kan saltvannet oppvarmes for en gitt gjenvinningsgrad. Dette er vist i likning (4.27).

Figur 5.16 viser hvor mye saltvannet kan varmes opp for de ulike kombinasjonene av temperatur og ekspansjonsgrad, og hvordan dette varierer med høytrykket i kretsen. Gjenvinningsgraden er her satt til å være 40 %. For lave høytrykk i kretsen vil saltvannet varmes mye. Dette skyldes at veldig mye arbeidsmedium da må gå i kretsen for en gitt produksjon. Bortsett fra for veldig lave trykk, vil oppvarmingen av saltvannet være ganske lik over et bredt intervall av høytrykk. At saltvannet kan varmes opp lite, er positivt for maskinen, siden det betyr at den får utnyttet mer av varmen, og ikke kaster så mye varme "på havet". Hvis gjenvinningsgraden til anlegget er høyere, vil saltvannet kunne oppvarmes mer da mindre saltvann trengs for en gitt produksjon. Hvorvidt en temperaturøkning på saltvannet vil være positivt for anlegget, vil avhenge av hva temperaturen på saltvannet er, og må avgjøres i hvert enkelt tilfelle.



Figur 5.16 Hvor mye saltvannet kan varmes opp om det går i kjøleren før det sendes til avsalting. Dette vil endre seg med høytrykket i kretsen, og variere med temperatur på varmekilden og grad av ekspansjon.

5.2 Ytelse ved maksimal virkningsgrad for ideelt anlegg

5.2.1 Høytrykk som gir høyest virkningsgrad

Ut i fra analysen av virkningsgrad for hver temperatur og ekspansjonsgrad blir det bestemt ved hvilke høytrykk maksimal virkningsgrad oppnås. Trykkene er vist i Tabell 5.1. Trykket det skal ekspanderes til er vist i parentes. Resultatene viser at det optimale høytrykket øker med økende temperatur og grad av ekspansjon.

Tabell 5.1 Høytrykkene som er optimale å ha i kretsen for å oppnå høyest mulig virkningsgrad for de ulike kombinasjonene av temperatur på varmekilden og grad av ekspansjon. Tallene i parentes viser hvilket trykk det skal ekspanderes til i omformerne. Trykkene er oppgitt i MPa. Lavtrykket i kretsen er gitt i Tabell 4.1 og vil alltid være 0,49 MPa.

| T [°C]/p [MPa] | 7,0 | 5,5 | 4,0 |
|----------------|------|-------------|-------------|
| 90 | 1,64 | 1,92 (1,61) | 2,30 (1,52) |
| 80 | 1,58 | 1,82 (1,53) | 2,16 (1,44) |
| 70 | 1,49 | 1,74 (1,47) | 2,05 (1,38) |

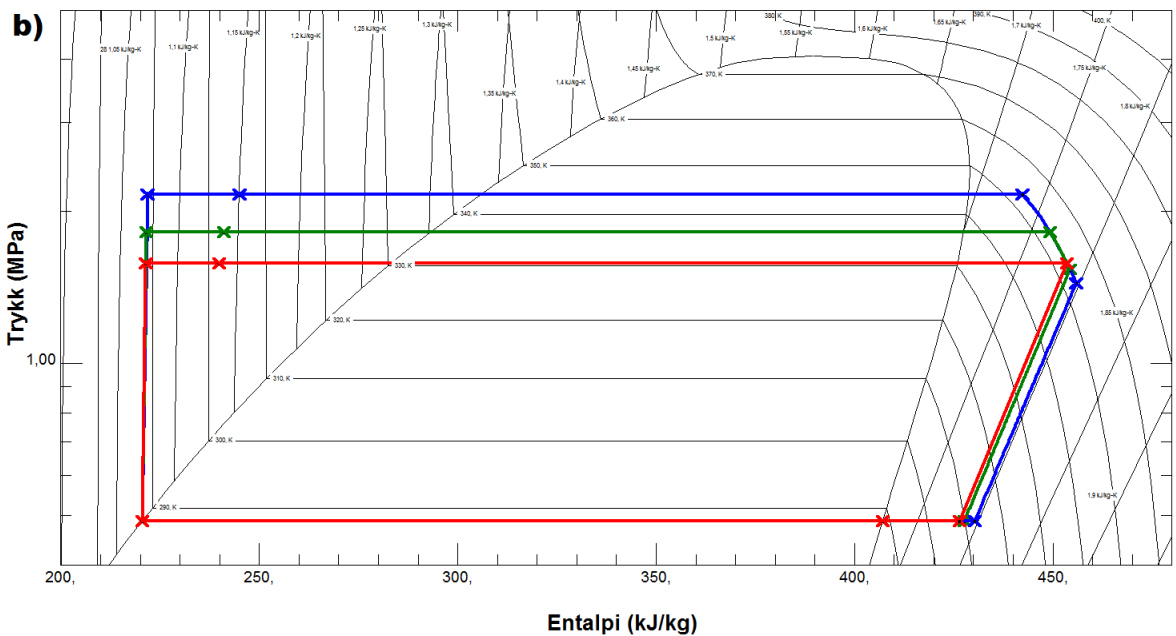
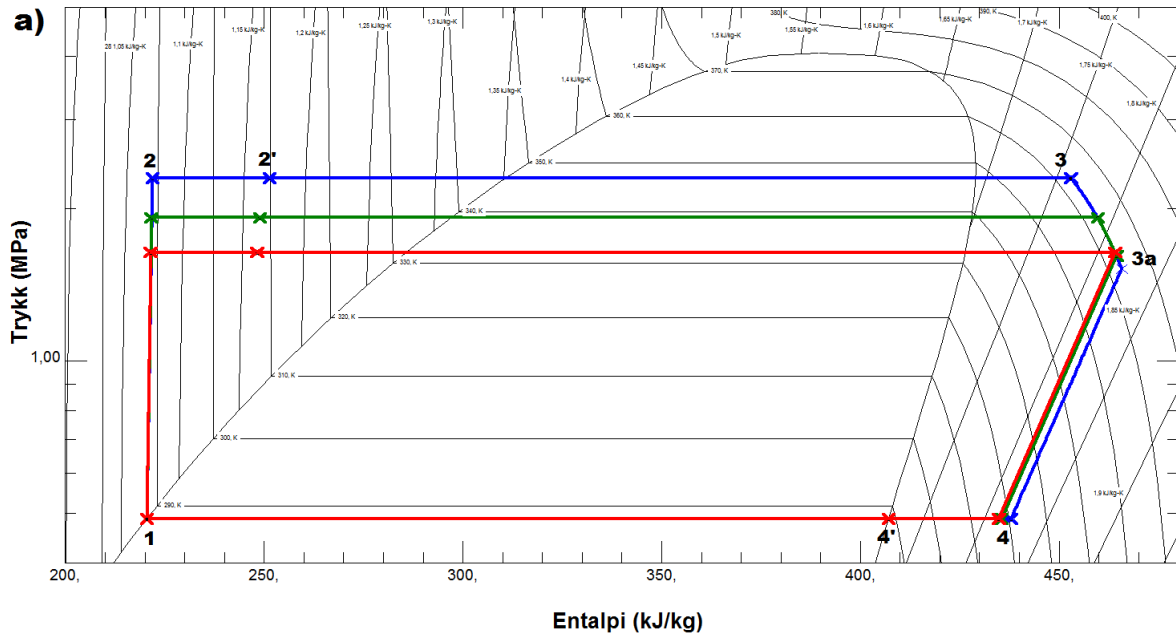
Tabell 5.2 viser hvor stort høytrykket som gir maksimal virkningsgrad er i forhold til trykket som gir mettet gass for de aktuelle temperaturene på varmekilden. Trykkene som gir mettet gass er makstrykkene vist i Tabell 4.1. Trenden er at jo mer gassen skal ekspandere, jo nærmere metning bør den være før ekspansjonen for å oppnå høyest mulig virkningsgrad. Jo lavere temperatur på varmekilden, jo nærmere metning bør gassen da også være. Gassen vil derfor være nærmest tofase ved 70 °C og ekspansjon til 4,0 MPa i trykk på saltvannet, og lengst unna metning ved 90 °C og ingen ekspansjon, altså 7,0 MPa.

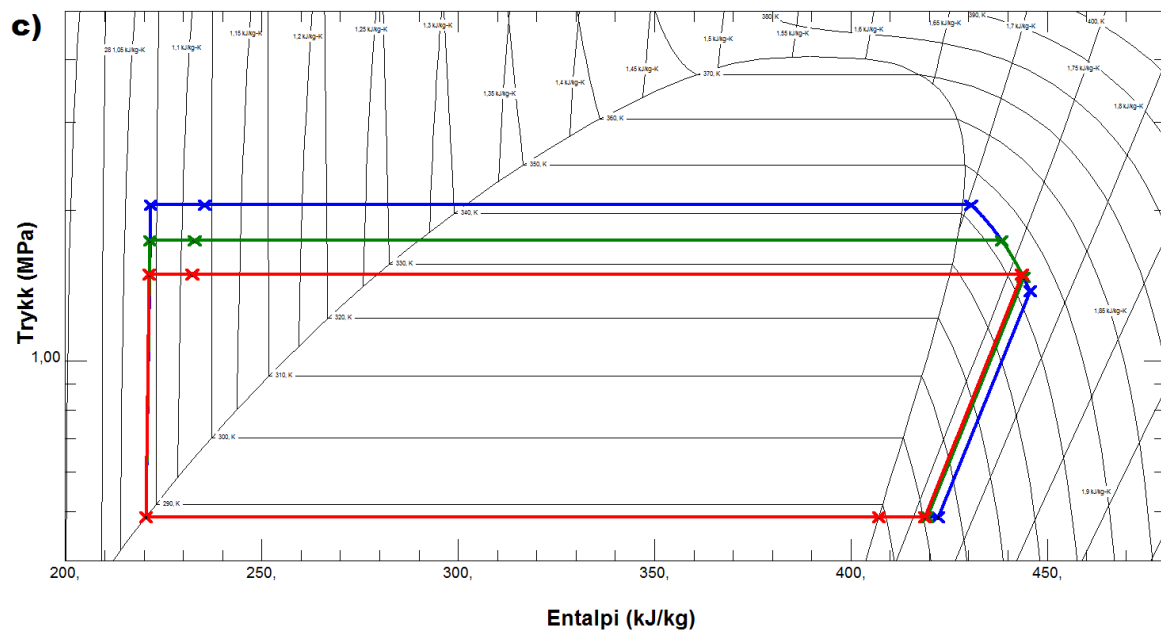
Tabell 5.2 Hvor mange prosent av makstrykk høytrykket som gir maksimal virkningsgrad utgjør.

| T [°C]/p [MPa] | 7,0 | 5,5 | 4,0 |
|----------------|------|------|------|
| 90 | 50,6 | 59,2 | 70,9 |
| 80 | 60,0 | 69,1 | 82,0 |
| 70 | 70,4 | 82,2 | 96,8 |

5.2.2 Syklusene som gir høyest virkningsgrad

Figur 5.17 viser de ideelle syklusene til arbeidsmediet R-134a i p-h-diagrammet for henholdsvis 90 °C, 80 °C og 70 °C på varmekilden. Disse syklusene er de som gir høyest virkningsgrad for maskinen, og høytrykkene og ekspansjonstrykkene er vist i Tabell 5.1.





Figur 5.17 De ideelle syklusene som arbeidsmediet følger for de tre ulike temperatuene på varmekilden og de tre ulike gradene av ekspansjon. I a) vises 90 °C på varmekilden, i b) vises 80 °C på varmekilden og i c) vises 70 °C på varmekilden. Blå strek indikerer ekspansjon til 4, 0 MPa i saltvannstrykk, grønn strek viser ekspansjon til 5,5 MPa i saltvannstrykk og rød strek viser syklusen uten ekspansjon. Ekspansjonen mellom tilstand 3 og 3a følger isotermlinjene og trykkfallet fra tilstand 3a til tilstand 4 ligger parallelt med isentroplinjene. I a) er det vist hvilke tilstander de ulike punktene representerer i kretsen.

5.2.3 Varme og arbeid

De spesifikke arbeidene og varmeoverføringene ved høytrykkene presentert i Tabell 5.1, er gitt i Tabell 5.3 for hver driftstilstand. Det er tydelig at både det spesifikke pumpearbeidet, w_p , og arbeidet utført i omformerne, w_o , øker med grad av ekspansjon. Dette skyldes at forskjellen i trykk mellom høytrykkssiden og lavtrykkssiden i kretsen er større jo mer det skal ekspanderes, og at mer av gassens evne til å utføre et arbeid utnyttes når gassen ekspanderer. Hvor stort pumpearbeidet er i forhold til arbeidet utført i omformerne, vil være konstant for de gitte høytrykkene. Dette er vist i

Tabell 5.4. Det spesifikke arbeidet som gassen utfører i omformerne øker med temperatur. Dette skyldes at tettheten ved et gitt trykk er lavere jo varmere gassen er, og dermed vil det spesifikke arbeidet utført av gassen bli høyere. w_o øker også med grad av ekspansjon. Tabell 5.4 viser også hvor stor andel av arbeidet som gassen utfører som blir gjort under ekspansjonen. Andelen øker selvfølgelig jo mer gassen skal ekspandere.

Tabell 5.3 viser at den spesifikke varmen, $q_{F inn}$, som tilføres i fordampere avtar når temperaturen avtar. Arbeidsmediet skal da oppnå en lavere temperatur, og trenger derfor ikke å bli tilført like mye varme. Den spesifikke varmen som tilføres i fordampere, avtar mer med økende ekspansjonsgrad enn med avtagende temperatur. Dette skyldes at jo mer det skal ekspanderes, jo høyere er høytrykket i kretsen, og jo mindre skal da arbeidsmediet overhetes. Varmen, $q_o inn$, som tilføres i ekspansjonen vil øke med grad av ekspansjon. Jo mer det skal ekspanderes, jo mer varme må tilføres for at ekspansjonen skal være isoterm.

Hvor mye varme, q_G , som kan gjenvinnes, vil avhenge mer av temperaturen enn ekspansjonsgraden. Dette kommer av at trykket i omformerne når ut-ventilene åpnes, ikke er så ulike for lik temperatur på varmekilden. Dette er vist i Tabell 5.1, og kan også observeres tydelig i Figur 5.17. Dette fører til at temperaturen i gassen som kommer ut av omformerne, vil være omtrent den samme. Ved lavere temperatur på varmekilden vil temperaturen til gassen som kommer ut av omformerne også være lavere. Da er temperaturforskjellen mellom arbeidsmediet på høytrykkssiden og lavtrykkssiden av gjenvinneren mindre, og mindre varme kan gjenvinnes. Imidlertid må mindre varme tilføres arbeidsmediet når temperaturen er lavere. Hvor stor andel varme som kan gjenvinnes av all varmen, $q_{inn\ tot}$, som blir tilført arbeidsmediet i gjenvinneren, fordampere og omformerne vil da være relativt uavhengig av ekspansjonsgrad, men avta med lavere temperatur på varmekilden. Dette er vist i Tabell 5.4. Prisen på gjenvinneren vil avgjøre om det lønner seg å investere i en slik for å øke virkningsgraden til maskinen. Tabell 5.3 viser at den spesifikke kjølingen, $q_{K\ ut}$, er konstant. Dette viser også Figur 5.17, ved at entalpiforskjellen mellom tilstand 4' og tilstand 1 er lik uansett kombinasjon av temperatur og ekspansjonsgrad.

Tabell 5.3 De spesifikke arbeidene og den spesifikke varmen som tilføres og avgis fra arbeidsmediet i kretsen for de ulike kjøringene. Benevnningen er kJ/kg.

| Kjøring | w_P | w_O | $q_{F\ inn}$ | $q_{O\ inn}$ | q_G | $q_{K\ ut}$ |
|---------|-------|-------|--------------|--------------|-------|-------------|
| 90-70 | 0,93 | 17,0 | 215,8 | 0,0 | 27,8 | 186,6 |
| 90-55 | 1,15 | 21,1 | 210,8 | 8,8 | 28,5 | 186,6 |
| 90-40 | 1,46 | 26,3 | 201,7 | 21,7 | 30,8 | 186,6 |
| 80-70 | 0,88 | 15,9 | 213,7 | 0,0 | 19,4 | 186,6 |
| 80-55 | 1,07 | 19,7 | 208,2 | 8,8 | 20,6 | 186,6 |
| 80-40 | 1,34 | 24,6 | 198,7 | 21,8 | 23,2 | 186,6 |
| 70-70 | 0,81 | 14,8 | 211,3 | 0,0 | 11,8 | 186,6 |
| 70-55 | 1,01 | 18,4 | 205,6 | 9,0 | 12,3 | 186,6 |
| 70-40 | 1,26 | 22,9 | 195,1 | 22,6 | 15,1 | 186,6 |

Tabell 5.4 Tabellen viser hvor stort arbeid, w_P , pumpen gjør i forhold til arbeidet, w_O , som arbeidsmediet utfører i omformerne. Hvor stor andel av arbeidet som utføres i ekspansjonen, $w_{O\ eksp}$, er også vist. Det samme er andelen varme, q_G , som kan gjenvinnes av all varmen som tilføres arbeidsmediet, $q_{inn\ tot}$. Andelene er oppgitt i prosent.

| Kjøring | w_P/w_O | $w_{O\ eksp}/w_O$ | $q_G/q_{inn\ tot}$ |
|---------|-----------|-------------------|--------------------|
| 90-70 | 5,5 | 0 | 11,4 |
| 90-55 | 5,5 | 18 | 11,5 |
| 90-40 | 5,5 | 36 | 12,1 |
| 80-70 | 5,5 | 0 | 8,3 |
| 80-55 | 5,4 | 18 | 8,7 |
| 80-40 | 5,5 | 36 | 9,5 |
| 70-70 | 5,4 | 0 | 5,3 |
| 70-55 | 5,5 | 19 | 5,4 |
| 70-40 | 5,5 | 37 | 6,5 |

5.2.4 Maksimal virkningsgrad

Virkningsgradene ved de ulike trykkene vist i Tabell 5.1 er vist i Tabell 5.5. Videre er de sammenlignet med carnoteffektiviteten for de samme arbeidstemperaturene.

Tabell 5.5 De teoretiske virkningsgradene for en ideell maskin ved de ulike kombinasjonene av temperatur på varmekilden og ekspansjonsgrad. Disse virkningsgradene oppnås om høytrykket i kretsen optimaliseres med tanke på virkningsgrad.

| T [°C]/p[MPa] | 7,0 | 5,5 | 4,0 |
|---------------|-----|-----|------|
| 90 | 7,4 | 9,1 | 11,1 |
| 80 | 7,0 | 8,6 | 10,5 |
| 70 | 6,6 | 8,1 | 9,9 |

Tabell 5.5 viser at virkningsgraden øker betydelig ved ekspansjon. Dette viste også Figur 5.7. Ekspansjon til 4,0 MPa i saltvannstrykk, fører til at virkningsgraden øker med nesten 50 %, eller over tre prosentpoeng i forhold til konstant trykk på saltvannet og ingen ekspansjon. Ekspanderes det til 5,5 MPa i saltvannstrykk, vil virkningsgraden øke med over 20 % og omtrent 1,5 prosentpoeng. Temperaturen har også en del å si for virkningsgraden. Ved 90 °C er virkningsgraden omtrent ett prosentpoeng høyere enn ved 70 °C. Ved 80 °C er virkningsgraden omtrent 0,5 prosentpoeng lavere enn for 90 °C. Forskjellen i virkningsgrad mellom temperaturene øker med grad av ekspansjon. I teorien kan gassen ekspandere helt til trykket er likt lavtrykket i kretsen. På den måten kan hele gassens potensiale til å utføre et arbeid bli utnyttet. Dette potensiale er der så lenge det er en trykkforskjell mellom de to omformerne. Da vil imidlertid saltvannstrykket bli lavere enn det osmotiske trykket, og produksjonen av ferskvann vil stanse. For å unngå dette kan gassen maksimalt ekspandere slik at saltvannstrykket ikke blir lavere enn det osmotiske trykket. Da utnyttes mer av gassens evne til å utføre et arbeid, trykktapet blir mindre og virkningsgraden øker. Dette vil imidlertid føre til lavere produksjon og effekt for anlegget. Anlegget må da bygges mye større for å oppnå en viss ferskvannsproduksjon.

Den maksimale virkningsgraden til en maskin som arbeider mellom to varmereservoarer med temperaturene som her undersøkes, vil være gitt av carnoteffektiviteten i likning (2.17). Carnoteffektiviteten, η_{Carnot} , for de tre ulike temperaturene på varmekilden, er vist i Tabell 5.6. Selv om syklusene som her studeres også er en ideelle sykluser uten tap, vil de utregnede virkningsgradene for maskinen være omtrent halvparten av carnoteffektivitetene. Dette avviket skyldes i hovedsak muligheten for å utføre et arbeid som ofres for å kunne oppnå en høyere effekt.

Tabell 5.6 Virkningsgradene for en varmekraftmaskin som følger Carnotsyklusen og opererer mellom to varmereservoarer hvor det ene har en temperatur på 15 °C og det andre har en av temperaturene oppgitt i tabellen.

| T [°C] | η_{Carnot} [%] |
|--------|---------------------|
| 90 | 20,7 |
| 80 | 18,4 |
| 70 | 16,0 |

En ORC-syklus med R-134a som arbeidsmedium, og som opererer mellom to varmereservoarer med temperaturer på 85 °C og 20 °C, vil ha en virkningsgrad på 10,6 % (Quoilin & Lemort 2009). Det har da blitt antatt at effektiviteten til pumpen, turbinen og gjenvinneren er henholdsvis 80 %, 75 % og 80 %. Virkningsgradene som er presentert i Tabell 5.5 tar ikke hensyn til at komponentene i kretsen ikke er 100 % effektive. Hadde det blitt gjort, ville de beregnede virkningsgradene blitt lavere. Tabell 5.7 viser virkningsgradene til maskinen som her studeres for de ulike kombinasjonene av ekspansjonsgrad og temperatur på varmekilden om effektiviteten til pumpen og gjenvinneren er 80 %. Det antas fremdeles at trykksettingen av olje i omformerne skjer uten tap, siden det vil være lite friksjon og arbeid forbundet med bevegelsen og strekkingen av membranene.

Tabell 5.7 Virkningsgradene som kan oppnås for de ulike kombinasjonene av ekspansjonsgrad og temperatur på varmekilden om effektiviteten til pumpen og gjenvinneren er 80 %, mens alle andre komponenter i kretsen fremdeles er tapsfrie.

| T [°C]/p[MPa] | 7,0 | 5,5 | 4,0 |
|---------------|-----|-----|------|
| 90 | 7,2 | 8,7 | 10,7 |
| 80 | 6,8 | 8,3 | 10,2 |
| 70 | 6,5 | 7,9 | 9,7 |

Den mekaniske energien fra turbinen i ORC-syklusen med virkningsgrad på 10,6 %, kan omdannes til elektrisitet i en generator og drive en pumpe som trykksetter saltvannet til et RO-anlegg. Hvis generatoren har en effektivitet på 90 % og pumpeeffektiviteten fortsatt er 80 %, vil virkningsgraden for omdanning av lavtemperatur varme til arbeid som fortrenger saltvannet da bli 7,6 %. Styrken til maskinen som her studeres er at varmen overføres direkte til fortrenging av væske. På den måten unngås det tap i generator og saltvannspumpe.

5.2.5 Produksjon

Produksjonen av ferskvann vil avhenge av hvor stort RO-anlegget er, og trykket på saltvannet. Permeabiliteten til membranen og det osmotiske trykket til saltvannet har også betydning, men disse parameterne kan påvirkes lite. Produksjonen er 100 % når det er 7,0 MPa i trykk på saltvannet hele tiden. Ved ekspansjon vil trykket på saltvannet i gjennomsnitt være lavere enn 7,0 MPa, og produksjonen vil bli lavere. Hvor mye lavere er vist i Tabell 5.8 for virkningsgradstoppene.

Tabell 5.8 Hvor mange prosent av maksimal produksjon som oppnås i de ulike kjøringene.

| T [°C]/p [MPa] | 7,0 | 5,5 | 4,0 |
|----------------|-------|------|------|
| 90 | 100,0 | 95,5 | 75,4 |
| 80 | 100,0 | 95,5 | 75,4 |
| 70 | 100,0 | 95,5 | 75,1 |

Reduksjonen i produksjon betyr, om målet er å produsere en gitt mengde ferskvann på en viss tid, at anlegget må være større om maskinen skal kjøres med ekspansjon. Produksjonen vil avta til 95 % av maksimal produksjon om det skal ekspanderes til 5,5 MPa i saltvannstrykk, og 75 % om det skal ekspanderes til 4,0 MPa. At produksjonen avtar med trykk følger av likning (2.20), for ferskvannstrøm gjennom en semipermeabel membran. At produksjonen ikke avtar mer, er positivt med tanke på hvor stor økning i virkningsgrad som kan oppnås.

5.2.6 Arbeid per kubikkmeter ferskvann produsert

Hvor mye arbeid som trengs for å produsere en kubikkmeter ferskvann i de ulike kjøringene, er vist i Tabell 5.9. Arbeidet er direkte avhengig av trykker ferskvannet er produsert ved, og vil derfor avta med økende grad av ekspansjon. Når høytrykket i kretsen i de ulike kjøringene er gitt av virkningsgradstoppene, vil arbeidet som trengs være likt for alle temperaturene.

Tabell 5.9 Hvor mye arbeid som trengs for å produsere en kubikkmeter ferskvann ved de ulike kombinasjonene av trykk og temperatur ved virkningsgradstoppene. Benevnningen er kWh/m³.

| T [°C]/p [MPa] | 7,0 | 5,5 | 4,0 |
|----------------|------|------|------|
| 90 | 1,94 | 1,90 | 1,74 |
| 80 | 1,94 | 1,90 | 1,74 |
| 70 | 1,94 | 1,90 | 1,74 |

5.2.7 Varme per kubikkmeter ferskvann produsert

Tabell 5.10 viser hvor mye varme som må tilføres arbeidsmediet for å produsere en kubikkmeter ferskvann. Varmebehovet avtar både når ekspansjonsgraden og temperaturen på varmekilden øker, men det er ekspansjonsgraden som er mest avgjørende for varmebehovet. Tabell 5.11 viser forholdet mellom varmen som trengs for en gitt ferskvannsproduksjon i hver kjøring, og varmen som trengs om maskinen kjøres uten ekspansjon. Varmebehovet avtar til 80 % og 60 % ved ekspansjon til henholdsvis 5,5 MPa og 4,0 MPa i saltvannstrykk. Jo mindre varme som må tilføres for å produsere en kubikkmeter ferskvann, jo bedre. Men dette må, slik som virkningsgraden, sees i sammenheng med produksjonen. Vil man ha en viss produksjon på en viss tid, må anlegget bygges større om maskinen skal kjøres med ekspansjon og bruke mindre varme.

Tabell 5.10 Hvor mye varme som må tilføres arbeidsmediet for å produsere en kubikkmeter ferskvann. Benevnningen er kWh/m³.

| T [°C]/p [MPa] | 7,0 | 5,5 | 4,0 |
|----------------|------|------|------|
| 90 | 24,7 | 19,8 | 14,8 |
| 80 | 26,1 | 20,9 | 15,7 |
| 70 | 27,7 | 22,2 | 16,6 |

Tabell 5.11 Hvor mye varme som trengs for å produsere en kubikkmeter ferskvann i hver kjøring, i forhold til varmebehovet om maskinen kjøres uten ekspansjon, men med den samme temperaturen på varmekilden. Andelene er oppgitt i prosent.

| T [°C]/p [MPa] | 7,0 | 5,5 | 4,0 |
|----------------|-------|------|------|
| 90 | 100,0 | 80,2 | 60,0 |
| 80 | 100,0 | 80,2 | 60,0 |
| 70 | 100,0 | 80,0 | 59,8 |

5.2.8 Masse per kubikkmeter ferskvann produsert

Tabell 5.12 viser hvor mye arbeidsmedium som må gjennomgå en syklus i maskinen for at en kubikkmeter ferskvann skal produseres. Det er tydelig at dette vil avta når temperaturen øker. Dette skyldes at tettheten til arbeidsmediet vil være lavere ved høyere temperatur. Massen som trengs vil også avta jo mer det ekspanderes. Dette skyldes, som Tabell 5.3 viser, at det spesifikke arbeidet som gassen utfører, øker.

Tabell 5.12 Tabellen viser hvor mye arbeidsmedium som må gå i kretsen for å kunne produsere en kubikkmeter ferskvann ved høytrykkene vist i Tabell 5.1. Massebehovet avtar med høyere temperatur på varmekilden og økende grad av ekspansjon. Benevnningen er kg/m³.

| T [°C]/p [MPa] | 7,0 | 5,5 | 4,0 |
|----------------|-----|-----|-----|
| 90 | 412 | 325 | 239 |
| 80 | 439 | 347 | 256 |
| 70 | 472 | 372 | 274 |

5.2.9 Oppvarming av saltvannet

Hvor mye saltvannet kan oppvarmes om maskinen opererer med høytrykkene og ekspansjonstrykkene vist i Tabell 5.1, er vist i Tabell 5.13. Oppvarmingen blir mindre om ekspansjonsgraden og temperaturen på varmekilden øker. Om saltvannet har en temperatur på 15 °C som her antatt, vil en økning i temperatur til 20 °C være positiv for produksjonen, da permeabiliteten til RO-membranen øker (Greenlee et al. 2009).

Tabell 5.13 Hvor stor temperaturøkning som kan oppnås på saltvannet om det brukes til å kjøle arbeidsmediet. Gjenvinningsgraden til anlegget er antatt å være 40 %. Benevnningen er Kelvin.

| T [°C]/p [MPa] | 7,0 | 5,5 | 4,0 |
|----------------|------|------|------|
| 90 | 7,36 | 5,80 | 4,27 |
| 80 | 7,85 | 6,19 | 4,56 |
| 70 | 8,44 | 6,64 | 4,90 |

5.3 Et praktisk eksempel

Et praktisk eksempel kan illustrere fordelene med å ha et varmedrevet RO-anlegg.

Et hotell ved stranden i Hellas har behov for en viss mengde ferskvann hver dag. Ønsket er å produsere dette ferskvannet fra sjøvann ved hjelp av omvendt osmose og solenergi. Maskinen som her studeres kan da kombineres med en solfanger med gitt størrelse, gjerne gitt av tilgjengelig flate på taket som vender mot sør. Vi kan tenke oss to alternative systemer drevet med varme fra solfangeren. Et sanntidssystem der solfangeren er direkte koblet til maskinen og produserer ferskvann kun når sola skinner, eller et anlegg med varmelager der fangeren kombineres med varmelageret som er koblet til maskinen. Dette varmelageret kan være basert på vann, da temperaturene som maskinen bruker ligger under vannets kokepunkt. En tredje mulighet er å trykksette saltvannet ved hjelp av en elektrisk drevet pumpe og et solcellepanel.

I Hellas er solinnstrålingen omtrent 1000 W/m^2 (NVE et al.), og det er i gjennomsnitt 7,6 timer med solinnstråling hver dag (climatetemp.info 2011). Her blir det ikke tatt hensyn til at solinnstrålingen på solfangeren og solcellepanelet vil endre seg med posisjonen til sola på himmelen i løpet av dagen. Da solfangeren for begge anleggene er like store, vil den innstrålte energien være den samme. Solfangeren mottar da $7,6 \text{ kWh/m}^2$ per dag. Det antas at varmebehovet for å produsere en kubikkmeter ferskvann er 30 kWh , på bakgrunn av resultatene presentert i Tabell 5.10. Om det antas at all innstrålt solenergi kan overføres til fordampere i maskinen eller varmelageret, vil dette vil gi en produksjon på 250 liter ferskvann per dag for hver kvadratmeter solfanger. Utregningen er vist under.

$$V_{FV} = \frac{Q}{Q_{m^3}} = \frac{7,6 \text{ kWh/m}^2 \text{ dag}}{30 \text{ kWh/m}^3} = 0,25 \text{ m}^3/\text{m}^2 \text{ dag}$$

Om solfangeren er koblet direkte til maskinen, må anlegget dimensjoneres til å produsere ved maksimal effekt 7,6 timer hver dag mens sola skinner. Kombineres solfangeren med et varmelager som varmes opp mens sola skinner og tappes for varme av en mindre ORC-omformer hele døgnet, kan produksjonen av vann foregå 24 timer i døgnet istedenfor 7,6 timer. For den samme ferskvannsproduksjonen kan da dette anlegget dimensjoneres ned til 25 % av størrelsen av anlegget for sanntidsproduksjon. Om temperaturen på varmelageret tillates å variere mellom $90 \text{ }^\circ\text{C}$ og $70 \text{ }^\circ\text{C}$, må størrelsen på varmelageret være 0,33 kubikkmeter per kvadratmeter solfanger. Dette er vist i følgende utregning som tar utgangspunkt i likning (2.6).

$$V = \frac{Q}{\rho_{\text{vann}} c_{\text{vann}} \Delta T} = \frac{7,6 \text{ kWh/m}^2 \cdot 3600 \text{ s/h}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 20 \text{ K}} = 0,33 \text{ m}^3/\text{m}^2$$

Dette kan sammenlignes med alternativ tre, produksjonen som kan oppnås ved hjelp av et solcellepanel og en elektrisk drevet pumpe som trykksetter saltvannet. Et solcellepanel har typisk en konverteringseffektivitet fra solenergi til elektrisk strøm på 15 % (NVE et al.). Dette

betyr at en kvadratmeter solcelle produserer 150 W elektrisk strøm i 7,6 timer hver dag. Det antas at solcellepanelet ikke er nett-tilkoblet slik at produksjonen av ferskvann kun skjer når sola er framme, altså vil dette være et sanntidsanlegg. Spectra Watermakers oppgir at deres anlegg for ferskvannsproduksjon kan gjøre dette med et energiforbruk på 4,2-4,5 kWh/m³ (Spectra Watermakers Inc.). Dette vil gi en produksjon på 270 liter ferskvann per kvadratmeter solcelle per dag. Dette er vist i utregningen under.

$$V_{FV} = \frac{Pt}{W_{m^3}} = \frac{150 \text{ W/m}^2 \cdot 7,6 \text{ h/dag}}{4,2 \text{ kWh/m}^3} = 0,27 \text{ m}^3/\text{m}^2 \text{ dag}$$

Dette anlegget må dimensjoneres slik at denne produksjonen kan skje i løpet av 7,6 timer. Anlegget vil operere med høyt trykk på saltvannet hele tiden. De varmedrevne anleggene må kjøres med ekspansjon av gassen i omformerne om varmeforbruket på 30 kWh/m³ skal være sammenlignbart med et energiforbruk på 4,2 kWh/m³. I følge resultatene i

Tabell 5.8 kan anlegget drevet av et solcellepanel være omtrent 75 % av størrelsen på det varmedrevne anlegget for sanntidsproduksjon, om dette kjøres med lang ekspansjon og om produksjonen skal være den samme. Mengden vann som produseres fra de tre alternative anleggene vil altså være omtrent lik. Størrelsen på anleggene vil derimot være forskjellige. Det varmedrevne anlegget for sanntidsproduksjon vil være størst. Drives anlegget av strøm fra et solcellepanel, kan størrelsen på anlegget reduseres til 75 %. Solcellepaneler er imidlertid dyrere enn solfangere, og hvilken type anlegg som lønner seg vil avhenge av prisforskjellen mellom solcellepaneler og solfangere, kontra prisen på et større anlegg. Er anlegget drevet av varme fra et varmelager kombinert med en solfanger, vil størrelsen på anlegget reduseres ytterligere, til 25 % av størrelsen på det varmedrevne anlegget for sanntidsproduksjon. Prisen på varmelageret i forhold til prisen på et stort anlegg, vil da avgjøre hva som lønner seg. Beregningene over viser at et varmelager på en kubikkmeter vann vil være nok til å produsere 750 liter ferskvann hver dag. Dette er derfor sannsynlig at et varmelager kombinert med et mindre anlegg vil være det mest gunstige. Dette viser at et varmedrevet anlegg absolutt er sammenlignbart med et kommersielt anlegg. Et varmedrevet anlegg vil også ha den fordel at det kan kombineres med varme fra for eksempel bioenergi i perioder med lite solinnstråling.

5.4 Resultater og drøfting av forsøkene på reelt anlegg

5.4.1 Innstillinger

De ønskede driftstilstandene vist i Tabell 4.5 ble under forsøkene oppnådd ved å bruke innstillingene vist i Tabell 5.14. Pumpefrekvensen gjenspeiler hvor høy massestrømmen i kretsen er, og vil avhenge av tettheten til gassen i omformerne når omformerne er fulle av gass. Idealgassloven i likning (1.2) viser at tettheten til gassen er stor ved høye trykk og lave temperaturer. Dette gjør at det er plass til mer masse i omformerne når temperaturen er lav, og kan forklare hvorfor pumpefrekvensen øker med temperatur. Kjølevannstrømmen ser ut til å øke med grad av ekspansjon. Strømningen på varmtvannet ble ikke regulert, kun registrert.

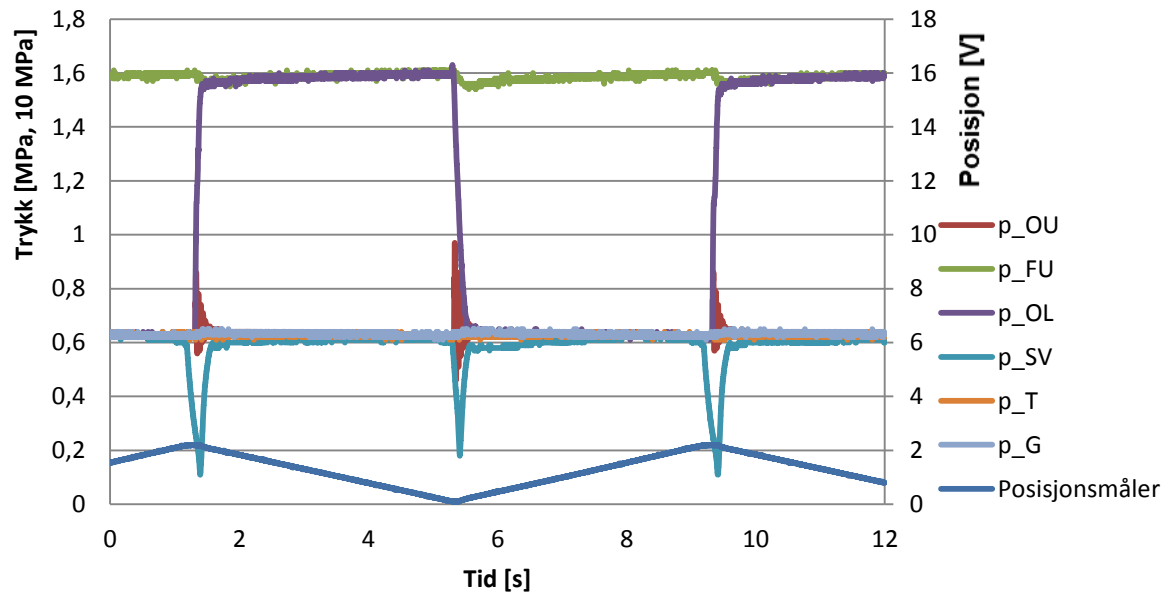
Tabell 5.14 Pumpefrekvensen, f_P , varmtvannstrømmen, \dot{V}_{VV} , og kjølevannstrømmen, \dot{V}_{KV} , som ble benyttet for å oppnå de ønskede driftstilstandene under hver kjøring.

| Kjøring | f_P [rpm] | \dot{V}_{VV} [m ³ /h] | \dot{V}_{KV} [10 ⁻⁵ m ³ /s] |
|---------|-------------|------------------------------------|---|
| 90-70 | 46 | 0,70 | 1,55 |
| 90-55 | 49 | 0,70 | 1,71 |
| 90-40 | 48 | 0,70 | 1,73 |
| 80-70 | 52 | 0,605 | 1,45 |
| 80-55 | 54 | 0,61 | 1,61 |
| 80-40 | 51 | 0,62 | 1,70 |
| 70-70 | 53 | 0,49 | 1,49 |
| 70-55 | 57,5 | 0,49 | 1,76 |
| 70-40 | 60 | 0,49 | 1,85 |

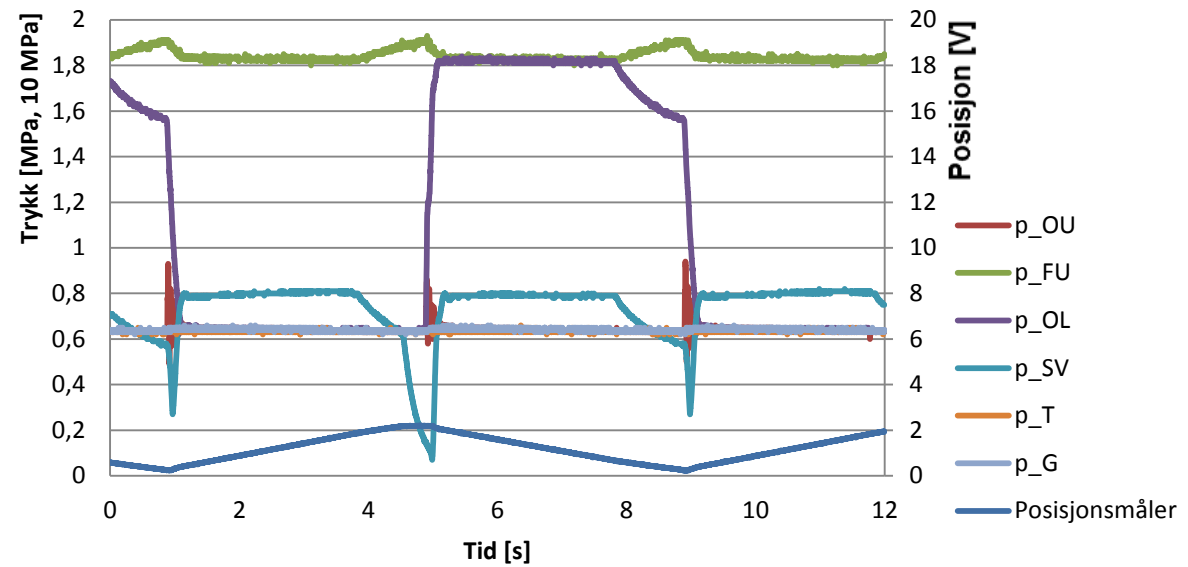
5.4.2 Grafisk framstilling av målinger

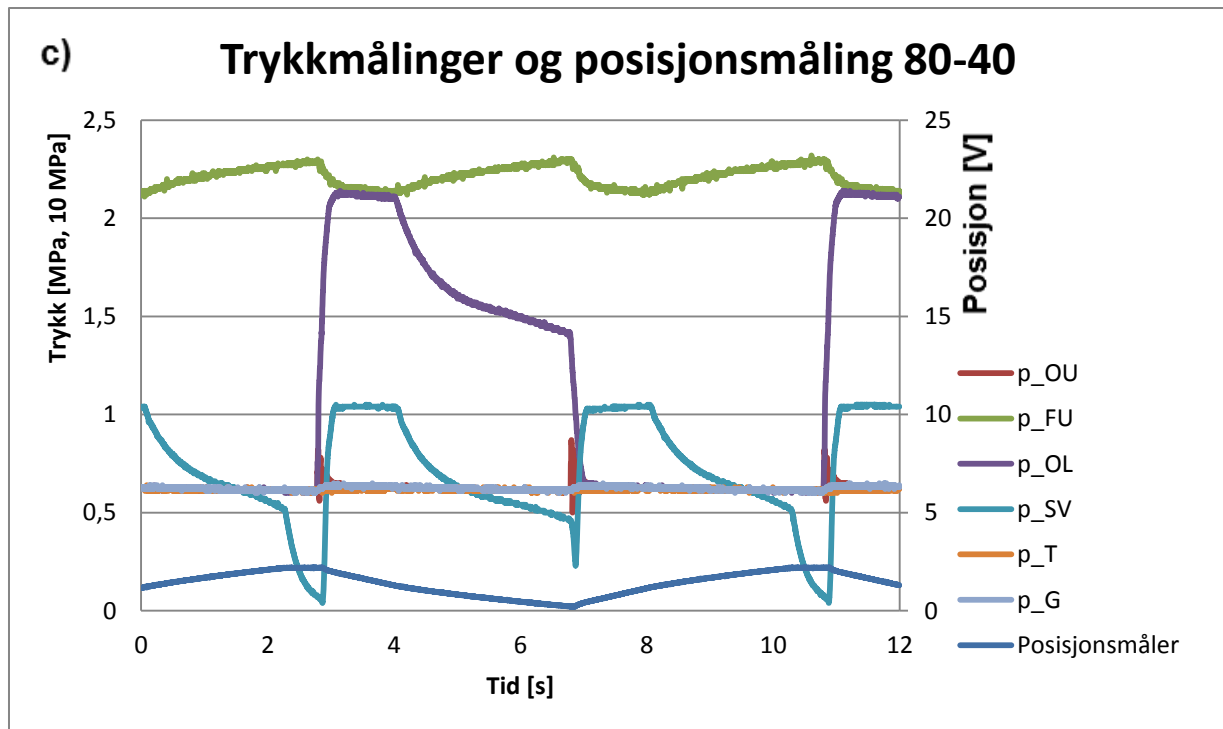
Grafene i Figur 5.18. viser hvordan de ulike trykkene i kretsen og posisjonen på stampelet endrer seg i løpet av de 12 sekundene målingene ble gjort for de tre ulike kjøringene med 80 °C på varmekilden. p_{OU} er trykket målt på utløpssiden av omformerne, p_{FU} er høytrykket i kretsen, p_{OL} er trykket målt i omformer 2, p_{SV} er trykket målt i høytrykksoljen, p_T er trykket målt i tanken og p_G er trykket målt på lavtrykksiden av gjenvinneren. p_{OU} , p_G og p_T representerer lavtrykket i kretsen, og ligger derfor over hverandre i figuren. Figur 5.18a viser kjøringen uten ekspansjon, Figur 5.18b viser kort ekspansjon og Figur 5.18c viser lang ekspansjon. Det er tydelig at trykket i omformerne og i høytrykksoljen avtar under ekspansjonen, og at feilinnstillingen av ventilene som førte til kompresjon i omformerne er rettet opp. Vær oppmerksom på at trykket kun måles i den ene omformeren, slik at målingene av dette trykket vil være lavt halve tiden. Trykket i høytrykksoljen vil derimot være høyt når trykket i denne omformeren er lavt. Dette skyldes at trykket da er høyt i den andre omformeren, og høytrykksoljen vil bli trykksatt. Tilsvarende figurer for 70 °C og 90 °C på varmekilden vil vise det samme, og er derfor ikke vist her.

a) Trykkmålinger og posisjonsmåling 80-70



b) Trykkmålinger og posisjonsmåling 80-55





Figur 5.18 Grafene viser hvordan trykkene i kretsen endret seg i løpet av 12 sekunder da maskinen ble kjørt med 80 °C på varmekilden. I a) vises kjøringen uten ekspansjon, b) viser kort ekspansjon og c) viser lang ekspansjon. Trykket i høytrykksoljen, p_{SV} , er nedskalert for å passe inn i grafene, og er egentlig ti ganger så høyt. Posisjonen til arbeidsstampelet er vist som spenningsverdier på høyre vertikallakse.

5.4.3 Posisjonsmåleren

Under forsøkene ble det oppdaget at sylindrene i clarkpumpen var forskjøvet i bevegelsesretningen på en slik måte at drivsylindren ikke fikk utnyttet sin fulle slaglengde. Dermed ble den effektive slaglengden til arbeidsstampelet redusert. Det samme ble det effektive slagvolumet til drivsylindren. Ny slaglengde ble funnet, ved hjelp av en skyvelære, til å være 97 mm. Det ble gjort to målinger av posisjonen på arbeidsstampelet når det gikk helt ut til hver ende og stanset. Ved hjelp av slaglengden og posisjonsmålingene ble en lineær sammenheng mellom posisjon og spenning, basert på de to målingene, bestemt. De to målingene ga litt ulike verdier for konstantene a og b i likning (4.46) og (4.47). Gjennomsnittet av disse to ble benyttet.

Posisjonsmålingene til arbeidsstampelet i Figur 5.18 viser at arbeidsstampelet alltid har gått helt ut til den ene enden og stoppet litt der. Dette gjelder også for de andre kjøringene. Den enden arbeidsstampelet alltid stoppet i, tilsvarer at omformer 2 er tom. Dermed vet vi at det ikke er noe dødvolum i denne omformeren som skyldes at stampelet ikke har gått helt til enden.

5.4.4 Volumendringer

Tabell 5.15 viser hvor raskt volumet av gass i omformerne har endret seg under påfylling og ekspansjon i de ulike kjøringene. Tabell 5.15 viser også hvor raskt volumendringen har endret seg i ekspansjonen. Husk at volumendringene i omformerne gjenspeiler farten på arbeidsstampelet og volumstrømmen av høytrykksolje gjennom nåleventilen da systemet er stivt.

Tabell 5.15 Volumendringene, \dot{V}_O påfyll og \dot{V}_O eksp, i omformerne under påfyllingen og ekspansjonen. Volumendringen avtar i løpet av ekspansjonen og er derfor oppgitt som et gjennomsnitt. Volumendringene, \dot{V}_O start eksp og \dot{V}_O slutt eksp, under starten og slutten av ekspansjonen er også vist. Det samme er endringen i volumendring, $d\dot{V}_O \text{ eksp}/dt$, under ekspansjonen. Volumendringene er oppgitt i $10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$.

| Kjøring | \dot{V}_O påfyll | \dot{V}_O eksp | \dot{V}_O start eksp | \dot{V}_O slutt eksp | $d\dot{V}_O \text{ eksp}/dt$ |
|---------|--------------------|------------------|------------------------|------------------------|------------------------------|
| 90-70 | 0,58 | | | | |
| 90-55 | 0,67 | 0,51 | 0,59 | 0,48 | -0,10 |
| 90-40 | 0,81 | 0,41 | 0,55 | 0,31 | -0,07 |
| 80-70 | 0,69 | | | | |
| 80-55 | 0,68 | 0,51 | 0,56 | 0,47 | -0,12 |
| 80-40 | 0,98 | 0,49 | 0,70 | 0,38 | -0,10 |
| 70-70 | 0,69 | | | | |
| 70-55 | 0,73 | 0,53 | 0,63 | 0,45 | -0,15 |
| 70-40 | 0,93 | 0,47 | 0,74 | 0,37 | -0,11 |

Siden alle kjøringene er tatt med lik syklustid, må gjennomsnittlig volumendring i omformerne være omtrent lik for alle kjøringene. Endringen vil variere litt da arbeidsstampelet ikke står like lenge i enden i alle kjøringene. Tabell 5.15 viser at volumendringen under påfyllingen er størst når maskinen kjøres med lang ekspansjon. Dette må den være fordi volumendringen vil avta mye i løpet av ekspansjonen. Volumendringen endrer seg mest under ekspansjonen når ekspansjonen er kort og temperaturen er lav.

Likning (3.5) viser at volumet i omformerne er proporsjonalt med volumet av høytrykksolje som presses gjennom nåleventilen. Volumendringene vil derfor styres av trykket på høytrykksoljen og motstanden til nåleventilen. Siden kjøringene er tatt med lik syklustid istedenfor lik motstand, vil ikke volumendringene gjenspeile trykket i høytrykksoljen. Volumendringene avhenger derfor mest av hvor lenge ekspansjonen har foregått, og om eller hvor lenge arbeidsstampelet har stått i enden. I 90-40 kjøringen var volumendringen en del mindre enn volumendringen i 80-40 og 70-40 kjøringen. Dette skyldes hovedsakelig at arbeidsstampelet brukte mindre av slaglengden i 90-40 kjøringen. Hadde alle kjøringene blitt gjort med samme motstand i nåleventilen, ville volumendringene stått i forhold til trykket i høytrykksoljen. Volumendringene i de ulike kjøringene kunne da blitt sammenlignet med tanke på produksjonen i et RO-anlegg.

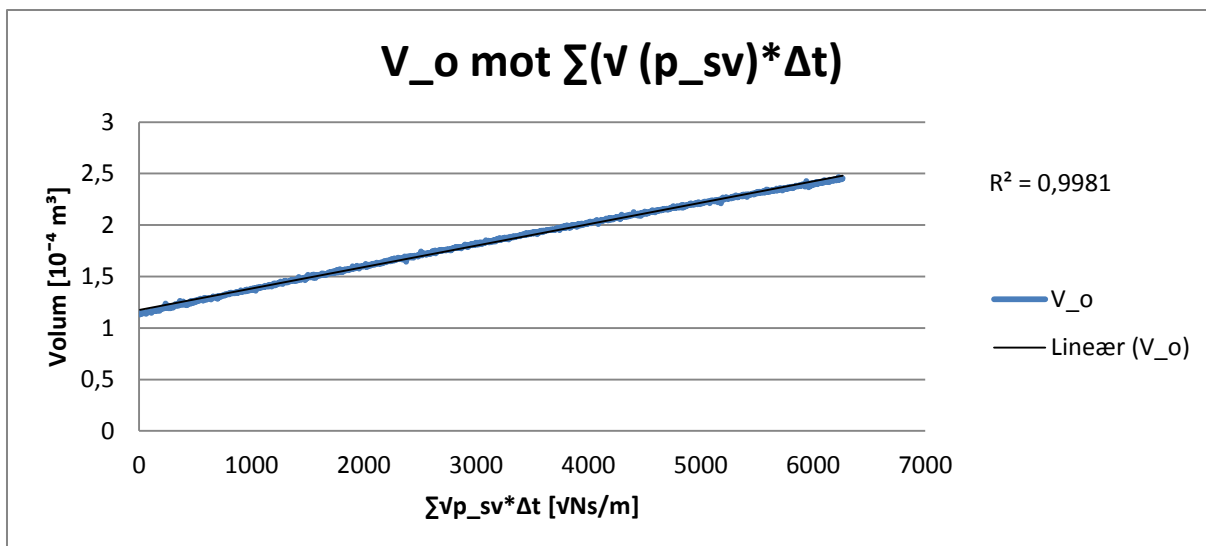
5.4.5 Motstanden i nåleventilen

Motstanden i nåleventilen er konstant under hver kjøring. Volumendringen i omformerne vil derfor, i følge likning (3.1), være proporsjonal med kvadratroten av trykket i høytrykksoljen. Om motstanden hadde vært en RO-membran, ville volumstrømmen vært proporsjonal med motstanden, i følge likning (2.20). Vi ville undersøke om motstanden i ventilen, innenfor sitt arbeidsområde, kan antas å oppføre seg likt motstanden i en RO-membran. Målingene av volumet i omformer 2 og trykket i høytrykksoljen fra 70-40 kjøringen ble analysert. I denne ekspansjonen er arbeidsområdet til ventilen trykk mellom 8,5 og 3,9 MPa, som vist i Tabell 5.16 under, og volumstrømmer mellom 8 ml/s og 4 ml/s. Volumstrømmene er bestemt ut i fra Tabell 5.15 og forsterkningen til clarkpumpen.

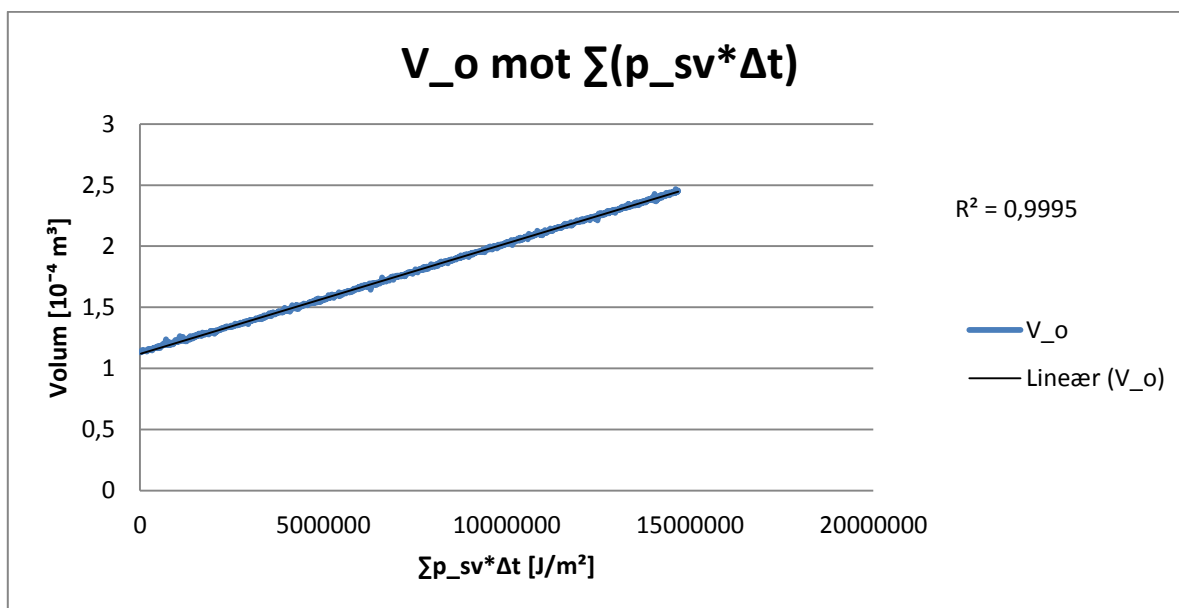
Volumet i omformeren, V_o , skal, om trykkfallet, p_{SV} , over ventilen er gitt av likning (3.1), avhenge av trykket på følgende måte

$$V_o = XK \sum \sqrt{p_{SV}} \Delta t$$

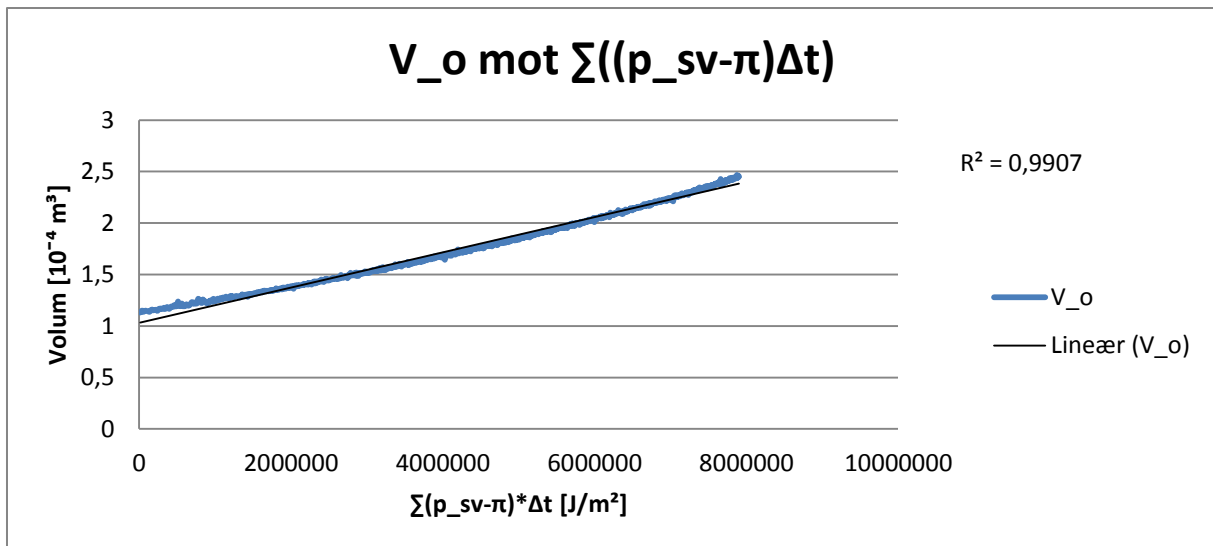
Da målingene som er gjort er diskrete, må det gjøres en diskret summasjon for å undersøke sammenhengen mellom volumet i omformerne og trykket i høytrykksoljen. Δt er tiden mellom hver av målingene i serien. X er forsterkningen i clarkpumpen og er en maskinspesifikk konstant. K er gitt i likning (3.1) og er konstant for hver enkelt kjøring, men vil avhenge av innstillingen av nåleventilen. Volumet i omformeren skal da være en lineær funksjon av $\sum \sqrt{p_{SV}} \Delta t$. Figur 5.19 viser volumet i omformeren plottet mot $\sum \sqrt{p_{SV}} \Delta t$ under ekspansjonen i 70-40 kjøringen. En lineær tilpasning gir $R^2=0,9981$, altså stemmer dette meget bra. I Figur 5.20 har volumet blitt plottet mot $\sum p_{SV} \Delta t$ for å undersøke om volumstrømmen gjennom nåleventilen kan antas å være lineær med trykket i høytrykksoljen i arbeidsområdet til motstanden. En lineær tilpasning gir her $R^2=0,9995$, og viser at motstanden kan antas å være lineær innenfor dens arbeidsområde. Om motstanden til maskinen var en RO-membran, hvor volumstrømmen er proporsjonal med forskjellen mellom saltvannstrykk og osmotisk trykk, π , skulle volumet i omformerne økt lineært med $\sum (p_{SV} - \pi) \Delta t$. Figur 5.21 viser at strømningen til en god tilnærming også øker lineært med forskjellen mellom saltvannstrykk og det osmotiske trykket til sjøvann. Motstanden i ventilen fungerer altså som en ganske god tilnærming til motstanden i en RO-membran, innenfor dette arbeidsområdet.



Figur 5.19 Grafen og den lineære tilpasningen viser at volumet i omformeren endrer seg proporsjonalt med kvadratroten av trykket i høytrykksoljen summert over tiden som har gått. Dette viser at volumstrømmen følger likning (3.1) og endrer seg proporsjonalt med kvadratroten av trykket i høytrykksoljen. Grafen er laget med måledata fra 70-40 kjøringen. Skjæringspunktet mellom grafen og vertikalaksen representerer volumet i omformeren når ekspansjonen starter. Stigningstallet til grafen representerer motstanden i nåleventilen og forsterkningen til clarkpumpen.



Figur 5.20 Grafen og den lineære tilpasningen viser at volumet i omformeren endrer seg proporsjonalt med trykket i høytrykksoljen summert over tiden som har gått. Dette viser at volumstrømmen endrer seg proporsjonalt med trykket i høytrykksoljen. Grafen er laget med måledata fra 70-40 kjøringen.



Figur 5.21 Grafen og den lineære tilpasningen viser at volumet i omformeren endrer seg tilnærmet proporsjonalt med forskjellen mellom trykket i høytrykksoljen og det osmotiske trykket, summert over tiden som har gått. Dette viser at volumstrømmen endrer seg proporsjonalt med denne forskjellen i trykk. Grafen er laget med måledata fra 70-40 kjøringen.

At motstanden i nåleventilen er en god tilnærming til en reell RO-membran er positivt for forsøkene, siden motstanden styrer hvor raskt volumet i omformerne vil endre seg under ekspansjonen, og dette da blir ganske likt som for et reelt RO-anlegg. Forskjellen mellom nåleventilen og en RO-membran vil vise seg når trykket i høytrykksoljen faller under det osmotiske trykket, som er 2,5 MPa for sjøvann. Da vil ventilen fortsatt slippe oljen igjennom, mens en RO-membran da ville stoppet strømmen av ferskvann. Dette blir på en måte analogt med at arbeidsstempelet går til enden. Figur 5.18 viser at trykket i høytrykksoljen faller godt under 2,5 MPa når arbeidsstempelet står i enden. I et reelt anlegg vil det kunne brukes en akkumulator til å få et jevnere trykk på saltvannet, slik at trykket aldri faller under 2,5 MPa, selv når arbeidsstempelet snur.

5.4.6 Trykkene

Trykkene i kretsen ble bestemt som beskrevet i kapittel 4.3.11, og er vist i Tabell 5.16. Tabell 5.16 viser at høytrykket i kjøringene, p_{FU} , og trykket i omformerer etter ekspansjonen, $p_{OL\ eksp}$, stemmer godt overens med de trykkene som ble bestemt i forsøksoppsettet (Tabell 4.5). Da clarkpumpen som ble brukt i forsøkene har en fast forsterkning, vil ikke trykkene i høytrykksoljen være lik de ønskede trykkene på saltvannet i et RO-anlegg.

Tabell 5.16 Hvordan trykkene i kretsen og høytrykksoljen har vært i de ulike forsøkene. Figur 4.1 viser hvor på anlegget de ulike trykkmålingene er gjort. Trykkene er bestemt ut i fra gjennomsnittet av flere målinger, og er rundet av til to desimaler. Trykkene er oppgitt i MPa.

| Kjøring | p_T | p_{FU} | $p_{OL\ maks}$ | $p_{OL\ slutt\ påfyll}$ | $p_{OL\ eksp}$ | p_{OU} | p_G | $p_{SV\ maks}$ | $p_{SV\ min}$ |
|---------|-------|----------|----------------|-------------------------|----------------|----------|-------|----------------|---------------|
| 90-70 | 0,61 | 1,66 | 1,65 | 1,68 | | 0,61 | 0,61 | 6,86 | |
| 90-55 | 0,61 | 1,94 | 1,89 | 1,92 | 1,64 | 0,62 | 0,62 | 8,86 | 6,69 |
| 90-40 | 0,61 | 2,37 | 2,19 | 2,29 | 1,55 | 0,62 | 0,62 | 11,40 | 5,88 |
| 80-70 | 0,63 | 1,59 | 1,58 | 1,60 | | 0,63 | 0,63 | 5,94 | |
| 80-55 | 0,63 | 1,84 | 1,80 | 1,82 | 1,56 | 0,64 | 0,64 | 7,77 | 5,76 |
| 80-40 | 0,62 | 2,21 | 2,02 | 2,13 | 1,41 | 0,63 | 0,62 | 9,83 | 4,63 |
| 70-70 | 0,64 | 1,48 | 1,47 | 1,49 | | 0,64 | 0,64 | 5,07 | |
| 70-55 | 0,62 | 1,75 | 1,70 | 1,73 | 1,46 | 0,63 | 0,63 | 7,14 | 5,00 |
| 70-40 | 0,58 | 1,98 | 1,80 | 1,93 | 1,29 | 0,59 | 0,59 | 8,45 | 3,92 |

Høytrykket i kretsen

Figur 5.18b og c viser at høytrykket, p_{FU} , i kretsen øker i løpet av ekspansjonen, og at jo lenger ekspansjonen varer, jo mer vil det øke. Når maskinen kjøres med ekspansjon i omformerne, vil begge inn-ventilene være lukket samtidig i en periode av syklusen. Pumpen pumper kontinuerlig, og arbeidsmediet vil da bli pumpet inn i et lukket volum. Når arbeidsmediet fordampes inn i et lukket volum, må tettheten øke. Temperaturen kan ikke øke mye, siden temperaturen, T_{VVI} , på varmtvannet og temperaturen, T_{FU} , på arbeidsmediet som kommer ut av fordampere allerede er tilnærmet like, og det derfor ikke er mer varme å hente. Temperaturene er vist i Tabell 5.20 og Tabell 5.21 under. Dermed fører økningen i tetthet til en ren trykkøkning. Når trykket på høytrykksiden øker, må kokepunktet til arbeidsmediet også øke. En trykkøkning på 0,1 MPa vil føre til at kokepunktet stiger med 2 - 2,5 K. Dermed vil arbeidsmediet måtte ta til seg mer varme i fordampere, før det kan fordampe. Dette fører til at trykkøkningen bremses av at arbeidsmediet hindres i å fordampe. Dette kan også observeres i Figur 5.18c, hvor trykkøkningen har en tendens til å være raskere i starten, for så å flate ut. Hvis volumet av høytrykksiden i kretsen er stort i forhold til ekspansjonstiden, vil trykkøkningen være mindre. Pumpearbeidet vil øke i takt med økningen i høytrykket under ekspansjonen. Derfor er det fornuftig å bruke et gjennomsnitt av disse målingene når pumpearbeidet skal bestemmes.

Trykkøkningen gjør at trykkforskjellen mellom høytrykkssiden og lavtrykkssiden er høyere idet inn-ventilen åpner. Gass vil da raskt strømme inn i det lille volumet i omformerne når inn-ventilene åpnes. Dette fører til at tettheten og trykket raskt synker på høytrykkssiden når trykket inne i omformeren raskt øker (se Figur 5.18b og c). Trykkfallet forplanter seg bakover til fordampere og gir et temperaturfall. Dette vil føre til at energi suges inn i den nå kaldere gassen fra de varme veggene i varmeveksleren. Det kan se ut til at energi trekkes inn i gassen i pulser når det kjøres med ekspansjon.

Lavtrykket i kretsen

Målingene vist i Tabell 5.16 viser at tanktrykket, p_T , ligger omtrent 0,1 MPa over lavtrykket i de ideelle syklusene som ble analysert teoretisk. Dette betyr at væsken i tanken er underkjølt i forsøkene, da temperaturen i tanken er den samme både teoretisk og eksperimentelt. Dette kan skyldes at det er litt luft i systemet.

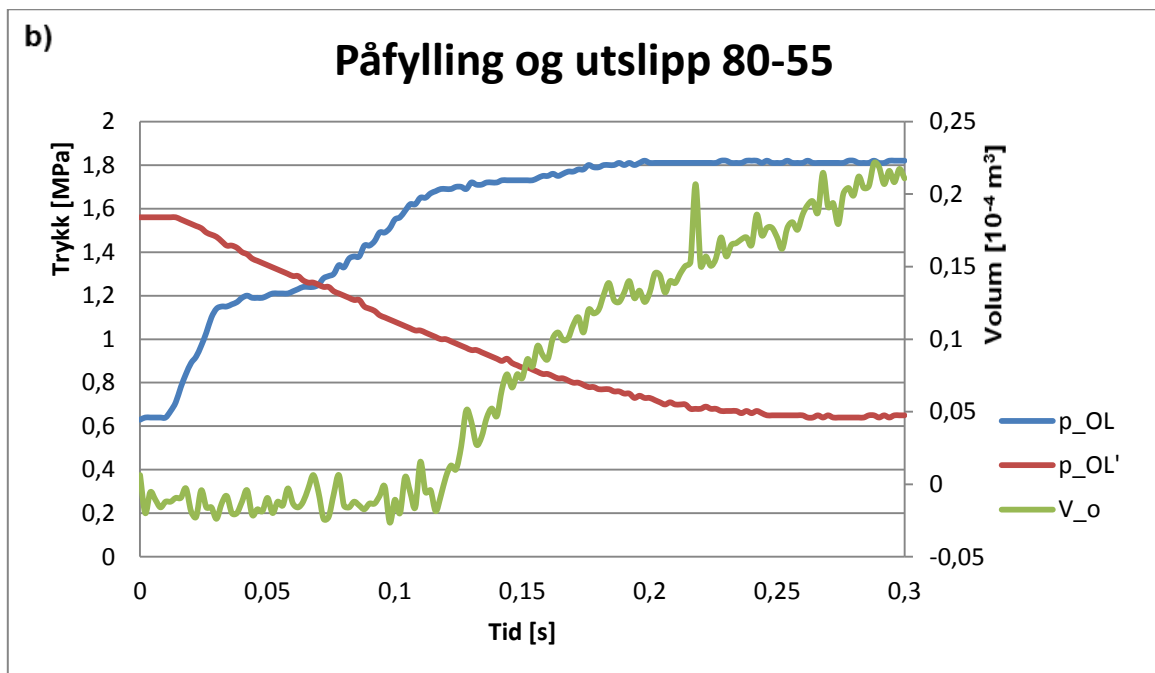
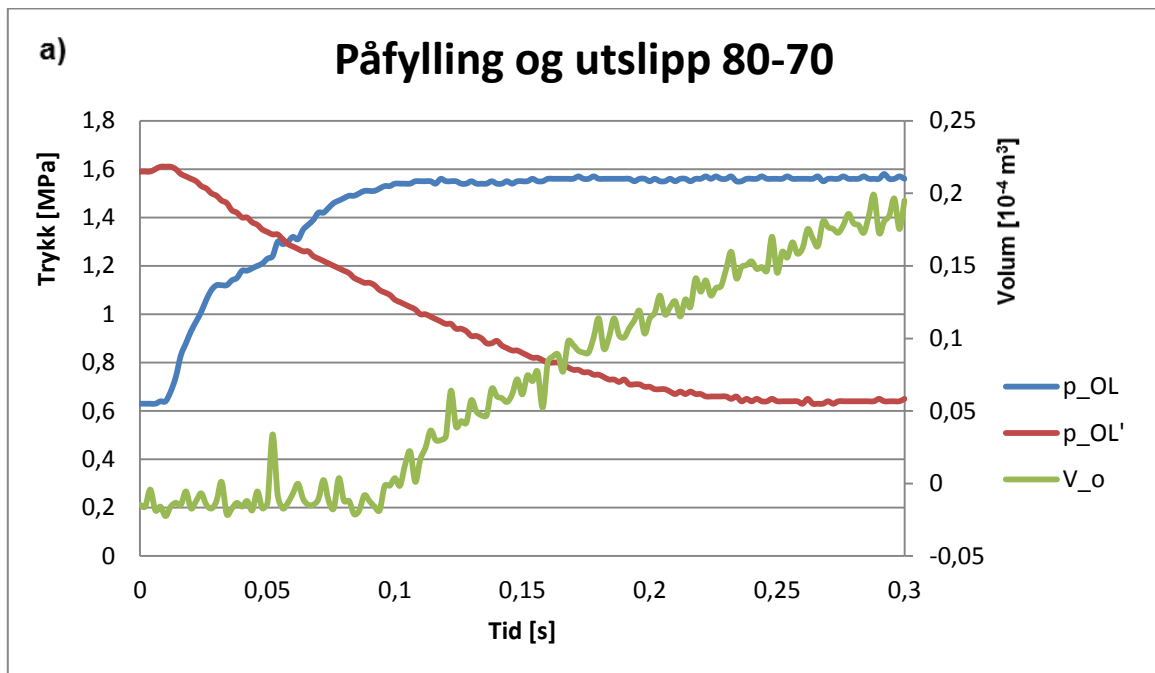
Trykktap i kretsen

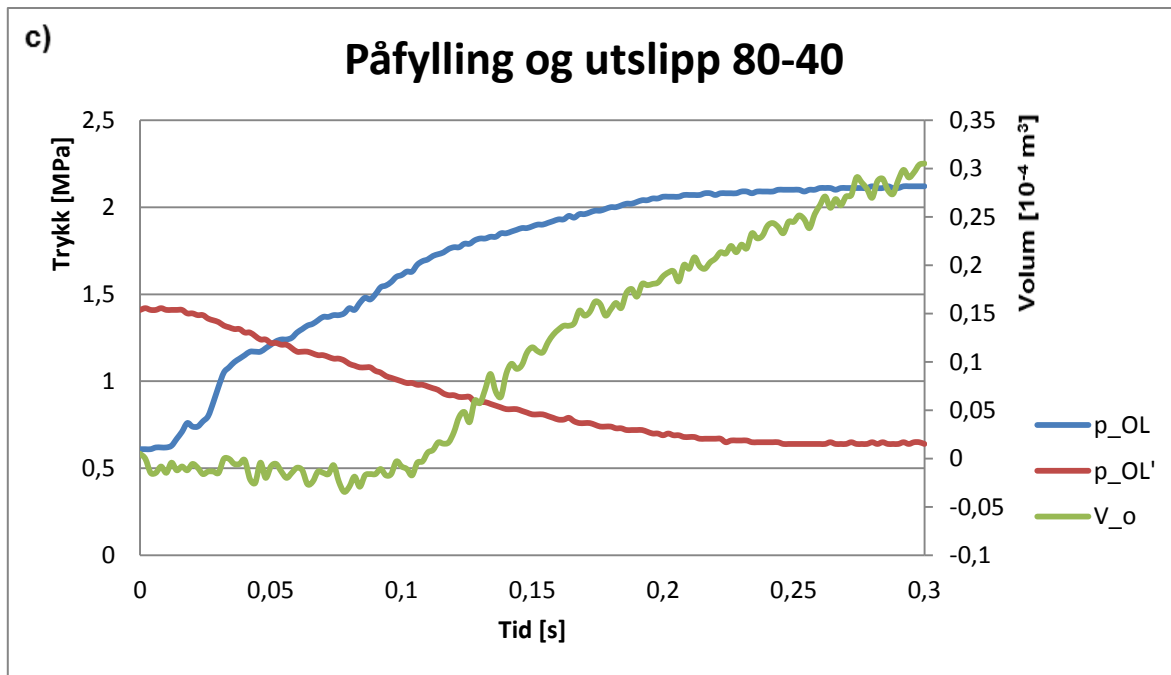
I en strømning vil det være trykktap som skyldes endring i fartsretning, friksjon eller andre hindringer. Disse tapene vil øke med kvadratet av hastigheten i strømningen (Finnemore et al. 2002). På lavtrykkssiden av kretsen måles trykket tre steder. Målingene viser at trykket i tanken, p_T , er litt lavere enn trykket i gjenvinneren, p_G , som igjen er litt lavere enn trykket som er målt etter utgangen av omformerne, p_{OU} . Dette indikerer at det er litt trykktap på vei gjennom varmevekslerne og i rørene, hvilket stemmer bra med teorien.

Figur 5.18c viser at det også er litt trykktap mellom høytrykkssiden i kretsen og innsiden av omformeren. Dette kan ikke observeres i Figur 5.18a og b. Hastigheten på gassen vil være gitt av volumendringen i omformerne under påfyllingen vist i Tabell 5.15. Hastigheten på gassen er størst når den observerte forskjellen i trykk mellom innsiden og utsiden av omformerne er størst. Dette stemmer bra med teorien. Trykkforskjellen som Tabell 5.16 viser, er litt villedende, da høytrykket, $p_{OL maks}$, i omformeren er regnet ut ved å inkludere måleverdiene fra trykket begynner å øke. Dette vil dra ned gjennomsnittet litt. I tillegg er høytrykket, p_{FU} , i kretsen høyere enn under påfyllingen, siden trykkøkningen som skjer under ekspansjonen er inkludert i gjennomsnittet vist i Tabell 5.16.

Trykkene i omformerne

Figur 5.22 viser hvordan trykkene i omformerne, p_{OL} og p'_{OL} , endrer seg idet den ene omformer begynner å fylles med gass og den andre begynner å tømmes. Husk at trykkene ikke er målt samtidig, da trykket kun måles i én omformer. Trykkene som vises er målt i den samme omformer med et mellomrom på en halv periode. Hvordan volumet endrer seg i omformer som påfylles, er også vist. Figur 5.22 viser målingene fra 80-70, 80-55 og 80-40 kjøringene.





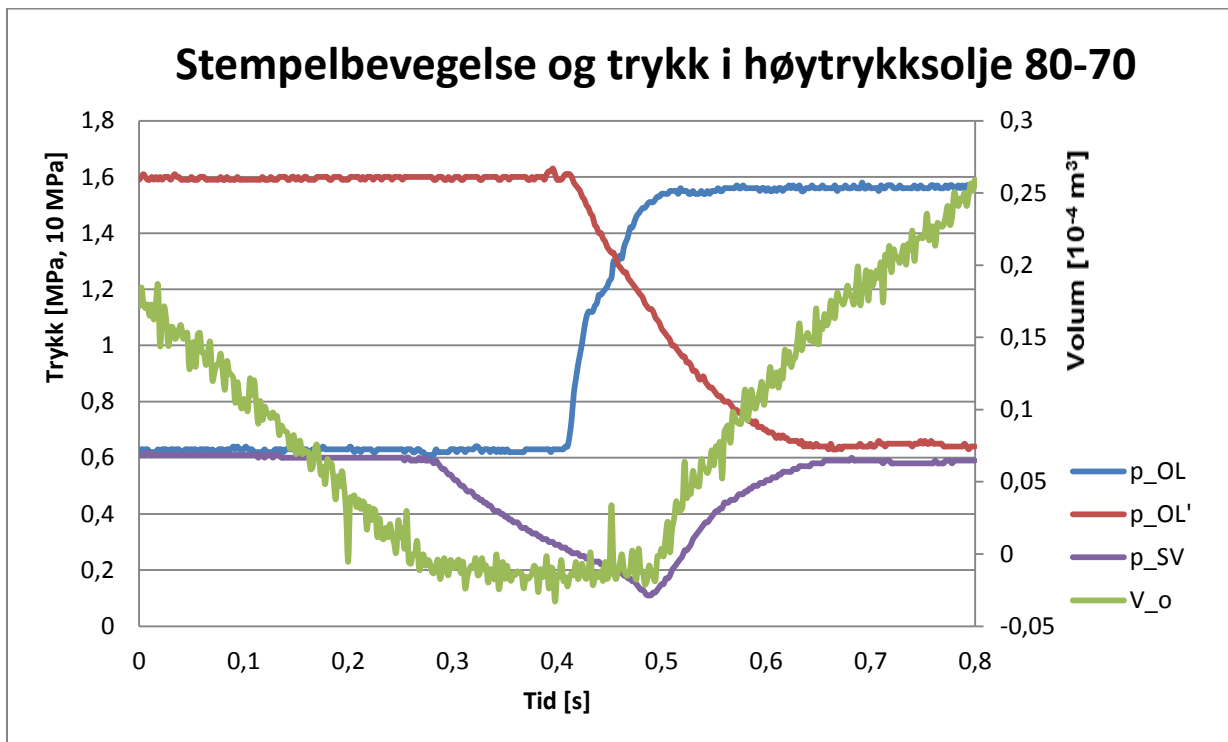
Figur 5.22 Grafene viser hvordan trykket i begge omformerne endrer seg fra inn-ventilen til den ene omformeren, og ut-ventilen til den andre, åpnes og 0,3 sekunder fremover. Hvordan volumet i omformerene som fylles på med gass endrer seg, er vist på høyre vertikallakse. Målingene er hentet fra kjøringene med 80 °C på varmekilden. I a) vises kjøringen uten ekspansjon, i b) vises kjøringen med kort ekspansjon, og i c) vises kjøringen med lang ekspansjon.

Figur 5.22a viser at trykket endres mye raskere i omformerene som fylles på enn i den som tømmes. Her er trykkforskjellen over begge ventilene lik når de åpnes, og hastigheten på gassen inn og ut av omformerne vil være lik. Da vil trykket endre seg raskest der volumet er lite, altså i den omformerene som skal fylles på. Når maskinen har blitt kjørt med ekspansjon, vil trykkforskjellen over ut-ventilen være mindre enn over inn-ventilen når ventilene åpnes. Trykket skal da endre seg mindre i omformerene som tømmes, og trykkene i omformerene vil derfor bruke mer lik tid på å stabilisere seg. Dette er vist i Figur 5.22b og c. Figur 5.22 viser at det tar litt tid etter at trykket i den ene omformerene har blitt høyere enn trykket i den andre, og kreftene på arbeidsstampelet fra drivoljen har skiftet retning, før volumet begynner å endre seg. Etter at volumet har begynt å endre seg, vil trykkendringen skje saktere. Dette skyldes både at volumet har begynt å endre seg, og at hastigheten på gassen inn og ut av omformerene avtar etter hvert som trykkforskjellen på hver side av ventilene blir mindre.

5.4.7 Stempelbevegelse og trykket i høytrykksoljen

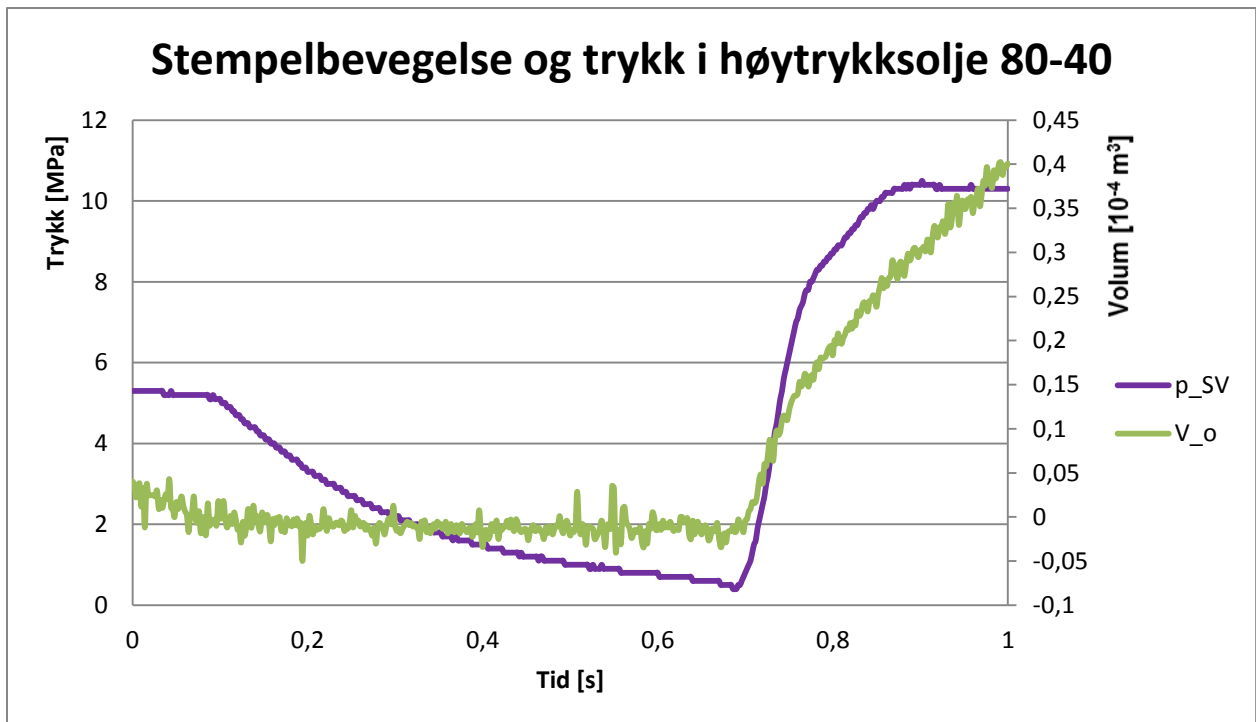
Figur 5.23 viser volumet i omformerene, V_o , og trykkene i omformerene og høytrykksoljen, p_{SV} , når arbeidsstampelet går til enden, stopper og snur. Volumet i omformerene representerer bevegelsen til arbeidsstampelet, siden posisjonen på arbeidsstampelet og volumet i omformerene er proporsjonale. Det er tydelig at trykket i høytrykksoljen følger bevegelsen på arbeidsstampelet. Trykket avtar raskt når arbeidsstampelet stopper og slutter å presse høytrykksoljen gjennom nåleventilen, altså når volumet i omformerene er konstant. Trykket på hver side av nåleventilen vil da utlignes, og trykket i høytrykksoljen vil bli likt trykket i oljetanken, selv om det fortsatt er en forskjell mellom trykkene i omformerene.

Trykket øker raskt igjen med en gang arbeidsstampelet begynner å bevege på seg og volumet i omformeren øker. Dette viser at systemet er stivt, altså at høytrykksoljen er inkompressibel. Det ser ut til at alle sensorene har reagert like raskt på endringene.

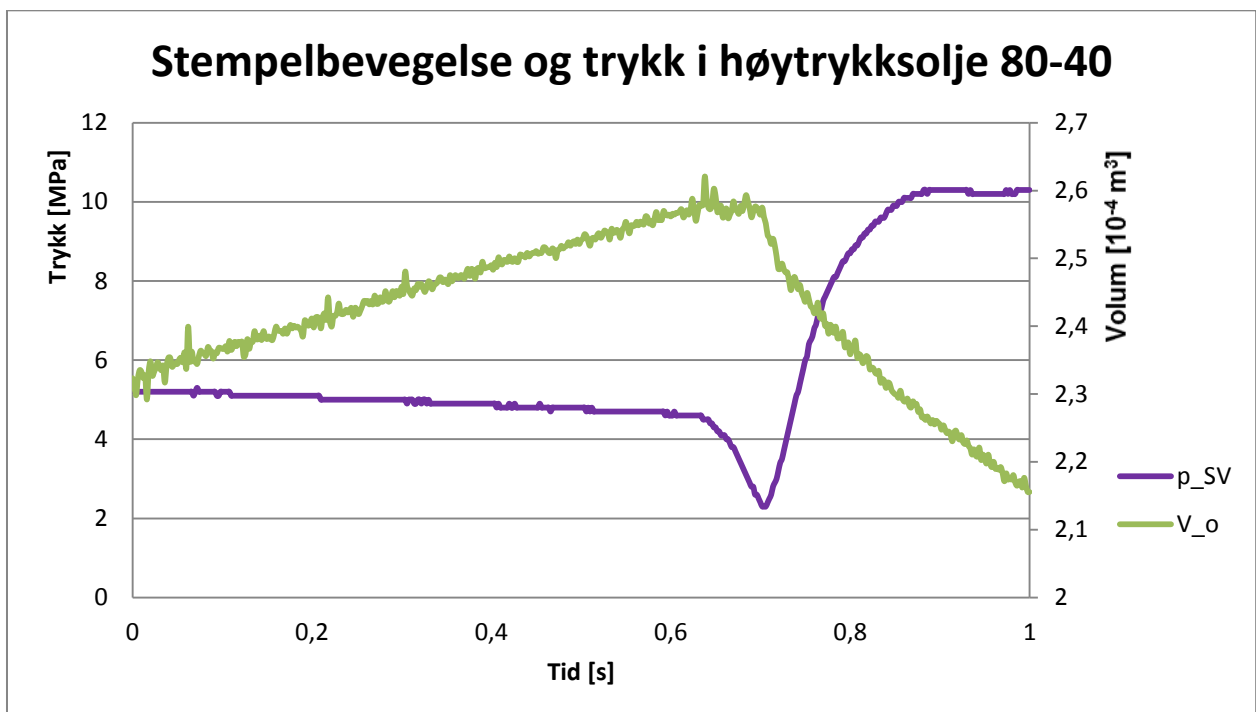


Figur 5.23 Hvordan trykkene i omformerne og i høytrykksoljen endrer seg når arbeidsstampelet går til enden, stopper og snur. Volumet i omformeren er vist på høyre vertikalkakse, da denne representerer posisjonen på arbeidsstampelet. Legg merke til at trykket i høytrykksoljen er nedskalert med en faktor på ti. Når tiden er 0,4 sekunder, bytter omformerne rolle fra påfylling til utlipp, og motsatt.

Figur 5.24 og Figur 5.25 viser hva som skjer med trykket i høytrykksoljen når arbeidsstampelet skal skifte retning. Figur 5.24 viser et tilfelle hvor stampelet har gått til enden og stoppet i 0,5 sekunder. Her synker trykket i høytrykksoljen med omtrent 5 MPa og forsvinner nesten helt. Dette ville ført til en stans i produksjonen av ferskvann i et RO-anlegg. Figur 5.25 viser hva som skjer om arbeidsstampelet ikke stopper i enden, og bruker omtrent 0,1 sekunder på å snu. Her rekker ikke trykket i høytrykksoljen å falle mer enn 2 MPa før arbeidsstampelet begynner å bevege seg i den andre retningen. I et RO-anlegg ville ferskvannsproduksjonen da ikke sunket så mye. Arbeidsstampelet bør derfor aldri få lov til å stå i ro. I et hendelsesstyrt anlegg vil stampelet snu før det går til enden. Problemet med produksjon som synker og faller bort på grunn av at trykket på saltvannet (høytrykksoljen) faller når arbeidsstampelet skal snu, kan løses med en flersylindra maskin med flere omformere og clarkpumper, og en akkumulatortank med gass under trykk.



Figur 5.24 Hvordan trykket i høytrykksoljen endrer seg når arbeidsstempleet i clarkpumpen skal skifte retning. Arbeidsstempleets posisjon er representert ved volumet i omformerer på høyre vertikalakse. Arbeidsstempleet har gått helt til enden og stått stille en stund før det snur. Dette ser man av volumet i omformerer som ligger rundt null i omtrent 0,5 sekunder. Trykket vises på venstre vertikalakse. Målingene er hentet fra 80-40 kjøringen.

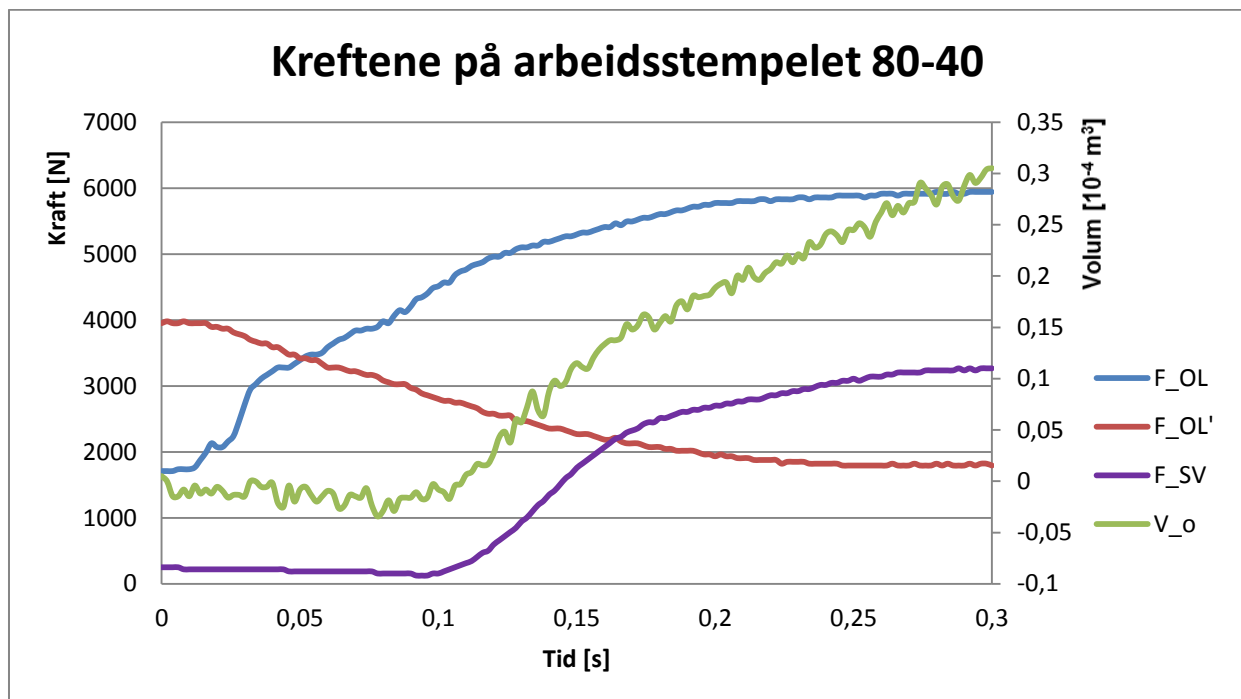


Figur 5.25 Hvordan trykket i høytrykksoljen endrer seg når arbeidsstempleet i clarkpumpen skal skifte retning. Stempleets posisjon er representert ved volumet i omformerer og vist på høyre vertikalakse. Arbeidsstempleet har ikke gått helt til enden før det snur. Dette ser man av volumet som kun er på topp i maksimalt 0,1 sekund. Dette er tiden det vil ta å snu bevegelsesretningen til arbeidsstempleet. Trykket vises på venstre vertikalakse. Målingene er hentet fra 80-40 kjøringen.

Figur 5.22, Figur 5.23, Figur 5.24 og Figur 5.25 viser at volumet endrer seg raskt med en gang det begynner å endre seg. Dette betyr at arbeidsstampelet beveger seg raskt med en gang det snur. Dette skyldes at når stampelet begynner å bevege på seg, særlig etter å ha stått stille i enden, vil mottrykket fra høytrykksoljen være lavt. Med en gang stampelet begynner å bevege på seg, vil dette trykket bygge seg opp, og bremse stampelet. Etter kort tid vil trykkene som virker på stampelet stabilisere seg, og volumøkningen i omformerer og farten på arbeidsstampelet blir konstant.

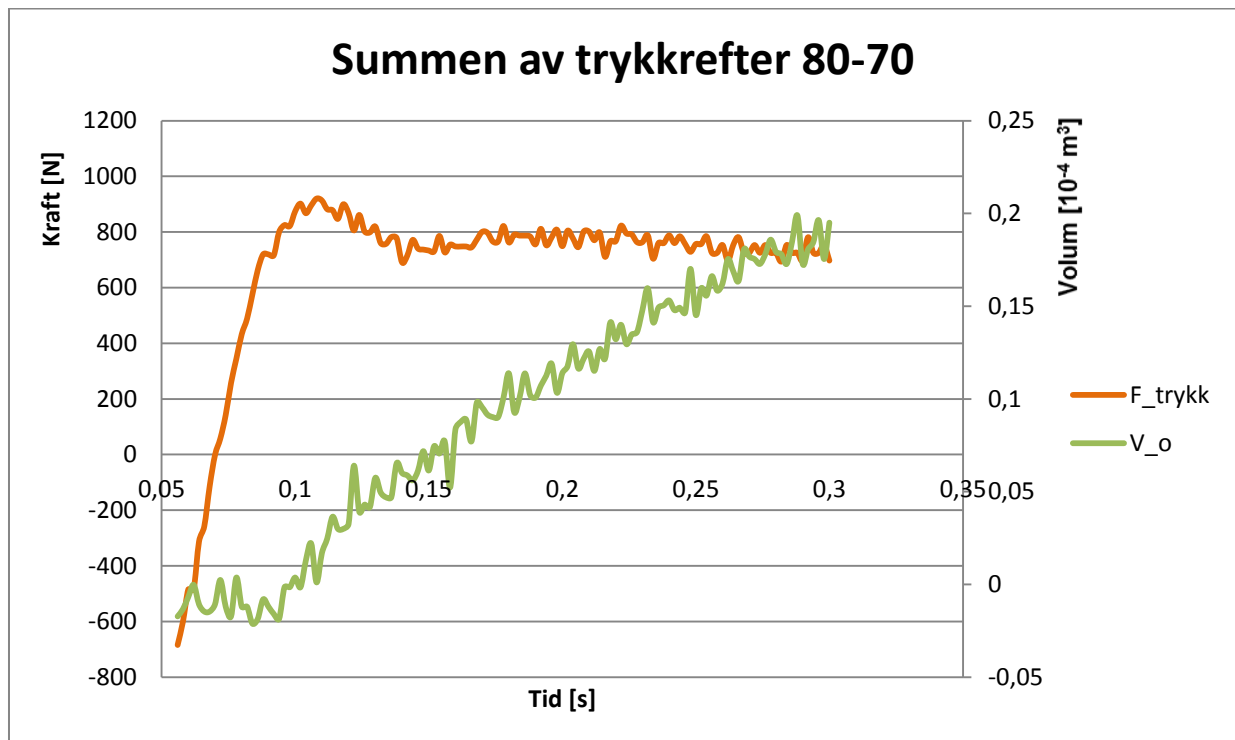
5.4.8 Krefte på arbeidsstampelet

I alle forsøkene har arbeidsstampelet gått helt til enden når omformerer som trykket måles i er tom. Derfor stopper arbeidsstampelet av møtet med veggene i sylindrene, og ikke av kreftene fra drivoljen og høytrykksoljen. Krefte på arbeidsstampelet fra drivoljen, F_{OL} og F'_{OL} , og høytrykksoljen, F_{SV} , når den ene inn-ventilen åpner, er bestemt fra likning (4.48) og vist i Figur 5.26 for 80-40 kjøringen. Krefte endrer seg proporsjonalt med trykkene, men med ulik proporsjonalitetskonstant. Kraften fra høytrykksoljen er liten når arbeidsstampelet står i ro. Figur 5.26 viser at stampelet ikke begynner å bevege seg tilbake med en gang summen av kreftene på stampelet fra drivoljen skifter retning, altså der F_{OL} og F'_{OL} krysser hverandre i figuren. Dette skyldes at det også virker andre krefter på stampelet.



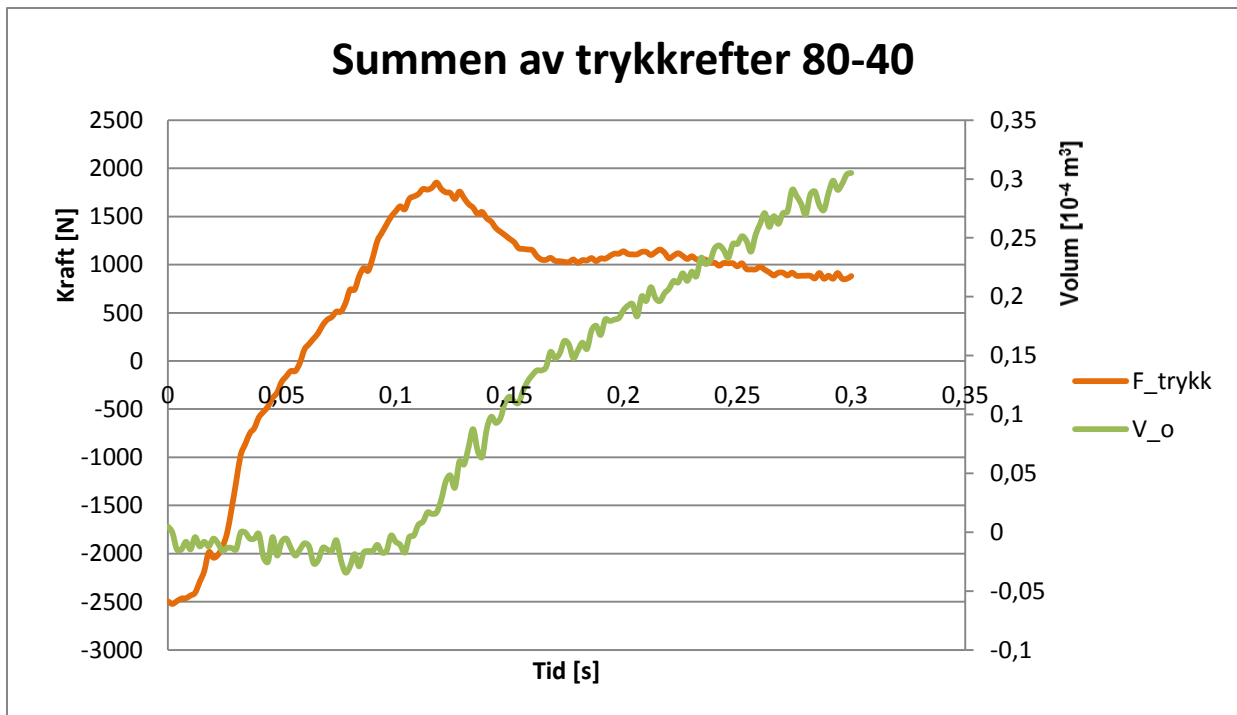
Figur 5.26 Hvordan kreftene på stampelet fra høytrykksoljen og oljen i drivsylindren endrer seg idet den ene inn-ventilen åpnes. Figuren viser det samme tidsrommet av kjøring 80-40 som Figur 5.22c.

Figur 5.27 viser summen av kreftene, F_{trykk} , på stampelet fra drivoljen og høytrykksoljen i 80-70 kjøringen sammen med bevegelsen til arbeidsstampelet representert av volumet i omformeren. Arbeidsstampelet begynner å bevege seg når summen av kreftene er omtrent 900 N, deretter vil summen av disse kreftene avta til litt under 800 N mens stampelet er i bevegelse. Legg merke til grafens likhet med en graf for statisk og dynamisk friksjon (Tipler & Mosca 2008). I denne kjøringen har arbeidsstampelet stått i enden. Kraftene på stampelet må derfor overvinne den statiske friksjonen i clarkpumpen for å få stampelet i bevegelse. Deretter er det glidefriksjonen som gjelder.

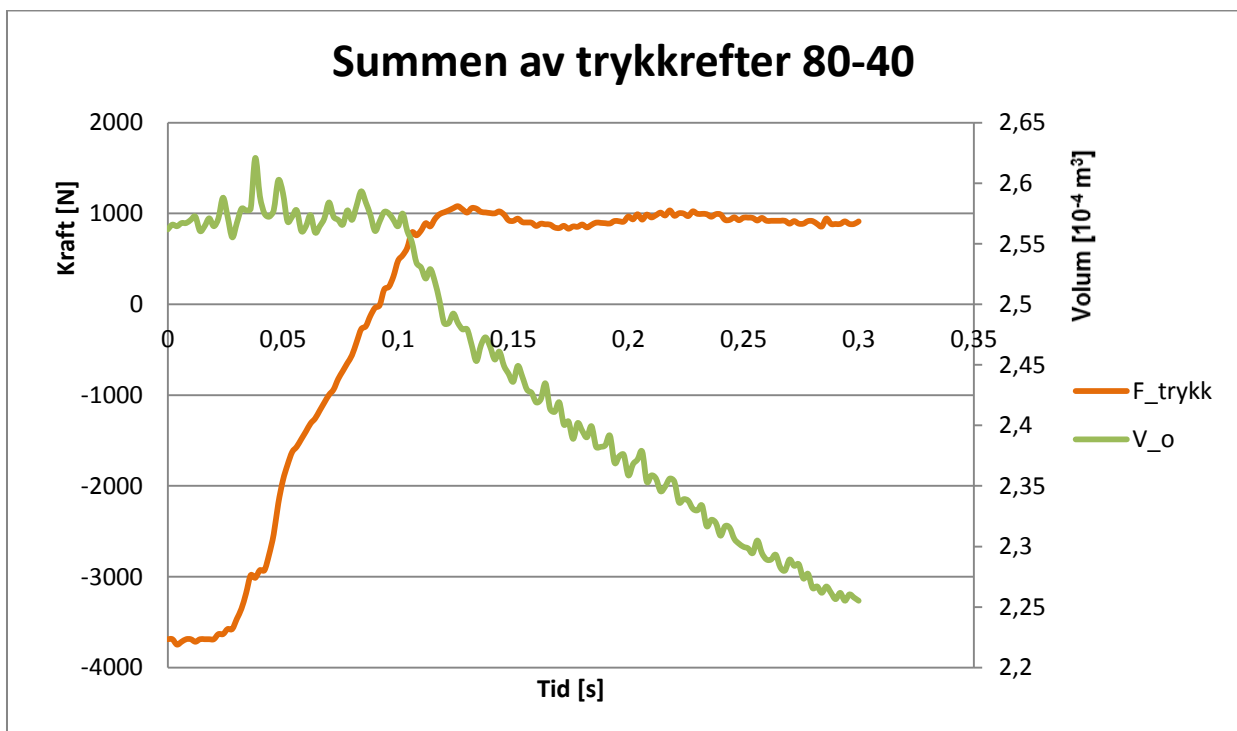


Figur 5.27 Summen av kreftene på arbeidsstampelet, F_{trykk} , fra drivoljen og høytrykksoljen er vist sammen med volumet i omformeren, V_o , som representerer posisjonen på stampelet. Ved $t=0$ sekunder starter påfyllingen av omformeren hvor volumet er vist. Målingene er hentet fra 80-70 kjøringen. Legg merke til grafens likhet med en graf for statisk og dynamisk friksjon.

Figur 5.28 viser tilsvarende figur for 80-40 kjøringen. Her har arbeidsstampelet også stått stille i enden, men kreftene fra drivoljen og høytrykksoljen må til sammen over 1500 N for å få arbeidsstampelet i bevegelse. Som posisjonsmålingen i Figur 5.18c viser, går ikke arbeidsstampelet helt ut til den andre enden i denne kjøringen. Stampelet har derfor ikke stoppet opp. Figur 5.29 viser summen av kreftene på arbeidsstampelet i dette tilfellet, samt bevegelsen til stampelet. Kraftene på arbeidsstampelet fra drivoljen og høytrykksoljen trenger ikke å overvinne den statiske friksjonen for å få stampelet til å snu, og stampelet snur når summen av kreftene når 1000 N. Dette viser også at arbeidsstampelet ikke bør få lov til å stoppe i enden. Om dette skjer, må trykkforskjellen i omformer bli større før stampelet begynner å gå tilbake og presse høytrykksolje gjennom nåleventilen. I et reelt RO-anlegg vil dette føre til lavere gjennomsnittlig ferskvannsproduksjon.



Figur 5.28 Summen av kreftene på stempelet fra drivvoljen og høytrykksoljen, F_{trykk} , er vist sammen med volumet i omformeren, V_o , som representerer posisjonen på stempelet. Ved $t=0$ sekunder starter påfyllingen av omformeren hvor volumet er vist. Målingene er hentet fra 80-40 kjøringen.



Figur 5.29 Summen av kreftene på stempelet fra drivvoljen og høytrykksoljen, F_{trykk} , er vist sammen med volumet i omformeren, V_o , som representerer posisjonen på stempelet. Ved $t=0$ sekunder starter utslipp av gass fra omformeren hvor volumet er vist. Målingene er hentet fra 80-40 kjøringen.

5.4.9 Friksjonskraften

Når summen av trykkreftene, F_{trykk} , på arbeidsstampelet beregnes på bakgrunn av likning (4.48) er det antatt at det ikke er noe trykktap i høytrykksoljen som sendes inn på baksiden av stampelet. I anlegget må høytrykksoljen gjennom en del rørkoblinger og –bøyer, før den kommer inn bak stampelet gjennom en brå åpning. Strømningshastigheten vil da avgjøre hvor stort trykktapet blir. I likning (4.49) sies det at summen av trykkreftene på arbeidsstampelet er et estimat av friksjonskraften, F_F , siden summen av kreftene på arbeidsstampelet må være null. Det blir da antatt at det ikke er noe trykktap i drivoljen eller høytrykksoljen mellom målepunktene og der kreftene utøves på arbeidsstampelet. Friksjonskraften vil avhenge av hvor tette pakningene mellom arbeidsstampelet og sylinderveggene i clarkpumpen er, samt friksjonskoeffisienten mellom disse. Pakningene er utformet slik at pakningenes trykk mot sylinderveggene øker med økende arbeidstrykk. Derfor vil friksjonen øke med trykket. Figur 5.27 og Figur 5.28 viser at både den statiske og dynamiske friksjonen er høyere i 80-40 kjøringen enn i 80-70 kjøringen. Trykkmålingene i Tabell 5.16 viser at forskjellen mellom høytrykket i den ene omformerer og lavtrykket i kretsen, som er lik forskjellen i oljetrykkene på hver side av stampelet i drivsylinderen, er nesten 0,5 MPa høyere i 80-40 kjøringen enn i 80-70-kjøringen. Trykket i høytrykksoljen er da omtrent 4 MPa høyere. Dette gir høyere friksjon i 80-40 kjøringen.

Hvis det er trykktap i drivoljen og høytrykksoljen, vil summen av kreftene fra oljen og høytrykksoljen på arbeidsstampelet i virkeligheten være mindre enn det som er beregnet på bakgrunn av trykkmålingene. Friksjonskraften vil da også være mindre. Trykktapet i høytrykksoljen og i oljen som driver clarkpumpen, vil øke med kvadratet av strømningshastigheten til oljen (Finnemore et al. 2002). I følge Tabell 5.15 er volumendringen i omformerne under påfylling nesten 30 ml/s større i 80-40 kjøringen enn i 80-70 kjøringen. Strømningshastigheten til oljen i rørene bestemmes ved hjelp av volumendringen i omformerne og tverrsnittet på rørene. Hastigheten vil da være omtrent 1,4 m/s under påfyll i 80-40 kjøringen og 1 m/s under påfyll i 80-70 kjøringen. Trykktapene blir da omtrent dobbelt så store under påfyllingen i 80-40 kjøringen som i 80-70 kjøringen, noe som vil føre til at friksjonskraften er mest overestimert for 80-40 kjøringen.

Det kan være interessant å se hva som skjer med summen av trykkreftene under ekspansjonen, da Figur 5.28 og Figur 5.29 bare viser hvordan summen er idet omformerne bytter rolle. Figur 5.30 viser hvordan summen av trykkreftene og volumet i omformerer endrer seg i løpet av en halv periode i 80-40 kjøringen. Inn-ventilen åpner når tiden er null. Ekspansjonen starter etter 1,22 sekunder, og figuren viser tydelig at summen av trykkreftene avtar i ekspansjonen. Under ekspansjonen vil trykket avta slik at pakningenes trykk mot sylinderveggene avtar og friksjonskraften blir mindre. Farten på arbeidsstampelet og strømningshastigheten til både oljen og høytrykksoljen vil også avta. I gjennomsnitt har strømningshastigheten blitt halvert til 0,7 m/s. Dette gjør at trykktapet blir redusert til 25 % av trykktapet under påfyllingen. I ekspansjonen vil summen av kreftene avta med omtrent 10 % og etter hvert stabilisere seg i underkant av 800 N, det samme som i 80-70 kjøringen.

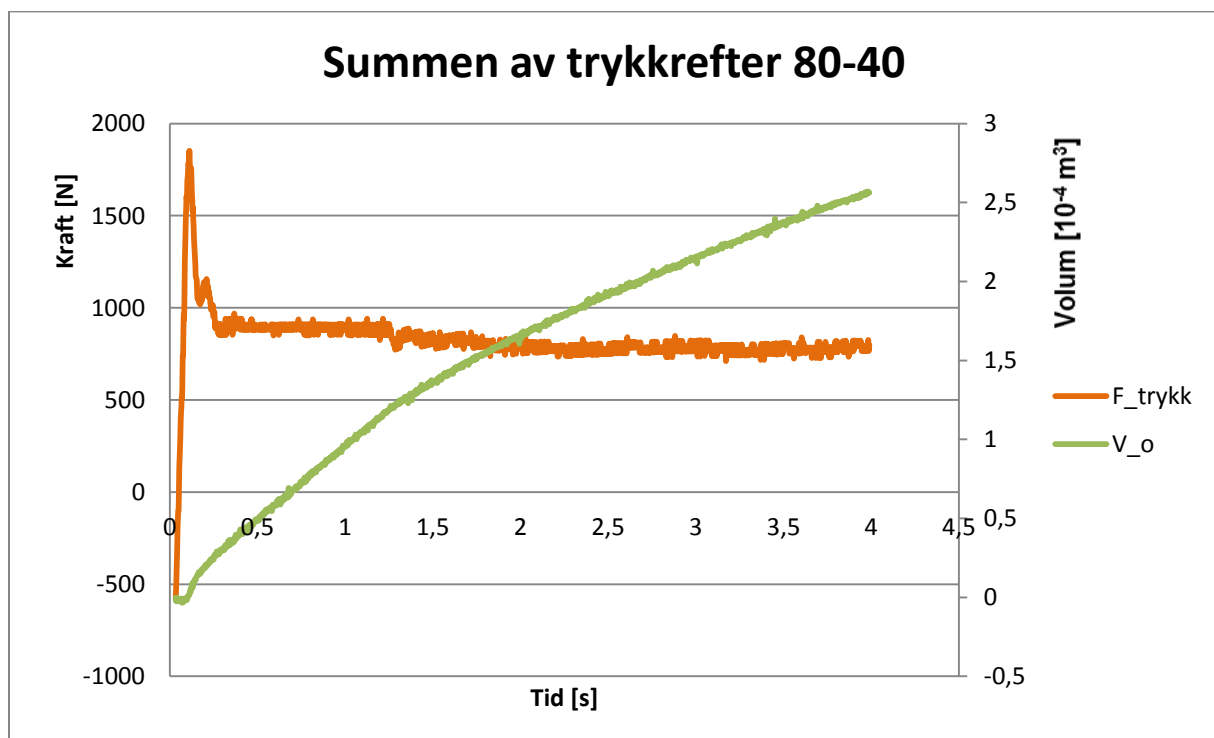
Friksjonen vil her være stor i forhold til strømningstapene. En friksjonskraft på 800 N vil gjøre et arbeid på 78 J i løpet av en halvperiode om hele slaglengden på arbeidsstampelet brukes. Om trykkforskjellen mellom omformerne er 1,38 MPa, som under påfyll i 80-40 kjøringen, vil netto arbeid utført av gassen være 375 J. En del av dette arbeidet vil gå til å overvinne friksjonen, mens resten kan gå til å presse høytrykksolje gjennom nåleventilen. At hele 20 % av arbeidet som gassen gjør må brukes for å overvinne friksjon, er uheldig for ytelsen til anlegget. Dette vil imidlertid bedre seg for større anlegg med en større clarkpumpe. Friksjonen mellom arbeidsstampelet og veggene i clarkpumpen vil være proporsjonal med omkretsen og radiusen, r , til stemplene i clarkpumpen. Arbeidet, W_F , som friksjonen gjør, vil da også være proporsjonal med radiusen, slik som likning (5.2) viser. Arbeidet gassen utfører, W_O , er proporsjonal med volumet, og da også kvadratet av radiusen slik likning (5.3) viser. Kombineres disse to likningene, ser vi at andelen av arbeidet som gassen utfører som går tapt til å overvinne friksjonen, avtar når radiusen i clarkpumpen øker.

$$W_F \propto r \quad (5.2)$$

$$W_O \propto r^2 \quad (5.3)$$

$$\frac{W_F}{W_O} \propto \frac{1}{r} \quad (5.4)$$

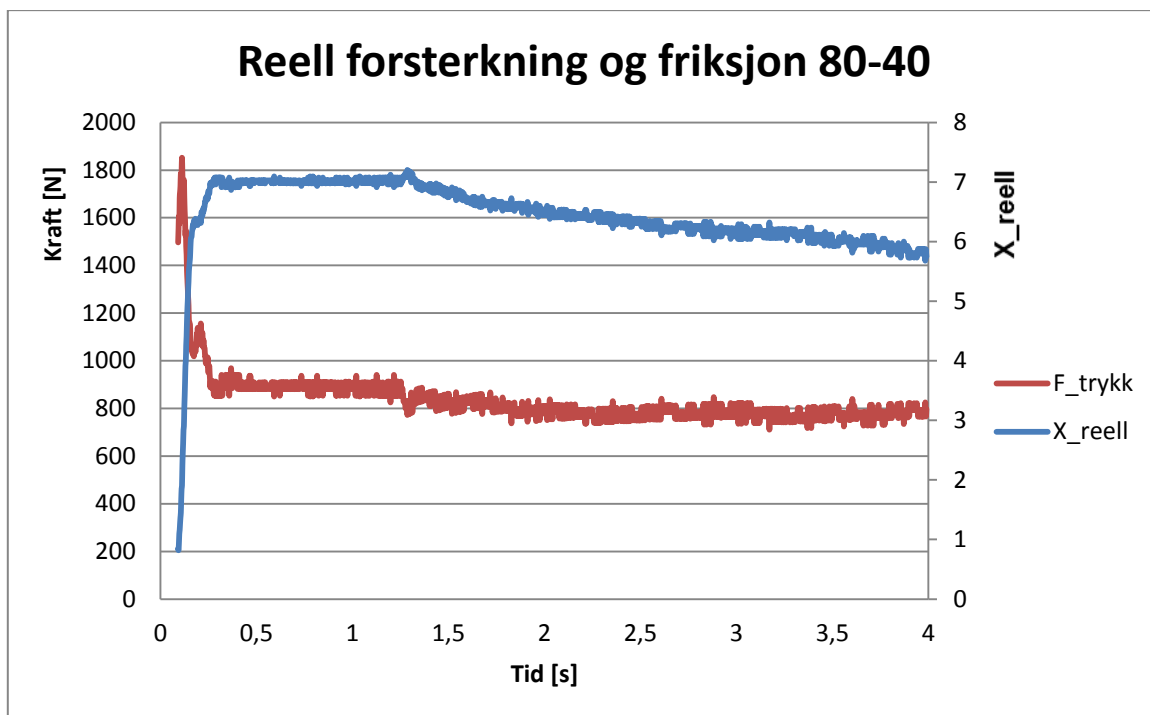
Om radiusen til clarkpumpen dobles, vil arbeidet fra friksjonskraften også dobles, mens arbeidet gassen i omformerne gjør blir fire ganger så stort. For et større anlegg vil derfor en mindre andel av arbeidet gassen gjør, gå tapt til friksjon i clarkpumpen.



Figur 5.30 Hvordan summen av kreftene på stampelet fra drivoljen og høytrykksoljen og volumet i omformeren endrer seg i løpet av påfyllingen og ekspansjonen.

5.4.10 Forsterkningen

I følge likning (3.8) vil trykkforskjellen mellom omformerne ikke forsterkes opp med forsterkningen, X , til clarkpumpen når det er friksjon tilstede. Friksjonen fører dermed til at trykket i høytrykksoljen reduseres. Den reelle forsterkningen til clarkpumpen, X_{reell} , blir bestemt fra likning (4.50). Figur 5.31 viser den reelle forsterkningen til clarkpumpen i løpet av en halvperiode fra inn-ventilen åpnes i 80-40 kjøringen. Friksjonen er da estimert med summen av trykkreftene og er også vist i Figur 5.31. Før ekspansjonen er forsterkningen konstant. Ekspansjonen starter etter 1,22 sekunder og Figur 5.31 viser tydelig at forsterkningen avtar i ekspansjonen. Dette skyldes at trykket i omformerne og drivoljens kraft på arbeidsstampelet synker og avtar mer enn friksjonen. Friksjonskraften er mindre trykkavhengig enn kreftene på stampelet fra drivoljen. Friksjonskraften vil da i løpet av ekspansjonen spise en større og større del av arbeidet som gassen i omformerne gjør, og arbeidet som gjøres for å presse høytrykksolje gjennom ventilen vil avta. Forsterkningen til clarkpumpen vil da avta. Over ble det forklart at trykktapene avtar når strømningshastigheten til drivoljen og høytrykksoljen avtar i ekspansjonen. Alene ville dette ha ført til at forsterkningen økte i løpet av ekspansjonen.



Figur 5.31 Den reelle forsterkningen, X_{reell} , til clarkpumpen avtar i løpet av ekspansjonen. Ekspansjonen starter etter 1,22 sekunder. Reduksjonen i forsterkning skyldes at friksjonskraften, estimert av F_{trykk} , ikke avtar like mye som kraften på arbeidsstampelet fra trykkene i omformerne under ekspansjonen.

Tabell 5.17 viser også hva trykket i høytrykksoljen skulle vært om clarkpumpen var tapsfri, hvor mye det faktiske trykket var, og forskjellen mellom disse. Den reelle forsterkningen til clarkpumpen er også vist. For clarkpumpen som her studeres er forsterkningen ideelt sett 8,9. Tabell 5.17 viser at den reelle forsterkningen til clarkpumpen under påfylling av gass i omformerne, er lavest når det kjøres uten ekspansjon. Dette skyldes nok at trykkforskjellen

mellom omformerne har vært lavest når maskinen har blitt kjørt uten ekspansjon, og da har friksjonskraften redusert forsterkningen mest.

Tabell 5.17 Maksimalt trykk, $p_{SV \text{ maks ideell}}$, i høytrykksoljen, i de ulike kjøringene om clarkpumpen hadde vært tapsfri og ideell. Maksimalt trykk, $p_{SV \text{ maks reell}}$, som ble oppnådd i høytrykksoljen når clarkpumpen er reell og med friksjon. Hvor forskjellen i trykkene, $\Delta p_{SV \text{ maks}}$, mellom ideell og reell clarkpumpe var, og den reelle forsterkningen, $X_{reell \text{ maks}}$, til clarkpumpen. Trykkene er oppgitt i MPa.

| Kjøring | $p_{SV \text{ maks ideell}}$ | $p_{SV \text{ maks reell}}$ | $\Delta p_{SV \text{ maks}}$ | $X_{reell \text{ maks}}$ |
|---------|------------------------------|-----------------------------|------------------------------|--------------------------|
| 90-70 | 90,9 | 68,6 | 22,3 | 6,7 |
| 90-55 | 112,1 | 88,6 | 23,5 | 7,1 |
| 90-40 | 139,1 | 114,0 | 25,1 | 7,3 |
| 80-70 | 82,5 | 59,4 | 23,1 | 6,4 |
| 80-55 | 101,3 | 77,7 | 23,7 | 6,8 |
| 80-40 | 123,3 | 98,3 | 25,0 | 7,1 |
| 70-70 | 72,4 | 50,7 | 21,7 | 6,3 |
| 70-55 | 94,0 | 71,4 | 22,5 | 6,8 |
| 70-40 | 106,6 | 84,5 | 22,1 | 7,1 |

Tabell 5.18 viser det samme som Tabell 5.17, bortsett fra at trykkene nå er funnet på slutten av ekspansjonen. Tabell 5.18 viser også hvordan forsterkningen har vært på slutten av ekspansjon i de ulike kjøringene. Sammenlignes disse med den reelle forsterkningen i Tabell 5.17, er det klart at forsterkningen har avtatt i ekspansjonen. Dette skyldes også at kraften på arbeidsstampelet fra gassen i omformerne er lavest etter en ekspansjon, og at friksjonskraften da vil spise en større del av arbeidet. Disse resultatene viser at det lønner seg å operere med størst mulig trykkforskjell mellom omformerne for å tape minst mulig arbeid til friksjonen.

Tabell 5.18 Trykket i høytrykksoljen, $p_{SV \text{ min ideell}}$, etter ekspansjonen i de ulike kjøringene om clarkpumpen hadde vært tapsfri og ideell. Trykket i høytrykksoljen, $p_{SV \text{ min reell}}$, etter ekspansjonen når clarkpumpen er reell og med friksjon. Hvor forskjellen i trykkene, $\Delta p_{SV \text{ min}}$, mellom ideell og reell clarkpumpe var, og den reelle forsterkningen, $X_{reell \text{ min}}$, til clarkpumpen på slutten av ekspansjonen. Trykkene er oppgitt i MPa.

| Kjøring | $p_{SV \text{ min ideell}}$ | $p_{SV \text{ min reell}}$ | $\Delta p_{SV \text{ min}}$ | $X_{reell \text{ min}}$ |
|---------|-----------------------------|----------------------------|-----------------------------|-------------------------|
| 90-55 | 89,3 | 66,9 | 22,4 | 6,7 |
| 90-40 | 81,9 | 58,8 | 23,1 | 6,4 |
| 80-55 | 80,3 | 57,6 | 22,7 | 6,4 |
| 80-40 | 68,8 | 46,3 | 22,5 | 6,0 |
| 70-55 | 72,1 | 50,0 | 22,1 | 6,2 |
| 70-40 | 60,7 | 39,2 | 21,4 | 5,8 |

5.4.11 Feil innstilling av ventilene under forsøk

Etter at forsøkene var gjennomført, ble det oppdaget at tidene som ble brukt for å stille inn åpning og lukking av ventilene var beregnet på feil måte. Målingene av trykkene vist i Tabell 5.16 viser likevel at trykket i omformerne etter ekspansjonen stemte bra med de trykkene vi ville oppnå etter ekspansjonen (vist i Tabell 4.5). Hvis beregningene hadde blitt gjort på riktig måte, skulle tidene gitt i Tabell 5.19 blitt brukt, istedenfor tidene vist i Tabell 4.5. I de lange ekspansjonene skulle ekspansjonstiden egentlig vært 0,5 sekund kortere, mens den korte ekspansjonen skulle vært 0,15 sekund kortere. Dette ville gitt en kortere ekspansjon og et høyere trykk etter ekspansjonen. Da trykkene likevel stemte godt med det vi ville oppnå, har trykket etter ekspansjonen vært høyere enn det de skulle vært etter en ideell ekspansjon.

At tidene som ble stilt inn ga de ønskede trykkene etter ekspansjonen, kan skyldes antagelsene som ligger bak beregningene. Det ble antatt at motstanden var en vanlig RO-membran, som er en lineær motstand. Forsøkene viste at motstanden i nåleventilen kan antas å være lineær innenfor det aktuelle driftsområdet, så dette kan ikke brukes som forklaring. Det ble antatt at ekspansjonen var isoterm. Hvis ekspansjonen ikke har vært isoterm, vil temperaturen og trykket etter ekspansjonen være lavere. Dette kan ikke brukes til å forklare at trykkene vi målte ble høyere enn de skulle. Det ble også antatt i beregningene at det ikke var noe friksjon i clarkpumpen. Som vi har sett, er dette en dårlig antagelse. Friksjonen fører til at forsterkningen avtar i løpet av ekspansjonen. Dette vil føre til at trykket i høytrykksoljen vil avta mer enn antatt i løpet av ekspansjonen, og dette fører til en lavere volumstrøm gjennom ventilen. Stempelet vil da bevege seg saktere og ekspansjonen vil ta lengre tid. Dette kan forklare hvorfor trykket i omformeren etter ekspansjonen stemte så godt med det ønskede trykket, selv om ekspansjonstiden ble stilt for lang.

Tabell 5.19 De riktige tidene for påfylling og ekspansjon som skulle blitt brukt under forsøkene i stedet for tidene vist i Tabell 4.5. Tidene er oppgitt i sekunder.

| Kjøring | $t_{\text{påfyll}}$ | t_{eksp} |
|---------|---------------------|-------------------|
| 90-55 | 3,05 | 0,95 |
| 90-40 | 1,74 | 2,26 |
| 80-55 | 3,04 | 0,96 |
| 80-40 | 1,72 | 2,28 |
| 70-55 | 3,03 | 0,97 |
| 70-40 | 1,69 | 2,31 |
| 70-40* | 1,78 | 2,21 |

5.4.12 Temperaturene

Temperaturmålingene som ble gjort på arbeidsmediet i de ulike delene av kretsen under hver kjøring er gitt i Tabell 5.20.

Tabell 5.20 Målingene av temperaturen til arbeidsmediet i de ulike delene av kretsen under hvert forsøk. Indeksene er forklart i Tabell 4.3, og Figur 4.1 viser hvor på anlegget sensorene sitter. Temperaturene er oppgitt i grader Celsius.

| Kjøring | T_{KU} | T_{G1G2} | T_{FI} | T_{FU} | T_{OI} | T_{OU} | T_{G3I} | T_{G2G1} | T_{G1U} | T_{KI} |
|---------|----------|------------|----------|----------|----------|----------|-----------|------------|-----------|----------|
| 90-70 | 15 | 27,9 | 45,8 | 93 | 88,3 | 54,9 | 53,6 | 27,9 | 27,2 | 26,9 |
| 90-55 | 15,1 | 28,3 | 42,9 | 92,9 | 88,4 | 50,8 | 49,3 | 28,2 | 27,2 | 27 |
| 90-40 | 15,4 | 28,3 | 37,7 | 92,7 | 88,1 | 44,2 | 42,6 | 28,2 | 27,4 | 27 |
| 80-70 | 14,9 | 28,5 | 42,3 | 82 | 78,5 | 49,8 | 48,5 | 28,4 | 27,8 | 27,6 |
| 80-55 | 15,1 | 28,7 | 37,5 | 82,1 | 78,7 | 43,5 | 42,1 | 28,7 | 28,1 | 28 |
| 80-40 | 15 | 28,6 | 32,2 | 82 | 78,3 | 37,5 | 36 | 28,5 | 27,4 | 27,2 |
| 70-70 | 15,2 | 28,8 | 37 | 71,7 | 68,7 | 41,8 | 40,5 | 28,8 | 28 | 28 |
| 70-55 | 14,9 | 28,4 | 31,3 | 71,4 | 68,5 | 36,4 | 34,9 | 28,4 | 27,6 | 27,3 |
| 70-40 | 15 | 26,1 | 26,1 | 69,5 | 68,6 | 29,8 | 26,2 | 26 | 25,7 | 25,3 |

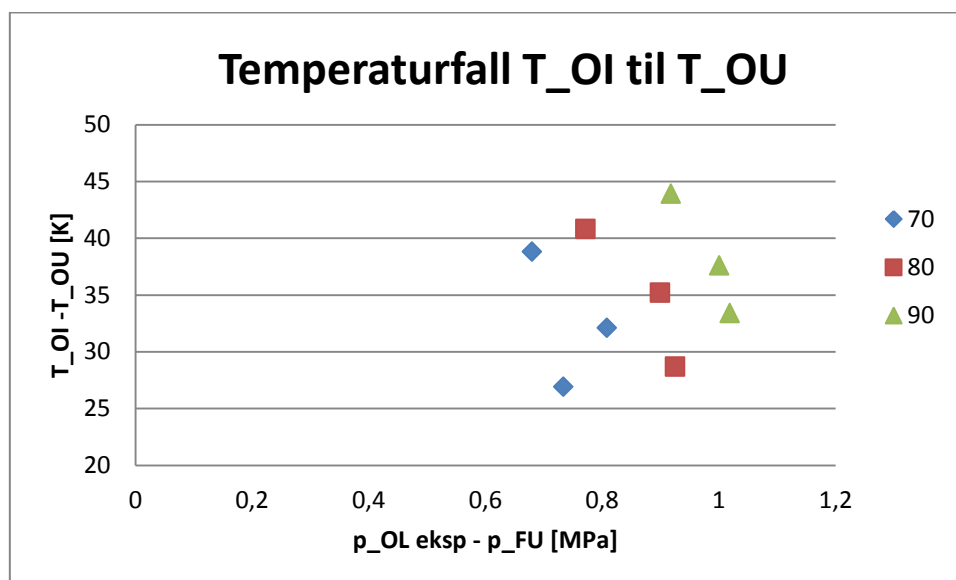
Temperaturmålingene viser at temperaturen på arbeidsmediet avtar litt på vei gjennom rørene. Dette skyldes nok varmetap til omgivelsene, til tross for at rørene er isolerte slik Figur 3.2 viser. For eksempel avtar temperaturen med omtrent 3-5 °C mellom utgangen av fordampere (FU) og inngangen på omformerne (OI). Dette er for mye til kun å skyldes usikkerheter i målingene. Temperaturtapet ser ut til å være større jo varmere arbeidsmediet er. Dette skyldes at varmetapet er størst når temperaturdifferansen mellom arbeidsmediet og omgivelsene er størst. Mellom utgangen av omformerne (OU) og inngangen til gjenvinner 3 (G3I) avtar temperaturen med 1-2 °C. I alle forsøkene klarte vi å oppnå en temperatur i tanken, T_{KU} , på 15 °C.

Forsøkene viser at gjennomsnittstemperaturen til gassen ut av omformerne, T_{OU} , er lavere jo mer gassen ekspanderer i omformerne. Om ekspansjonen har vært isoterm, bør temperaturen i gassen ut av omformerne kun avhenge av forskjellen i trykk på hver side av ut-ventilen når den åpnes. Temperaturfallet vil øke med denne trykkforskjellen. Om ekspansjonen ikke har vært isoterm, vil gassen etter en ekspansjon ha en lavere temperatur når ut-ventilen åpnes enn om maskinen har blitt kjørt uten ekspansjon.

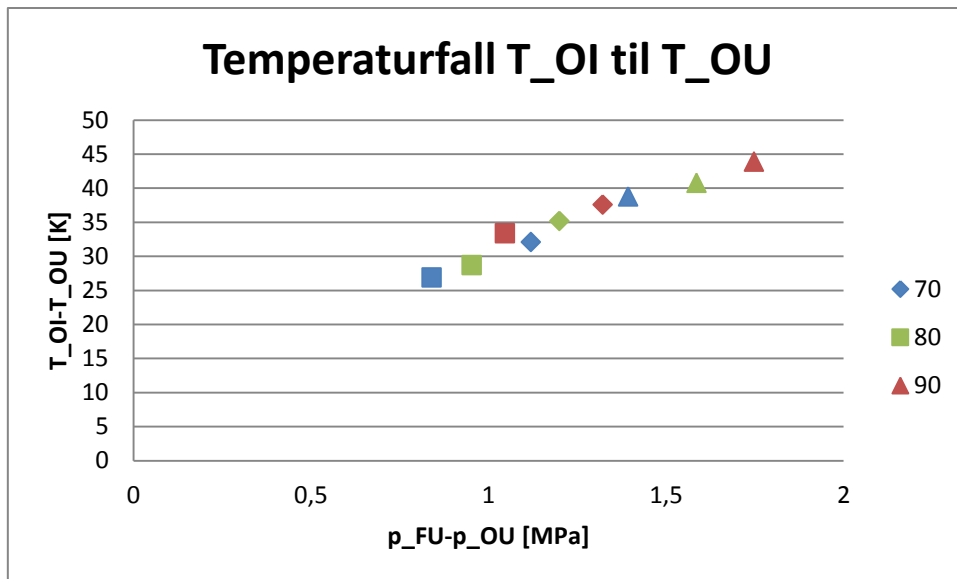
Figur 5.32 viser forskjellen mellom temperaturene, T_{OI} og T_{OU} , i gassen på vei inn og ut av omformerne plottet mot trykkforskjellen, $p_{OL\ eksp} - p_{OU}$, mellom innside og utside av omformerne, når ut-ventilene åpnes. Figuren viser at temperaturfallet er større jo mer det ekspanderes, og at dette nesten er uavhengig av hva trykkfallet ut av omformerne er. Trykkfallet kan dermed ikke forklare at temperaturen til gassen ut av omformerne er lavere jo mer det ekspanderes, og det kan tyde på at ekspansjonen ikke har vært isoterm. I Figur 5.33 er det samme temperaturfallet plottet mot trykkforskjellen mellom høytrykkssiden og lavtrykkssiden i kretsen, $p_{FU} - p_{OU}$. Her ser det ut til at temperaturfallet øker nesten lineært

med trykkforskjellen, og at ekspansjon til et lavere trykk før utslipp ikke har hatt mye å si for temperaturfallet.

Det ble imidlertid oppdaget under forsøkene at ut-ventilene lekker når inn-ventilene åpnes for påfylling av omformerne. Hvor mye gass som lekker rett over fra høytrykkssiden til lavtrykkssiden, uten å gå inn i omformerne, vil høyst sannsynlig øke med trykkforskjellen. Forskjellen mellom høytrykkssiden og lavtrykkssiden i kretsen var størst når maskinen ble kjørt med ekspansjon, noe Tabell 5.16 viser. Her har høytrykket i tillegg bygget seg opp i løpet av ekspansjonen, slik at trykkforskjellen mellom høytrykkssiden og lavtrykkssiden er enda høyere idet omformerne skal fylles på. Gassen som lekker kan antas å falle adiabatisk i trykk da trykkfallet skjer raskt (McCabe et al. 2005). Temperaturfallet i gassen som lekker blir da stor. Denne vil blande seg med gassen som kommer ut fra omformerne, og den målte temperaturen, T_{OU} , vil være et gjennomsnitt. Dette vil føre til at temperaturen som måles på gassen som kommer ut av omformerne blir lavere enn den egentlig er, og at jo større forskjell det er mellom høytrykksside og lavtrykksside i kretsen, jo mer vil denne temperaturen trekkes ned.



Figur 5.32 Temperaturforskjellen mellom gassen som kommer inn og ut av omformerne endrer seg ikke i takt med forskjellen i trykk over ut-ventilene når de åpnes for utslipp av gass. Fargen på punktene viser hvilken temperatur det har vært på varmekilden. Formen på punktene viser ekspansjonsgrad. Firkant betyr ingen ekspansjon, rombe indikerer kort ekspansjon og trekant viser lang ekspansjon.



Figur 5.33 Temperaturforskjellen mellom gassen før og etter omformerne er her plottet mot forskjellen i trykk mellom høytrykkssiden og lavtrykkssiden i kretsen. Fargen på punktene viser hvilken temperatur det har vært på varmekilden. Formen på punktene viser ekspansjonsgrad. Firkant betyr ingen ekspansjon, rombe indikerer kort ekspansjon og trekant viser lang ekspansjon.

Under forsøkene ble det observert i se-glassene at arbeidsmediet var i tofase på lavtrykkssiden av gjenvinneren. Temperaturmålingene viser også at arbeidsmediet var i tofase, da temperaturen ikke avtar gjennom gjenvinner 2 og 1, mens temperaturen til arbeidsmediet på høytrykkssiden av gjenvinneren øker gjennom gjenvinner 1 og 2. Altså har arbeidsmediet på lavtrykkssiden gitt i fra seg varme uten at temperaturen har avtatt. Dette indikerer tofase. Trykk- og temperaturmålingene indikerer likevel at arbeidsmediet var gass i og etter gjenvinneren på lavtrykkssiden. For de målte trykkene skulle temperaturen vært omtrent 5 °C lavere enn målt for å gi tofase. Dette gjelder alle kjøringene.

I de ideelle syklusene som ble undersøkt har gjenvinningen stoppet når gassen på lavtrykkssiden har blitt kjølt ned til metning. Da lavtrykket i kretsen i forsøkene har vært høyere enn i de ideelle syklusene, fører dette til at arbeidsmediet i kretsen vil være mettet gass og væske ved en høyere temperatur enn 15 °C. Arbeidsmediet har da vært underkjølt i tanken, og arbeidsmediet på lavtrykkssiden av kretsen kan da kondensere i gjenvinneren.

Tabell 5.21 Temperaturene som ble målt på omformerkroppen, drivoljen, og på varmtvannet og kjølevannet som strømmer til og fra fordampere og kjøleren. Indeksene er forklart i Tabell 4.3, og Figur 4.1 viser hvor på anlegget temperatursensorene sitter. Temperaturene er oppgitt i grader Celsius.

| Kjøring | T_O | T_{OL} | T_{VVI} | T_{VVU} | T_{KVI} | T_{KVU} |
|---------|-------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 90-70 | 67,2 | 55,8 | 94 | 91,9 | 12,1 | 26,9 |
| 90-55 | 68,7 | 57,5 | 94,1 | 91,3 | 12,6 | 27 |
| 90-40 | 69,3 | 57,4 | 93,6 | 91,3 | 12,7 | 27 |
| 80-70 | 62,8 | 53,4 | 83,2 | 80,4 | 11,6 | 27,6 |
| 80-55 | 63,4 | 54 | 82,6 | 80,1 | 12,1 | 28 |
| 80-40 | 63,1 | 53,6 | 83 | 80,3 | 11,9 | 27,2 |
| 70-70 | 56,1 | 48,8 | 72,5 | 69,7 | 12,1 | 28,1 |
| 70-55 | 59,2 | 51,2 | 71,9 | 68,7 | 11,2 | 27,4 |
| 70-40 | 57,4 | 49,7 | 71,9 | 69 | 11,3 | 25,3 |

De øvrige temperaturmålingene som ble gjort på anlegget er vist i Tabell 5.21.

Temperaturen, T_O , målt på godset til omformer 1, viser at denne temperaturen er ganske mye lavere enn temperaturen, T_{VVI} , på varmtvannet som varmer den opp. Forskjellen er større jo varmere vannet er. Dette skyldes nok at tapene til omgivelsene da er større. T_O måles på utsiden av omformeren. Aluminium er en god varmeleder, og temperaturen i omformergodset vil sannsynligvis være ganske homogen. Det må derfor antas at den reelle temperaturen på omformeren er nær den som måles. Den som måles er kanskje litt lavere enn den reelle fordi isolasjonen rundt temperaturmåleren ikke er helt optimal. Da det etter forsøkene skulle gjøres justeringer på maskinen, ble det oppdaget at kontakten mellom omformerne og varmespiralene var dårlig. Varmespiralene hadde sunket litt ned i isolasjonen under. Dette betyr at varmeoverføringen mellom spiralene og omformerne har vært dårligere enn antatt, og dette kan forklare de lave omformertemperaturene.

Temperaturen, T_{OL} , på oljen som beveger seg mellom omformerne og drivsylinderen i clarkpumpen holder en ganske høy temperatur. Selve clarkpumpen og rørene som leder oljen oppover til clarkpumpen, er uisolerte. Dermed kan oljen transportere varme vekk fra omformerne og oppover mot clarkpumpen og omgivelsene og føre til tap.

5.4.13 Massetap

Under forsøkene hørte vi at ut-ventilene ikke klarte å holde tett akkurat idet inn-ventilene ble åpnet og omformerne skulle fylles på. Altså klarte ikke innsnevringen som ble innført i røret ved inn-ventilen å redusere hastigheten til gassen nok. Gassen som raskt skytes inn i omformerne for å utligne trykkforskjellen når inn-ventilen åpnes, vil møte en membran som er helt nede. Gassen vil få en rekyl mot den lukkede ut-ventilen, som da ikke klarer å holde stengt på grunn av den høye hastigheten til gassen. Dermed blåses noe gass rett over fra høytrykkssiden til lavtrykkssiden, uten å være med på prosessene i omformeren. Resten av gassen blir igjen i omformeren og bygger opp et trykk foran membranen.

5.4.14 Innføring av massetap

Massetapet fører til at tettheten inne i omformerne ikke kan bestemmes ved hjelp av massestrømmen i pumpen og posisjonsmålingene. For å bestemme tilstandene til gassen som kommer inn i omformerne, antas det at trykkfallet over inn-ventilen og innsnevringen skjer adiabatisk (McCabe et al. 2005). Entropien er kjent da tilstanden til gassen på vei inn i omformerne er kjent. Temperaturen på omformeren ble imidlertid målt til å være en god del lavere enn temperaturen til gassen som fylles på. Gassen vil da gi i fra seg varme til omformeren under påfyllingen slik at temperaturen til gassen synker. Tettheten vil da øke. En kvalifisert gjetning blir at temperaturen i gassen før ekspansjonen har sunket med 1/3 av temperaturdifferansen mellom gassen som kommer inn i omformeren og selve omformeren. Tilstanden til gassen før ekspansjonen bestemmes da fra trykket, p_{OL} *stutt påfyll*, og den reduserte temperaturen. Når tilstanden er bestemt, vil tettheten til gassen være kjent. Massen, m_O , i omformeren kan da bestemmes fra tettheten og volumet når påfyllingen er ferdig.

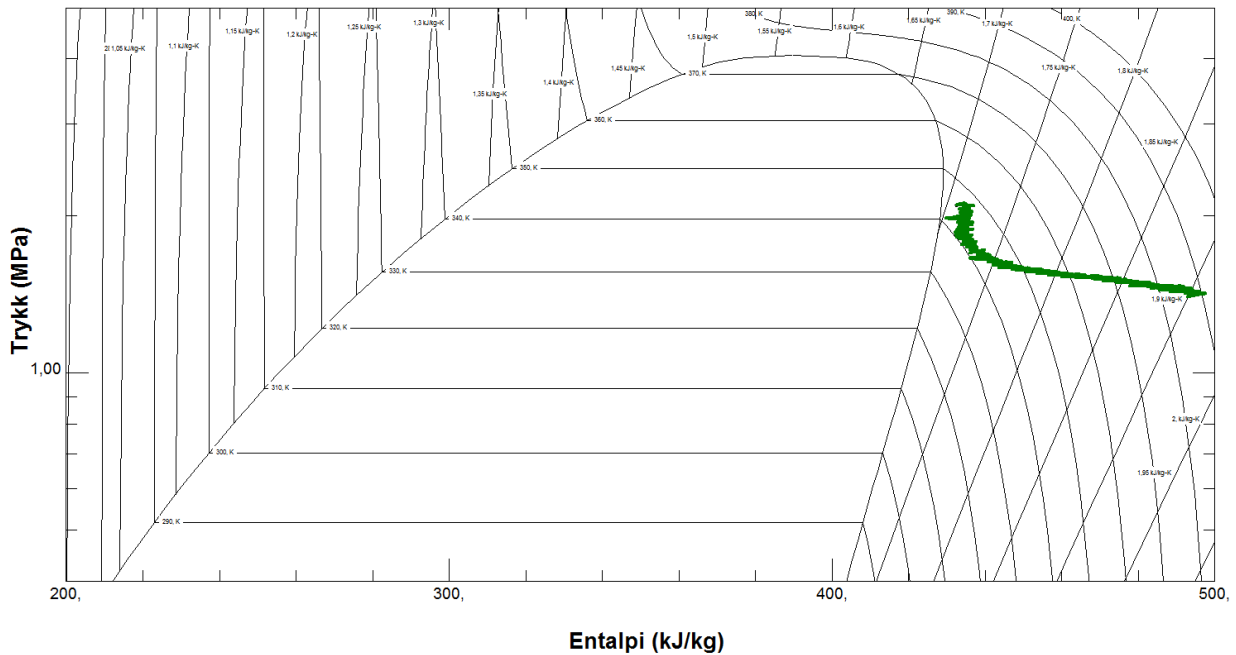
$$m_O = \rho_O \text{ stutt påfyll} V_O \text{ stutt påfyll} \quad (5.5)$$

Tettheten etter ekspansjonen bestemmes fra likning (4.30), og tilstanden kan da også bestemmes. Hvor mye masse som lekker forbi ut-ventilen under starten av påfyllingen, $m_{lekkasje}$, blir da forskjellen mellom massen som pumpen pumper i løpet av en halvperiode, og massen som er i omformeren når den er ferdig påfylt.

$$m_{lekkasje} = \dot{m}_p t_{tot} - m_O$$

5.4.15 Resultat som gir over-isoterm ekspansjon

Når massen i omformeren er bestemt, kan tettheten til gassen i omformeren under hele ekspansjonen bestemmes ved hjelp av posisjonsmålingene. Sammenhengen mellom trykket og tettheten i omformeren gjennom hele ekspansjonen er da kjent og i REFPROP kan vi se hvordan ekspansjonen forløper seg i p - ρ -diagrammet. Dette forutsetter at ekspansjonen er en kvasi-likevektsprosess. Resultatet fra 80-40 kjøringen er vist i Figur 5.34. Figuren viser at ekspansjonen er over-isoterm. Temperaturen i gassen etter ekspansjonen er funnet til å være 118 °C. Dette er åpenbart feil, da omformeren ikke er varmere enn 63 °C. En rask sjekk av de andre kjøringene viser samme umulige resultat. Altså må det være noe som ikke stemmer med måten tettheten er funnet på.



Figur 5.34 Hvordan ekspansjonen ser ut i p-h-diagrammet for 80-40 kjøringen når dødvolumet i omformeren ikke tas hensyn til. Ekspansjonen starter ved 73 °C og ender på 118 °C. Dette er ikke mulig når temperaturen på omformeren er 63 °C.

5.4.16 Innføring av dødvolum på gass-siden av membranen

Resultatene for tilstandene etter ekspansjonen gir en for lav tetthet og dermed en for høy temperatur. Tettheten etter ekspansjonen må være høyere. Da må enten massen i omformerne være høyere enn antatt, eller så må volumet etter ekspansjonen være mindre i forhold til volumet før ekspansjonen. Det kan også være en kombinasjon. Om dødvolumet i omformeren, V_D , blir tatt hensyn til i beregningene, vil dette føre til høyere tetthet etter ekspansjonen. Siden tettheten er størst før ekspansjonen, vil innføringen av dødvolum føre til at massen øker mer enn det totale volumet.

Likning (4.29) og (4.30) gir følgende sammenheng mellom volum og tetthet før og etter ekspansjonen

$$\rho_{O \text{ eksp}} V_{O \text{ slutt eksp}} = \rho_{O \text{ påfyll}} V_{O \text{ slutt påfyll}}$$

$$\frac{\rho_{O \text{ eksp}}}{\rho_{O \text{ påfyll}}} = \frac{V_{O \text{ slutt påfyll}}}{V_{O \text{ slutt eksp}}} \quad (5.6)$$

Forholdet mellom volumene bestemmes fra målingene av posisjonen, men er avhengig av dødvolumet, da dette må legges til målingene. Det ble tidligere antatt at dette var neglisjerbart, men om dødvolum introduseres, vil dette gjøre at volumforholdet i likning (5.6) øker, og erstattes med volumforholdet i likning (5.7).

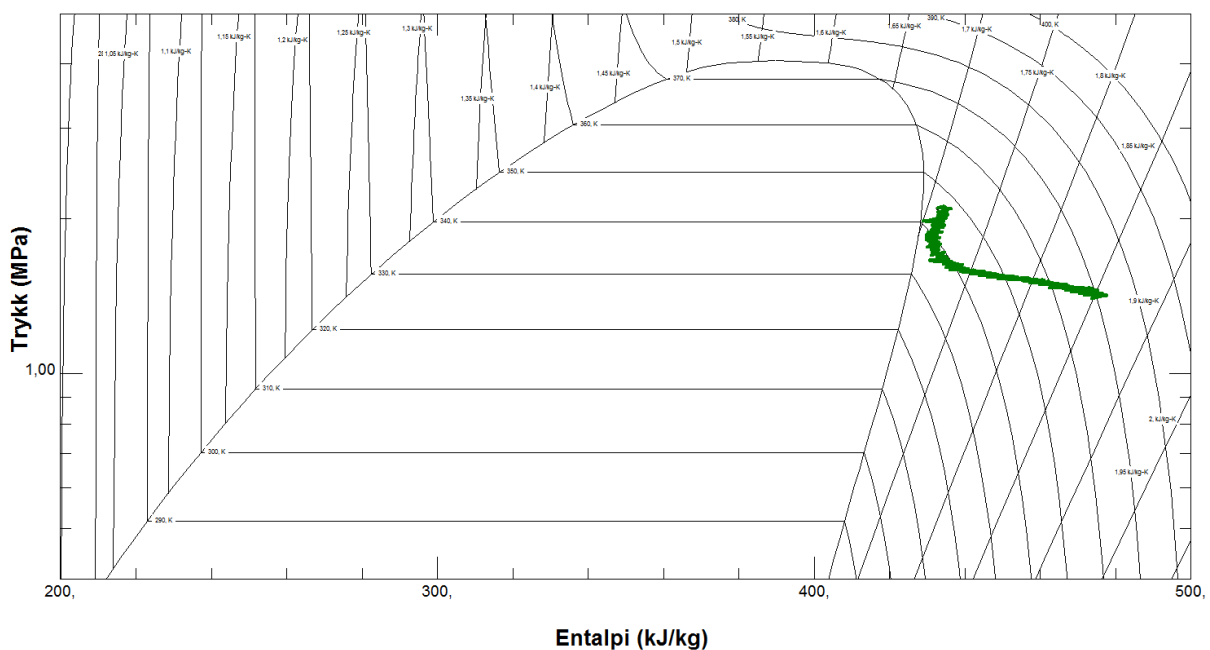
$$\frac{V_{O \text{ slutt påfyll}+D}}{V_{O \text{ slutt eksp}+D}} = \frac{V_{O \text{ slutt påfyll}} + V_D}{V_{O \text{ slutt eksp}} + V_D} \quad (5.7)$$

Dødvolumet vil også føre til at det vil være noe dødmasse i omformeren når påfyllingen starter. Denne gassen vil ha en lavere temperatur enn gassen som fylles på, og vil sammen med omformeren trekke ned temperaturen i gassen. Det antas at det viktigste bidraget til temperaturfall i gassen under påfylling av omformerne er varmetap til omformerne. Dødmassen vil utgjøre en mindre andel av den totale massen enn dødvolumet sin andel av det totale volumet. Dette kommer av gassens lave tetthet når trykket er lavt under utslipp.

Røret mellom inn-ventilen og omformeren måles med en skyvelære til å være 145 mm langt. Røret fram til ut-ventilen måles til 70 mm. I tillegg er det et lite rom mellom røret og rista. Dette måles til å være 20 mm langt og 14 mm i gjennomsnittlig diameter. Sammen med arealet til røret kan da minimum dødvolum, V_{D1} , bestemmes.

$$V_{D1} = 1,84 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 18,4 \text{ ml}$$

I tillegg vil det være litt dødvolum inne i ventilene. Ekspansjonen som følger av innføringen av dette dødvolumet er vist i ph-diagrammet i Figur 5.35. Temperaturen etter ekspansjonen er nå 100 °C. Fortsatt et resultat som åpenbart er feil.



Figur 5.35 Hvordan ekspansjonen i 80-40 kjøringen ser ut i ph-diagrammet når dødvolumet mellom ventilene og omformeren er tatt hensyn til. Ekspansjonen starter på 73 °C og ender på 100 °C. Dette er ikke mulig i dette forsøket.

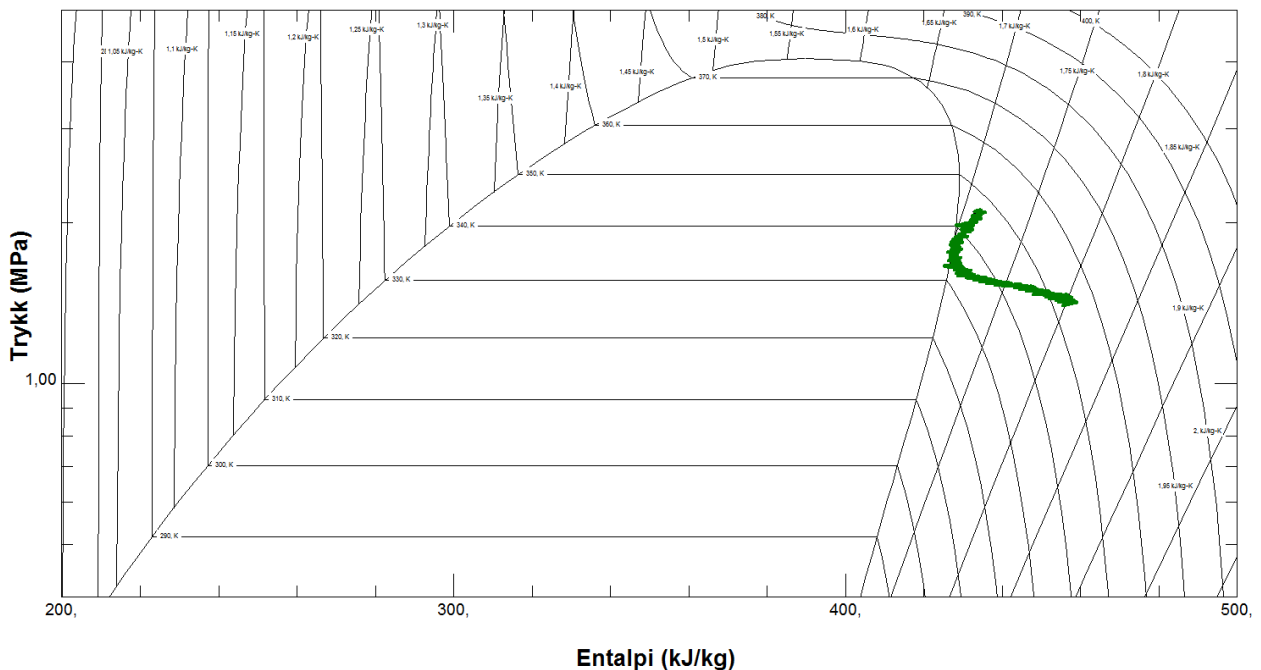
Det kan være dødvolum på gass-siden av membranen inne i selve omformeren også. Dette kan blant annet skje om det ble fylt på for lite olje mellom clarkpumpen og omformerne. Da vil ikke membranen gå helt ned til bunnsposisjon, selv om stempelet står i enden. Det må antas at dette ble gjort riktig, ellers er det umulig å vite hvor stort dødvolumet er. Dødvolum kan også oppstå om sylindrene i clarkpumpen er forskjøvet i forhold til hverandre i bevegelsesretningen. Denne forskyvningen må ha skjedd etter påfylling av olje for at det skal

kunne føre til dødvolum. Forskyvning vil også føre til tap i slaglengde, noe som faktisk ble registrert under forsøkene.

Da det skulle gjøres endringer på maskinen, sørget vi for å finne ut hvor tapet i slaglengde kom fra. Det viste seg at den venstre pumpesynderen sto litt for langt unna de andre, slik at stempelet i denne synderen gikk i enden før stemplene i de andre synderne var kommet til enden. Denne forskyvningen ble målt til $s_{forsyvning} = 9 \text{ mm}$. Dødvolumet i omformerer som skyldes denne forskyvningen blir da

$$V_{D2} = s_{forsyvning}(A_d - A_s) = 2,52 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 25,2 \text{ ml}$$

Figur 5.36 viser hvordan ekspansjonen i 80-40 kjøringen ser ut om dette dødvolumet også innføres i beregningene. Temperaturen etter ekspansjonen vil nå være 83 °C. Denne temperaturen er fortsatt for høy, men det bærer i riktig retning. I følge Figur 5.36 ser det ut til at trykket først avtar tilnærmet adiabatisk før gassen virkelig begynner å ta til seg varme. Vi ser også at gassen er veldig nær ved å kondensere i løpet av ekspansjonen.



Figur 5.36 Hvordan ekspansjonen i 80-40 kjøringen ser ut i p-h-diagrammet når dødvolumet mellom ventilene og omformerer og inne i selve omformerer tas hensyn til. Ekspansjonen starter på 73 °C og ender på 83 °C. Dette er ikke mulig når temperaturen på omformerer er 63 °C.

5.4.17 Dødvolum på oljesiden av membranen

Da drivoljen, vist i Figur 3.7, mellom omformerne og clarkpumpen skulle tas av, observerte Kasin at oljen skummet. Det kan dermed tyde på at noe gass har diffundert gjennom membranen og inn i oljen. Temperaturen til oljen i de ulike kjøringene er vist i Tabell 5.21. Ved disse temperaturene vil arbeidsmediet i oljen, i de fleste kjøringene, være i gassform ved de trykkene som er i omformerne og oljen gjennom en syklus. Dette forutsetter at oljen ikke påvirker arbeidsmediets kokepunkt. Dette blir veldig komplisert da vi verken vet

hvordan absorpsjons- og desorpsjonsprosessene av gass i olje foregår, hvor raske disse prosessene er, eller hvor mye gass det var i oljen. Prosessene vil sannsynligvis avhenge av trykket i oljen, og vi kan se for oss følgende:

Når oljen er under høyt trykk, vil gassen være absorbert i oljen, men når trykket synker, vil gassen svulle. Hvis trykket er lavt, kan gassen legge seg som en gasspute i clarkpumpen. Idet gass fylles på omformerne og trykket stiger, vil denne gassputen komprimeres. Gassputen vil fjære systemet slik at det ikke lenger er helt stivt. Trykkøkningen i oljen vil derfor skje litt saktere enn i omformerne. Gassen i omformerne må da i tillegg til forflytningsarbeidet på stampelet, gjøre et kompresjonsarbeid på gassen i oljen. Når trykket har stabilisert seg, er systemet igjen helt stivt.

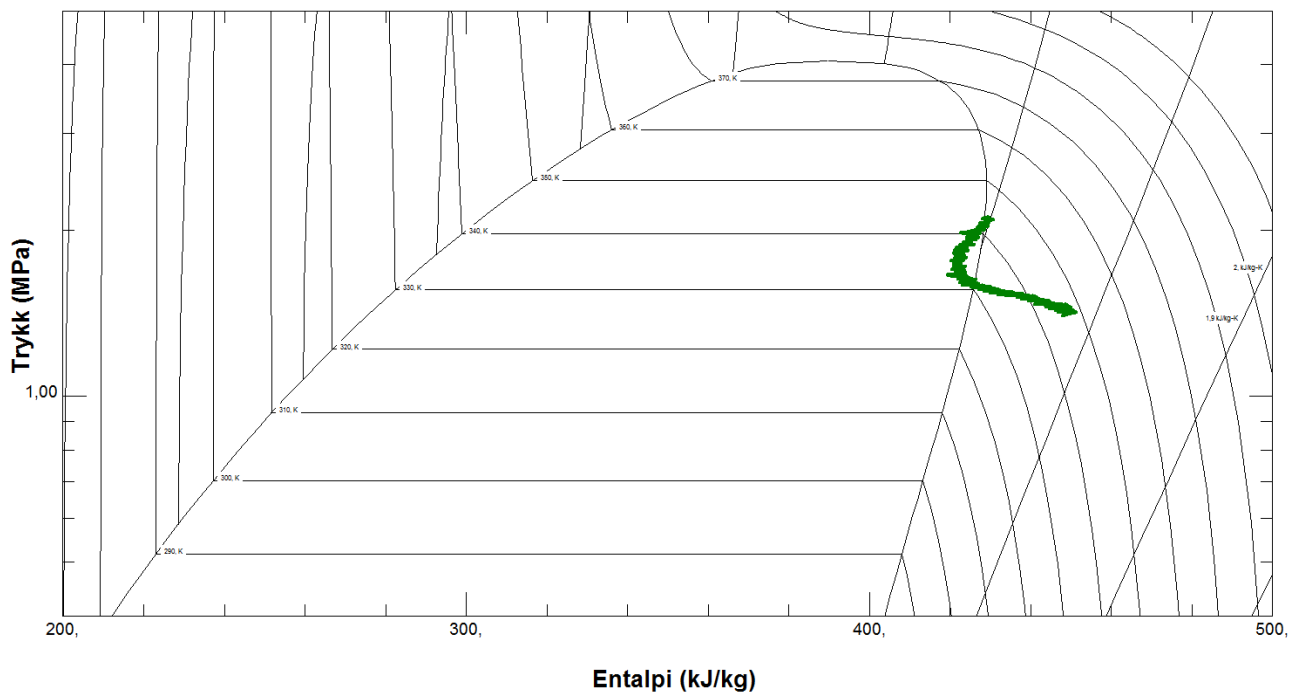
Volumet som fortreges når gassen komprimeres, vil ikke gi utslag på posisjonen til arbeidsstampelet og vil dermed gi et dødvolum i omformerne. Dette dødvolumet vil ligge på oljesiden av membranen. Hvis gassen som fylles på omformerne må komprimere gassen i oljen, vil volumet i omformerne endre seg mer enn posisjonen på arbeidsstampelet. Membranen beveger seg da mer enn stampelet, og volumendringen før ekspansjonen er større enn målt. Når trykket synker i omformerne i en ekspansjon, vil det motsatte skje. Oljen vil svulle, og membranen beveger seg saktere enn arbeidsstampelet. Dermed vil volumendringen i ekspansjonen være mindre enn antatt. Dette vil hjelpe med tanke på tettheten i omformeren før ekspansjonen. Mer volum vil være påfylt, altså vil det være mer masse i omformerne, og volumet etter ekspansjonen vil være mindre. Begge disse tingene vil bidra til en høyere tetthet etter ekspansjonen, noe som vil gi en lavere temperatur. Det er mulig at oljen er helt stiv selv om den har gass i seg, men scenariet som her ble presentert er en mulighet som kan forklare noe av dødvolumet i omformeren. Dette blir kun spekulasjon.

Dødvolumet kan også forklare hvorfor trykket i omformerne etter ekspansjonen i de ulike kjøringene stemte overens med de ønskede trykkene selv om ekspansjonstiden ble feil innstilt. Om det er slik at oljen sveller under ekspansjonen, vil beregningene som viste at motstanden i nåleventilen kan antas å være lineær innenfor arbeidsområdet, være påvirket av dette.

5.4.18 Temperatur og tofase i omformerne

Over ble det antatt at temperaturen til gassen etter påfyllingen hadde sunket med 1/3 av temperaturdifferansen mellom gassen på vei inn i omformeren og selve omformeren. I forsøkene med lang ekspansjon har påfyllingen foregått i kortere tid enn i forsøkene med kort ekspansjon. Det er da rimelig å anta at gassen ikke vil rekke å gi i fra seg så mye varme før ekspansjonen starter når denne skal være lang, og at temperaturen da vil avta mer før ekspansjonen når ekspansjonen skal være kort. Uansett kan vi ikke vite hvor mye temperaturen har avtatt. Det er også mulig at temperaturen har sunket med mer enn 1/3 av temperaturdifferansen før ekspansjonen starter. Dette vil gjøre at det er mer masse inne i omformeren når ekspansjonen starter og at tettheten etter ekspansjonen blir større. I flere av kjøringene vil temperaturen til omformerne være så lav at noe av gassen kan kondensere

om temperaturen i gassen synker nok. Om noe gass har kondensert før ekspansjonen starter, vil disse væskedråpene raskt fordampe når ekspansjonen starter og trykket synker. Dette skyldes at kokepunktet avtar når trykket avtar. Varme vil da suges fra veggene i omformerer. Om temperaturen til gassen i omformerne i 80-40 kjøringen, som vi her har brukt som eksempel, har avtatt med 2/3 av temperatordifferansen mellom gassen som fylles på og omformerer, vil noe av gassen være kondensert før ekspansjonen starter. Da blir det umulig å finne ut hvor mye masse som er påfylt, og hva tettheten er før ekspansjonen. Til det trenger vi da en tredje tilstandsstørrelse. Om det antas at temperaturen til gassen har sunket til 70 °C i løpet av påfyllingen, slik at ikke noe gass har kondensert, vil ekspansjonen i ph-diagrammet være slik som Figur 5.37 viser, om begge dødvolumene tas med. Figur 5.37 viser at arbeidsmediet går inn i tofaseområdet i ekspansjonen. Dette betyr at noe av gassen kondenserer. Tofaseområdet i ph-diagrammet viser hvor stor andel av arbeidmediet som er gass og væske. Når noe gass kondenserer, vil latent varme avgis slik at resten av gassen kan opprettholde trykket. Ekspansjonen vil her fortsatt være overisoterm, noe som ikke er mulig.



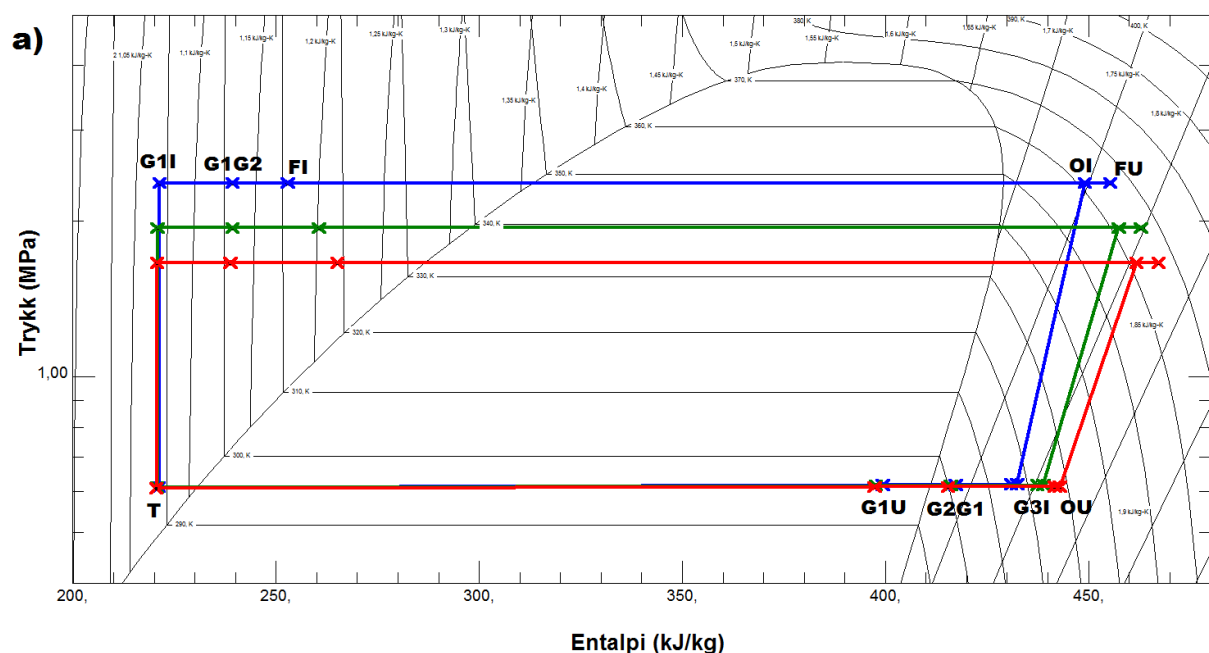
Figur 5.37 Ekspansjonen i 80-40 kjøringen når dødvolumet på gass-siden av membranen tas hensyn til, og temperaturen til gassen før ekspansjonen har sunket til 70 °C. Det ser da ut til at noe av gassen kondenserer under ekspansjonen.

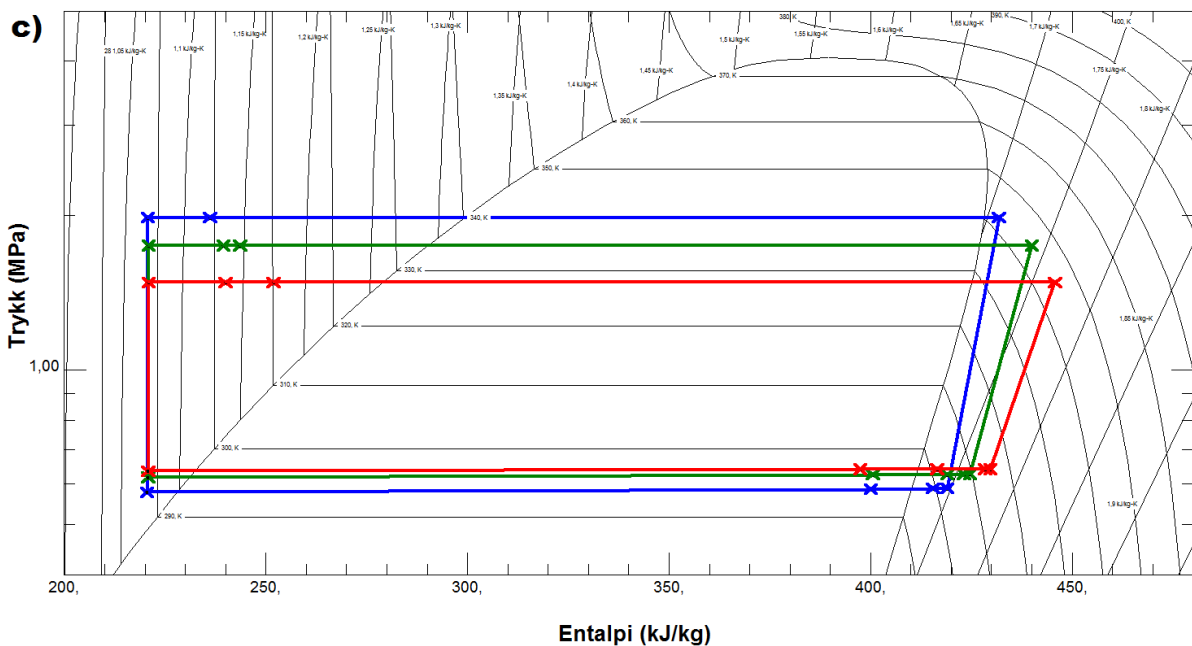
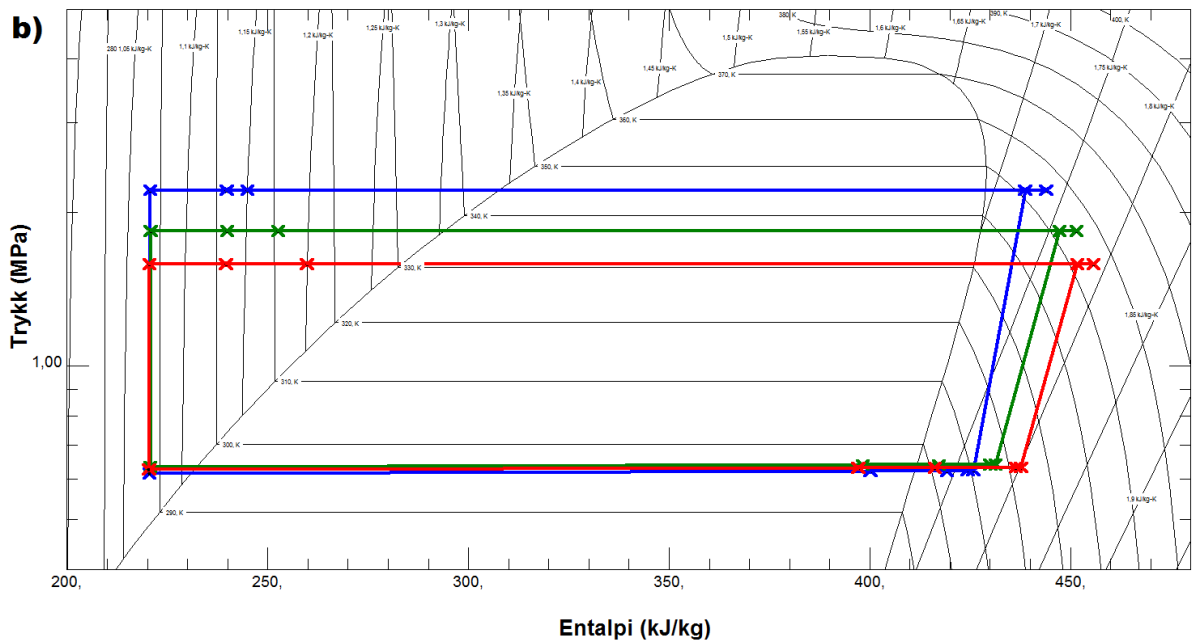
Ekspansjonene som er vist i Figur 5.34, Figur 5.35, Figur 5.36 og Figur 5.37 baserer seg på trykket som er målt i løpet av ekspansjonen, og hvordan tetthetene til gassen endret seg. Det eneste som er ganske sikkert, er trykket. Tettheten skulle bli bestemt fra massen og volumet til gassen i omformerne. Begge disse er, som diskutert over, vanskelige å finne. lekkasjen i ut-ventilene gjør at massen i omformerne ikke kan bestemmes ved hjelp av massestrømmen i kretsen. Massen kan heller ikke bestemmes ved hjelp av tilstanden i omformerer etter påfyllingen, da det er vanskelig å si hvilken temperatur gassen da har, og om noe av gassen har kondensert. Volumet vil kun være kjent til en viss grad, da vi ikke kan

være sikre på hvor mye dødvolum det er i omformeren. Det største usikkerhetsmomentet her er gassen i drivoljen. Gassen i oljen kan også føre til at posisjonen på arbeidsstempelet ikke helt følger volumendringen i omformerne, og dermed kan heller ikke tilstandene i løpet av ekspansjonen bestemmes. Det er nå alt for mange usikkerhetsmomenter til at tilstanden både før og etter ekspansjonen kan være kjent, og vi slutter her å prøve å finne ut hvilken type ekspansjon som har foregått inne i omformerne. Sannsynligvis vil ekspansjonen i de ulike kjøringene være polytrop, altså et sted mellom adiabatisk og isoterm.

5.4.19 Syklusene fra forsøkene vist i ph-diagrammet

Selv om ikke tilstandene i omformerne kan bestemmes, er det likevel interessant å se hvordan kjøringene ser ut i ph-diagrammet. Figur 5.38 viser hvordan syklusen til arbeidsmediet ser ut for 90 °C, 80 °C og 70 °C på varmekilden. I hvert diagram vises syklusen med lang ekspansjon med blå streker, kort ekspansjon med grønne streker, og ingen ekspansjon med røde streker. Det er gjennomsnittstilstandene til arbeidsmediet i de ulike delene av kretsen som er indikert med kryss. Det starter med tilstanden i tanken (T) nede til venstre, og med klokken følger da tilstanden før gjenvinner 1 (G1I), mellom gjenvinner 1 og 2 (G1G2), før fordamperen (FI), etter fordamperen (FU), før omformerne (OI), etter omformerne (OU), før gjenvinner 3 (G3I), mellom gjenvinner 2 og 1 (G2G1) og etter gjenvinner 1 (G1U). Da trykk- og temperaturmålingene stemte dårlig overens med det som ble observert i se-glassene, ble tilstandene til arbeidsmediet mellom gjenvinner 2 og 1 og etter gjenvinner 1 på lavtrykkssiden av kretsen, bestemt ved hjelp av entalpiene som ble funnet med likning (4.31) og (4.32). Grunnen til at det her er mulig å gjenvinne varme selv om arbeidsmediet er i tofaseområdet, er at væsken er underkjølt når den pumpes inn i kretsen. Temperaturen i tofaseområdet vil da være høyere, slik at varmeoverføring kan skje. Dette skyldes at tanktrykket er høyere i forsøkene enn i de teoretiske beregningene.





Figur 5.38 Syklusen som arbeidsmediet fulgte i forsøkene for de tre ulike gradene av ekspansjon og de tre temperatuene på varmekilden. I a) vises 90 °C på varmekilden, i b) vises 80 °C på varmekilden og i c) vises 70 °C på varmekilden. Blå strek indikerer ekspansjon til 4, 0 MPa i saltvannstrykk, grønn strek viser ekspansjon til 5,5 MPa i saltvannstrykk og rød strek viser kjøringene uten ekspansjon. I a) er det også vist hvilke tilstander de ulike punktene representerer i kretsen.

Figur 5.38 viser linjer for konstant entropi og temperatur. I Figur 5.38b ligger den røde linjen langs isotermlinje for 330 K (57 °C). Mellom hver isotermlinje er det 10 K forskjell. Ved 70 °C og ingen ekspansjon ser det ut til at trykkfallet har skjedd tilnærmet adiabatisk, da linjen som viser trykkfallet ser ut til å være nesten parallell med isentroplinjene. For hver temperatur på varmekilden er det tydelig at gassen på vei inn i omformerne følger isentroplinjene for de ulike høytrykkene som har blitt brukt i kjøringene. Dette skyldes at temperaturen i gassen på vei inn i omformerne har vært lik. Figur 5.38 viser at

arbeidsmediet ikke var i tofase ut av omformerne i noen av kjøringene. Når trykket i gassen faller i ekspansjonen og under utslipp, viser alle diagrammene at gassen har tatt til seg varme. Dette ser vi av at linjene i trykkfallet er mindre skrå enn isentroplinjene. Altså har entropien til gassen økt, og den har blitt tilført varme. Det ser ut til at litt mer varme har blitt tilført gassen i omformerne når gassen har fått lov til å ekspandere mye. Forskjellene mellom skråheten til linjene er imidlertid ikke så store, og siden det totale trykkfallet har vært størst når maskinen har blitt kjørt med ekspansjon, kan minst varme gjenvinnes når maskinen har blitt kjørt med lang ekspansjon. Hvis det stemmer at mer masse lekker gjennom ut-ventilen når trykkforskjellen mellom høytrykksiden og lavtrykksiden er størst, kan dette forklare hvorfor forskjellene ikke er større. Da vil mer masse lekke over og dra ned temperaturen. I alle diagrammene i Figur 5.38 ser gjenvinningen ut til å stoppe på omtrent det samme punktet i tofaseområdet. Arbeidsmediet har blitt forvarmet mest i gjenvinneren i kjøringene uten ekspansjon. I alle kjøringene har arbeidsmediet avgitt like mye spesifikk varme i kjøleren. Dette stemmer bra med teorien.

Sammenlignes Figur 5.38 med Figur 5.17, som viser de ideelle syklusene som arbeidsmediet skulle fulgt, ser vi tydelig noen forskjeller. I tillegg til at lavtrykket i kretsen er lavere i de ideelle syklusene enn i forsøkene, er det tydelig at det gjenvinnes mer varme i forsøkene med unntak av i kjøringene med lang ekspansjon. I de ideelle syklusene er tilstanden til gassen ut av omformerne lik, uansett ekspansjonsgrad, når temperaturen på varmekilden er lik. Dette skyldes at tilstanden inne i omformerne når ut-ventilen åpnes er omtrent lik, uansett ekspansjonsgrad. Dette vises i alle diagrammene i Figur 5.17. I forsøkene er tilstandene til arbeidsmediet etter omformerne (OU) mer spredt enn i de ideelle syklusene. For lang ekspansjon er gassen nærmere tofaseområdet etter omformeren, mens gassen er mer overhettet når den forlater omformerne når det ikke har blitt kjørt med ekspansjon. Dette skyldes at gassen i omformerne i forsøkene mottar varme under utslipp. I de ideelle syklusene ble det antatt at gassen ikke mottar noe varme under utslipp. I ekspansjonene har ikke gassen mottatt like mye varme som i de ideelle syklusene hvor ekspansjonen var isoterm. Dette skyldes omformernes lave temperatur i forsøkene. Til gjengjeld har gassen mottatt varme under utslipp i forsøkene. Totalt sett ser det ut til at gassen har mottatt mindre varme i omformerne i forsøkene enn i de teoretiske beregningene når maskinen har blitt kjørt med ekspansjon.

5.4.20 Varme og arbeid

Selv om det var vanskelig å bestemme tilstandene til gassen inne i omformerne, og hvilken type ekspansjon som fant sted, har dette heldigvis ikke påvirket utregningene som trengs for å bestemme virkningsgraden til maskinen ved de ulike driftstilstandene.

Arbeidet som har blitt utført av pumpen, W_p , og gassen, W_o , i omformerne i løpet av en halvperiode, er vist i Tabell 5.22 for de ulike kjøringene. Tabellen viser også hvor mye arbeid som har blitt gjort for å presse høytrykksoljen gjennom nåleventilen, W_{SV} . Hvor mye arbeid

som ble gjort av gassen under ekspansjonen, $W_{O\text{ eksp}}$, og under påfyllingen, $W_{O\text{ påfyll}}$, er også vist i tabellen.

Tabell 5.22 Tabellen viser forsøksresultatene for arbeidet som er utført av pumpen og av gassen i omformerne i løpet av en halvperiode for de ulike kombinasjonene av temperatur på varmekilden og ekspansjonsgrad. Hvor mye av arbeidet som gassen i omformerne gjør under henholdsvis påfylling og ekspansjon er også vist. Det samme er arbeidet som ble gjort for å presse høytrykksolje gjennom nåleventilen. Arbeidene er oppgitt i Joule.

| Kjøring | W_P | W_O | $W_{O\text{ påfyll}}$ | $W_{O\text{ eksp}}$ | W_{SV} |
|---------|-------|-------|-----------------------|---------------------|----------|
| 90-70 | 21 | 240 | 240 | 0 | 177 |
| 90-55 | 28 | 314 | 248 | 66 | 237 |
| 90-40 | 36 | 293 | 159 | 134 | 218 |
| 80-70 | 21 | 253 | 253 | 0 | 181 |
| 80-55 | 28 | 286 | 227 | 58 | 208 |
| 80-40 | 35 | 307 | 166 | 142 | 226 |
| 70-70 | 19 | 221 | 221 | 0 | 154 |
| 70-55 | 28 | 277 | 221 | 56 | 202 |
| 70-40 | 36 | 258 | 141 | 117 | 187 |

Arbeidet som pumpen gjør, ser ut til å øke med grad av ekspansjon. Dette er en naturlig følge av at høytrykket i kretsen har vært høyere når maskinen har blitt kjørt med ekspansjon. Pumpearbeidet ser ut til å være likt når ekspansjonsgraden er lik. Dette skyldes nok at forskjellen i trykk mellom høytrykkside og lavtrykkside da har vært mer lik, og at pumpefrekvensen har økt når trykkforskjellen har avtatt. Dette kan vi se fra Tabell 5.14 og Tabell 5.16. Tabell 5.23 viser hvor stort arbeidet pumpen gjør er i forhold til arbeidet gassen gjør i omformerne. Når maskinen kjøres uten ekspansjon, skal dette, i følge likning (4.10), være lik forholdet mellom tetthetene i tanken og gassen i omformerne som fylles på. I følge de teoretiske beregningene skulle pumpearbeidet ligge på 5-6 % av arbeidet utført i omformerne (Tabell 5.4). Grunnen til at det her er større kan blant annet være at noe av arbeidsmediet lekker over fra høytrykksiden til lavtrykksiden, uten å gjøre noe arbeid inne i omformerne. Om noe av gassen kondenserer inne i omformerne under påfyllingen, vil dette også føre til en høyere massestrøm i kretsen i forsøkene. Høyere massestrøm gir høyere pumpearbeid.

Fra Tabell 5.22 er det vanskelig å se noen klare sammenhenger mellom arbeidet gjort i omformerne, ekspansjonsgrad og temperatur. Arbeidet ser ut til å være lavest når gassen ikke ekspanderer, samt når temperaturen på varmekilden er lavest. Det er tydelig at arbeidet gjort under ekspansjonen øker med grad av ekspansjon. Tabell 5.23 viser hvor stor andel av arbeidet gassen gjør i omformerne som blir gjort under ekspansjonen. Som forventet ser vi at andelen øker når ekspansjonsgraden øker. Andelen ser ut til å ligge på 20 % med kort ekspansjon og 45 % ved lang ekspansjon. De teoretiske beregningene tilsier at andelene skulle vært 18-19 % og 36-37 % (se Tabell 5.4). Avviket kan skyldes at tidene for ekspansjon ble feil innstilt under forsøkene, slik at ekspansjonen tok lengre tid enn den skulle, og dermed vil stå for en større andel av arbeidet.

Tabell 5.22 viser at arbeidet som ble gjort for å presse høytrykksoljen gjennom nåleventilen er en god del lavere enn arbeidet gjort av gassen i omformerne. Hvor stor andel av arbeidet som utføres i omformerne som går til å presse høytrykksolje gjennom nåleventilen, er også vist i Tabell 5.23. 25-30 % av arbeidet går tapt, hovedsakelig til å overvinne friksjonen i clarkpumpen. Dette er mye, men vil, som vist på slutten av kapittel 5.4.9, bedre seg for et større anlegg.

Tabell 5.23 Hvor stort pumpearbeidet, arbeidet gjort i ekspansjonen og arbeidet gjort i å presse høytrykksolje gjennom nåleventilen har vært, i forhold til arbeidet som ble utført av gassen i omformerne i de ulike forsøkene. Hvor stor andel av varmen som tilføres arbeidsmediet totalt som kan gjenvinnes, er også vist. Tabellen kan sammenlignes med Tabell 5.4 som viser tre av de samme forholdene for en ideell maskin. I en ideell maskin ville alt arbeidet som ble gjort i omformerne gått til å presse høytrykksolje gjennom nåleventilen. Andelene er oppgitt i prosent.

| Kjøring | W_P/W_O | W_{eksp}/W_O | W_{sv}/W_O | $Q_G/Q_{inn\ tot}$ |
|---------|-----------|----------------|--------------|--------------------|
| 90-70 | 8,7 | 0,0 | 73,5 | 17,6 |
| 90-55 | 8,9 | 21,2 | 75,5 | 15,9 |
| 90-40 | 12,4 | 45,9 | 74,4 | 12,9 |
| 80-70 | 8,5 | 0,0 | 71,4 | 16,2 |
| 80-55 | 9,8 | 20,5 | 72,8 | 13,4 |
| 80-40 | 11,4 | 46,1 | 73,6 | 10,3 |
| 70-70 | 8,7 | 0,0 | 69,7 | 13,4 |
| 70-55 | 10,1 | 20,3 | 72,8 | 9,9 |
| 70-40 | 14,0 | 45,3 | 72,6 | 7,0 |

For bedre å kunne sammenligne disse resultatene med de teoretiske beregningene, er de spesifikke arbeidene vist i Tabell 5.24. De spesifikke varmeoverføringene er også vist. Denne tabellen kan sammenlignes med Tabell 5.3. Forholdet mellom tallene i Tabell 5.22 og Tabell 5.24 er massen som pumpes rundt i kretsen i løpet av en halvperiode.

Tabell 5.24 De spesifikke arbeidene og varmestrømmene i forsøkene for de ulike kombinasjonene av temperatur på varmekilden og ekspansjonsgrad. Tabellen kan sammenlignes med de teoretiske resultatene i Tabell 5.3. Benevningen er kJ/kg.

| Kjøring | w_P | w_O | $q_{F\ inn}$ | $q_{O\ inn}$ | q_G | $q_{K\ ut}$ |
|---------|-------|-------|--------------|--------------|-------|-------------|
| 90-70 | 0,85 | 9,8 | 202 | 5,5 | 44 | 177 |
| 90-55 | 1,07 | 12,0 | 202 | 7,2 | 40 | 177 |
| 90-40 | 1,41 | 11,4 | 202 | 10,4 | 32 | 178 |
| 80-70 | 0,77 | 9,1 | 196 | 7,5 | 39 | 177 |
| 80-55 | 0,97 | 9,9 | 199 | 6,8 | 32 | 178 |
| 80-40 | 1,28 | 11,2 | 199 | 10,8 | 24 | 180 |
| 70-70 | 0,68 | 7,8 | 194 | 6,3 | 31 | 177 |
| 70-55 | 0,91 | 9,0 | 196 | 9,3 | 23 | 180 |
| 70-40 | 1,13 | 8,0 | 196 | 11,0 | 15 | 180 |

Det spesifikke pumpearbeidet gjort i forsøkene er litt lavere enn i de teoretiske beregningene. Dette kan forklares av at trykkforskjellen mellom høytrykksiden og lavtrykksiden i kretsen var litt lavere i forsøkene. Dette kan sees ved å sammenligne høytrykket, p_{FU} , og lavtrykket, p_T , i kretsen fra Tabell 5.16 med forskjellen mellom høytrykket, p_2 , og lavtrykket, p_1 , i kretsen i de ideelle kjøringene. Høytrykkene er gitt i Tabell 5.1 for de ideelle kjøringene. Lavtrykket er gitt i Tabell 4.1.

Sammenlignes det spesifikke arbeidet gjort av gassen i omformerne under forsøkene med de teoretiske beregningene, viser det seg at det spesifikke arbeidet gjort under forsøkene er omtrent halvparten av det som ble beregnet teoretisk. Jo mer det ekspanderes, jo større er avviket. Hovedårsaken til dette er lekkasjen i ut-ventilene, og at lekkasjen ser ut til å øke med trykkforskjellen mellom høytrykksiden og lavtrykksiden. En del av massen som har gått i kretsen har dermed ikke utført noe arbeid. At temperaturen på omformerne var lav og at ekspansjonen dermed ikke var isoterm, vil også føre til et lavere arbeid.

Varmen som er tilført arbeidsmediet i fordamperen, $Q_{F inn}$, i omformerne, $Q_{O inn}$, og i gjenvinneren, Q_G , i løpet av en halv periode er vist i Tabell 5.25. Tabellen viser også hvor mye varme, $Q_{K ut}$, som avgis i kjøleren. Varmen som er tilført og avgitt er i tillegg til entalpiforskjellene avhengig av hvor mye masse som har gått i kretsen i løpet av en halvperiode. Massen vil endre seg i takt med pumpefrekvensen gitt i Tabell 5.14, da tilstanden i tanken er omtrent den samme i alle kjøringene, og tettheten til væske uansett vil endre seg lite med trykk og temperatur.

Tabell 5.25 Varme som er tilført og avgitt fra arbeidsmediet i løpet av en halvperiode for hver kombinasjon av ekspansjonsgrad og temperatur på varmekilden som ble brukt under forsøkene. Varmen er oppgitt i Joule.

| Kjøring | $Q_{F inn}$ | $Q_{O inn}$ | Q_G | $Q_{K ut}$ |
|--------------|-------------|-------------|-------|------------|
| 90-70 | 4980 | 136 | 1093 | 4355 |
| 90-55 | 5307 | 190 | 1043 | 4644 |
| 90-40 | 5199 | 266 | 810 | 4577 |
| 80-70 | 5460 | 208 | 1094 | 4924 |
| 80-55 | 5751 | 197 | 919 | 5134 |
| 80-40 | 5438 | 294 | 659 | 4907 |
| 70-70 | 5498 | 180 | 879 | 5010 |
| 70-55 | 6046 | 285 | 697 | 5531 |
| 70-40 | 6286 | 354 | 497 | 5767 |

Tabell 5.25 viser at varmen som tilføres arbeidsmediet i fordamperen i løpet av en halvperiode ser ut til å øke når temperaturen avtar. Dette skyldes nok først og fremst at mer masse har gått i kretsen når temperaturen er lav. Den spesifikke varmen som er tilført arbeidsmediet i fordamperen, er nemlig mindre for lavere temperatur på varmekilden, i følge Tabell 5.24. Figur 5.38 viser at dette stemmer bra, da den spesifikke

varmeoverføringen er representert av lengden på strekene mellom punktene FI og FU. Disse ser ut til å være omtrent like lange for alle kjøringene. Dette er ikke tilfellet i Figur 5.17, hvor avstanden mellom punkt 2' og 3 er mindre jo mer det ekspanderes. Sammenlignes den spesifikke varmen som tilføres arbeidsmediet i fordampere i forsøkene med de teoretiske beregningene i Tabell 5.3, ser vi at overenstemmelsen er utmerket for de lange ekspansjonene. Ved kort og ingen ekspansjon tilføres det mer varme i de ideelle syklusene. Dette skyldes at mindre varme da har blitt gjenvunnet.

Varmen som tilføres gassen totalt sett, i alle prosessene i omformerne, er beregnet ved hjelp av likning (4.37). Det er tydelig fra resultatene i Tabell 5.25 at varmen tilført gassen i omformerne øker jo mer gassen har ekspandert. Dette tyder på at gassen har tatt til seg en del varme i ekspansjonen. Dette så vi også av Figur 5.38, hvor linjene som viste trykkfallet hadde en tendens til å være mindre skrå jo mer gassen ekspanderte. Gassen har også tatt til seg noe varme når det ikke kjøres med ekspansjon. I de teoretiske beregningene ble det antatt at trykket faller adiabatisk inne i omformerne når ut-ventilene åpnes. Om omformerne er oppvarmet, vil gassen under utslipp klare å ta til seg noe varme. Dette skyldes at temperaturen i gassen når trykket faller, vil synke til en lavere temperatur enn den omformerne holder. Dermed vil varme overføres fra omformerne til gassen.

Den spesifikke varmen som tilføres arbeidsmediet i omformerne er derfor høyere i forsøkene enn i de teoretiske beregningene når det kjøres uten ekspansjon, for lang ekspansjon er det motsatt. Dette skyldes blant annet at omformertemperaturen under forsøkene var 10-20 °C lavere enn temperaturen i gassen som ble sluppet inn. Dette kommer av dårlig kontakt mellom varmespiralene og omformerne, og fører til at gassen vil gi i fra seg varme under påfyllingen. Under ekspansjonen og utslipp vil gassen ta tilbake varme. Det er viktig å huske at all massen som pumpes inn i kretsen i løpet av en halvperiode, ikke vil være inne i omformeren og ta til seg varme. Den spesifikke varmen som tilføres gassen i omformeren skal da egentlig være høyere i forsøkene, siden gassen som lekker forbi ut-ventilene ikke vil motta varme i omformerne og i stedet for vil senke temperaturen som måles ut av omformerne. Om det stemmer at mer gass lekker jo større trykkforskjell det er mellom høytrykkssiden og lavtrykkssiden av kretsen, vil dette påvirke de lange ekspansjonene mest. Til sammen er den spesifikke varmen som tilføres arbeidsmediet i fordampere og omformerne i forsøkene omtrent 10 kJ/kg lavere enn i de teoretiske beregningene. Dette skyldes at mer varme kan gjenvinnes i forsøkene med kort og ingen ekspansjon, og at mindre varme ble tilført i omformerne når det var lang ekspansjon.

Tabell 5.25 viser tydelig at varmen som gjenvinnes i løpet av en halvperiode avtar når temperaturen på varmekilden avtar og ekspansjonsgraden øker. Tabell 5.24 viser det samme. Dette kan også tydelig observeres i Figur 5.38, hvor den spesifikke varmen som gjenvinnes er representert med lengden på strekene mellom punktene som viser tilstandene før og etter gjenvinneren, G3I og G1U på lavtrykkssiden, eller G1I og FI på høytrykkssiden. I Figur 5.17 ser vi at varmen som gjenvinnes i de ideelle syklusene avtar med temperatur, men

er ganske like for de ulike ekspansjonsgradene. I de ideelle syklusene blir det faktisk gjenvunnet litt mer varme etter en lang ekspansjon. At minst varme gjenvinnes etter en lang ekspansjon i forsøkene, skyldes at gassen etter omformerne og inn i gjenvinneren er kaldere enn etter kort og ingen ekspansjon. Dette skyldes nok at det totale trykkfallet har vært større, og at gassen ikke har mottatt nok varme inne i omformerne. Det kan også skyldes at mer gass har sluppet forbi ut-ventilene under påfyllingen, når trykkforskjellen i kretsen har vært større. Dette vil gjøre at temperaturen i gassen etter omformerne da er lavere. At det kan gjenvinnes mindre varme når temperaturen på varmekilden er lavere, er klart, da temperaturen til gassen etter omformerne da også vil være lavere.

Den spesifikke varmen som kan gjenvinnes er høyere i forsøkene enn i de teoretiske beregningene for kort og ingen ekspansjon. Dette skyldes nok først og fremst at lavtrykket i kretsen er høyere i forsøkene, slik at arbeidsmediet er underkjølt i tanken. Dermed kan arbeidsmediet på lavtrykkssiden av gjenvinneren gi i fra seg varme selv om det er i tofase, fordi det da vil være en temperaturdifferanse mellom de to sidene i varmevekslerne. Mer varme kan også gjenvinnes fordi varme tilføres gassen under utslipp. Hvor stor andel som kan gjenvinnes av varmen som tilføres arbeidsmediet i kretsen er vist i Tabell 5.23. Andelen avtar når temperaturen på varmekilden avtar, og ekspansjonsgraden øker. Sammenlignes disse resultatene med tilsvarende resultater fra de teoretiske beregningene i Tabell 5.4, er det klart at andelen er betydelig større i forsøkene med kort og ingen ekspansjon. For lang ekspansjon er andelen like. At mer varme kan gjenvinnes kan være positivt for ytelsen til maskinen, men dette går på bekostning av det utførte arbeidet. Grunnen til at mer varme kan gjenvinnes er at lavtrykket i kretsen er høyere. Dette vil imidlertid også føre til at netto arbeid som gjøres av gassen i omformerne avtar.

Tabell 5.25 viser at kjølingen ser ut til å være større jo lavere temperatur det er på varmekilden. Dette skyldes, som for varmen tilført i fordampere, at pumpefrekvensen og massestrømmen i kretsen da er høyere. Den spesifikke kjølingen for forsøkene er vist i Tabell 5.24, og ser ut til å være ganske konstant. Dette stemmer godt overens med Figur 5.38. At den spesifikke kjølingen er litt lavere i forsøkene enn i de teoretiske beregningene vist i Tabell 5.3, skyldes at arbeidsmediet kunne kondensere en del i gjenvinneren før det kom inn i kjøleren.

5.4.21 Virkningsgrader

Virkningsgradene for de ulike kjøringene er vist i Tabell 5.26. Her vises både virkningsgraden for arbeidet gjort i omformerer, η , og for arbeidet gjort i å presse høytrykksolje gjennom nåleventilen, η_{SV} . Forskjellen mellom disse to virkningsgradene kommer av at kun 70-75 % av arbeidet som gjøres i omformerne går til å presse høytrykksolje gjennom nåleventilen.

Tabell 5.26 Virkningsgradene som ble funnet for maskinen og anlegget som helhet er her oppgitt for alle de ni forsøkene som ble gjort. Virkningsgraden for anlegget som helhet tar hensyn til friksjonstapet i clarkpumpen og vil derfor være lavere enn virkningsgraden for maskinen.

| Kjøring | η [%] | η_{SV} [%] |
|---------|------------|-----------------|
| 90-70 | 4,3 | 3,0 |
| 90-55 | 5,2 | 3,8 |
| 90-40 | 4,7 | 3,3 |
| 80-70 | 4,1 | 2,8 |
| 80-55 | 4,3 | 3,0 |
| 80-40 | 4,7 | 3,3 |
| 70-70 | 3,6 | 2,4 |
| 70-55 | 3,9 | 2,7 |
| 70-40 | 3,3 | 2,3 |

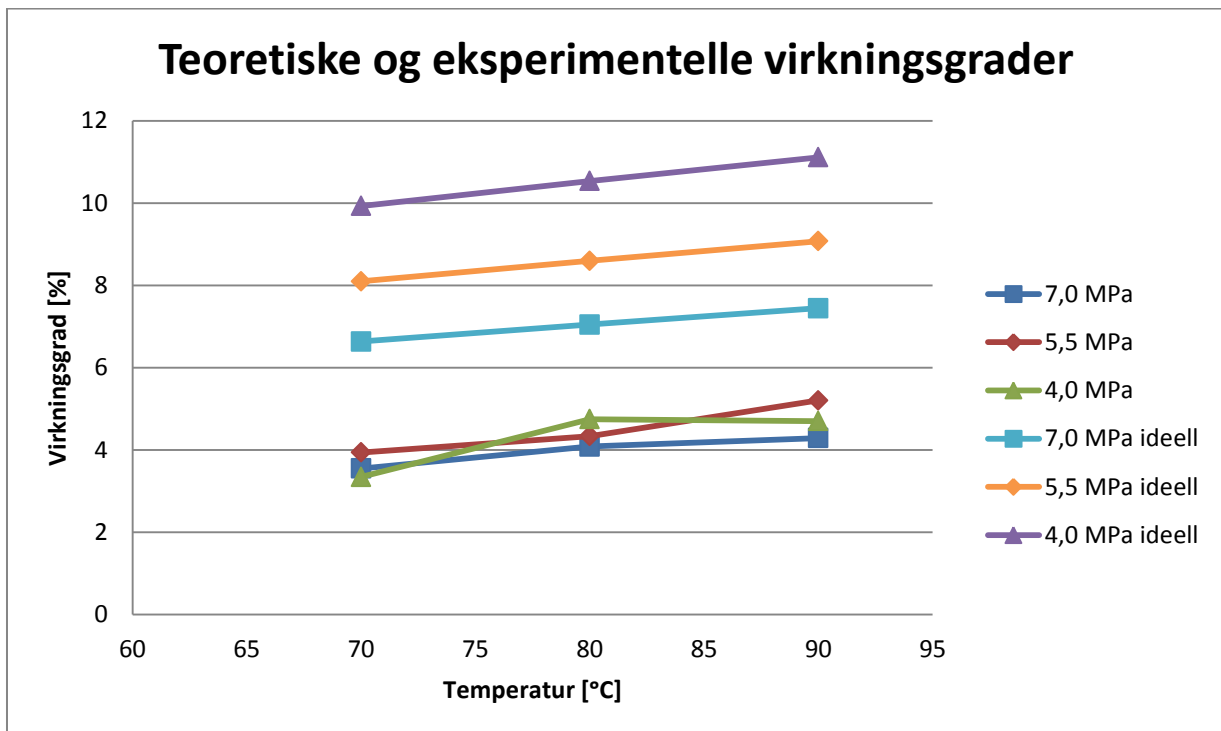
De teoretiske virkningsgradene ble sammenlignet med carnoteffektivitetene. Om irreversibiliteten til prosessene tas hensyn til, vil et mer realistisk mål på virkningsgraden være gitt av Chambadal-Novikov effektiviteten, η_{CN} , i likning (2.18). Virkningsgraden for maskinen kan derfor sammenlignes med Chambadal-Novikov effektiviteten til en varmekraftmaskin som arbeider mellom to varmereservoarer med de samme temperaturene som ble brukt i forsøkene. Dette gir tre ulike virkningsgrader for de tre ulike temperaturene på varmekilden, og er vist i Tabell 5.27. Virkningsgradene som ble oppnådd i forsøkene ser ut til å være litt under halvparten av Chambadal-Novikov effektivitetene.

Tabell 5.27 Chambadal-Novikov effektivitetene for en varmekraftmaskin som arbeider mellom to varmereservoarer hvor det ene har en temperatur på 15°C og det andre har temperaturene oppgitt i tabellen.

| T [°C] | η_{CN} [%] |
|--------|-----------------|
| 90 | 10,93 |
| 80 | 9,67 |
| 70 | 8,37 |

Virkningsgradene for maskinen i Tabell 5.26 kan sammenlignes med de teoretiske virkningsgradene i Tabell 5.5. For tydeligere å kunne se forskjellene og trendene er de teoretiske og eksperimentelle virkningsgradene for maskinen sammenlignet i Figur 5.39. Virkningsgradene som ble oppnådd eksperimentelt er flere prosentpoeng lavere enn de teoretiske. Dette kan skyldes varmetap til omgivelsene og trykktap over ventilene, innsnevringen og i bøyer på rørene, samt friksjonstap i rørene og varmevekslerne. Målingene

viser at det er noe varmetap til omgivelsene, men at trykktapene i kretsen er små. Trykktapene avhenger av strømningshastigheten til arbeidsmediet, og vil være størst i et inn-ventilene og ut-ventilene åpnes og gass raskt blåses inn og ut av omformerne. Varmetapet kan reduseres med bedre isolasjon. Hovedårsaken til de lave virkningsgradene mistenkes å være lekkasjen av gass over ut-ventilene. Som Tabell 5.3 og Tabell 5.24 viser er de spesifikke varmeoverføringene og pumpearbeidet i forsøkene ikke så ulike de som ble beregnet teoretisk for en ideell syklus. Netto tilført varme til arbeidsmediet er omtrent 5 % lavere i forsøkene. Det spesifikke arbeidet som gjøres i omformerne derimot, er omtrent 50 % lavere i forsøkene. Dette kan skyldes at ekspansjonen ikke var isotherm, slik som det ble antatt i de teoretiske beregningene, da temperaturen på omformerne var for lav. At tanktrykket er høyere i forsøkene enn det som er antatt i de teoretiske beregningene, vil også gi et lavere arbeid i omformerne. Dette vil også føre til et litt lavere pumpearbeid, men påvirkningen på arbeidet gjort i omformerne er størst. Dette alene vil imidlertid ikke gi en så stor forskjell mellom de teoretiske og eksperimentelle spesifikke arbeidene. Hovedårsaken må da være massetapet. Lekkasjen i ut-ventilene vil gjøre at virkningsgraden til maskinen blir dårligere. Dette skyldes at noe av massen ikke har gjort et arbeid i omformerne, men likevel gått i kretsen og mottatt varme i fordampere. I tillegg vil pumpearbeidet bli større enn nødvendig. Massen som lekker over ut-ventilen vil også dra ned gjennomsnittstemperaturen til gassen som kommer ut av omformerne. Dette gjør at mindre varme kan gjenvinnes.



Figur 5.39 Eksperimentelle og teoretisk beregnede virkningsgrader for maskinen i de ulike kjøringene plottet mot temperaturen på varmekilden. Fargene viser graden av ekspansjon, og om virkningsgradene er eksperimentelle eller teoretiske.

Forskjellene i virkningsgrad mellom de ulike driftstilstandene er større for de teoretiske beregningene enn i forsøkene. Forsøksresultatene viser at virkningsgraden øker med temperaturen på varmekilden. Dette stemmer godt overens med teorien. Forskjellen mellom virkningsgradene som ble funnet eksperimentelt, er ikke like tydelig når det gjelder ekspansjonsgrad. Det ser ut til at virkningsgraden er høyere når det ekspanderes til 5,5 MPa i saltvannstrykk enn når det ikke ekspanderes. Ekspansjon til 4,0 MPa i saltvannstrykk viser ikke samme trenden. Om mer gass lekker over ut-ventilene jo større trykkforskjell det er mellom høytrykkssiden og lavtrykkssiden i kretsen, kan dette forklare hvorfor virkningsgradene ikke ble høyere med lang ekspansjon i omformerne. Det har vært størst trykkforskjell mellom høytrykkssiden og lavtrykkssiden når det har blitt kjørt med lang ekspansjon. Den lave temperaturen på omformerne vil også bidra til en lavere virkningsgrad.

I denne analysen ble forsøkene gjort med ulikt høytrykk i kretsen. Hadde alle forsøkene ved en gitt temperatur blitt utført med samme høytrykk i kretsen, ville det vært enklere å sammenligne forsøkene med og uten ekspansjon. Blant annet fordi lekkasjen da ville vært mer lik i alle forsøkene. De teoretiske beregningene viste at følsomheten til virkningsgraden på høytrykket i kretsen var relativt liten innenfor et visst intervall av høytrykk. Om alle forsøkene kjøres på samme trykk, vil det derfor ikke spille så stor rolle.

Virkningsgradene som er bestemt både teoretisk og eksperimentelt har kun tatt hensyn til varmen og arbeidet som blir tilført og avgitt fra arbeidsmediet i varmevekslerne og fra pumpen. Virkningsgraden til varmevekslerne og pumpen har da ikke blitt tatt hensyn til. I praksis vil varmen og arbeidet som faktisk brukes for å drive maskinen være høyere. Dette vil føre til lavere virkningsgrad. På et reelt anlegg må man, i følge Kasin, regne med at temperaturen til arbeidsmediet etter fordamperen og kjøleren vil være 5-10 °C unna temperaturene på varmekilden og kjølevannet. Dessuten vil ikke gjenvinneren være 100 % effektiv. På maskinen som her har blitt studert, har varmevekslerne vært overdimensjonerte, slik at disse temperaturforskjellene nesten ikke eksisterer. Ved hjelp av volumstrømmen til varmtvannet og kjølevannet samt temperaturdifferansene på hver av disse, har varmen, $Q_{VV ut}$, som ble avgitt fra varmtvannet i fordamperen og varmen, $Q_{KV inn}$, som ble tilført kjølevannet i kjøleren, blitt beregnet ut i fra likning (4.39) og (4.40). Resultatene er vist i Tabell 5.28. Ved å bruke likning (4.44) og (4.45) ble også effektiviteten til fordamperen, η_F , og kjøleren, η_K , bestemt, og de er gjengitt i Tabell 5.28. Resultatene for effektivitetene til varmevekslerne viser seg å variere en del, særlig for fordamperen. Dette skyldes nok unøyaktigheter i målingene og avlesningen av målingene, både av temperatur og strømning. Kjølevannet går gjennom tanken i tillegg til kjøleren, slik at effektiviteten til kjøleren også inneholder effektiviteten i varmeoverføringen i tanken. Da strømningsmålingen for varmtvannet måler både strømningen til fordamperen og omformerne, er virkningsgraden som her oppgis virkningsgraden til varmeoverføringen i både fordamperen og omformerne. Strømningsmålingen på varmtvannet varierte en del, slik at strømningene som ble brukt i utregningene var usikre. Dette kan være den del av forklaringen på at denne virkningsgraden varierer mer enn virkningsgraden for kjøleren, og generelt ser ut til å være litt lavere.

Tabell 5.28 Varmen som er avgitt fra varmtvannet i fordampere og omformerne, og varmen som er tilført kjølevannet i kjøleren og tanken, er vist sammen med den beregnede effektivitetene under hver kjøring. Effektiviteten til fordampere inneholder også effektiviteten til varmeoverføringen i omformerne. Effektiviteten til kjøleren inneholder også effektiviteten til varmeoverføringen i tanken.

| | $Q_{VV\ ut} [J]$ | $\eta_F [\%]$ | $Q_{KV\ inn} [J]$ | $\eta_K [\%]$ |
|--------------|------------------|---------------|-------------------|---------------|
| 90-70 | 6827 | 75 | 3831 | 88 |
| 90-55 | 9103 | 60 | 4107 | 88 |
| 90-40 | 7478 | 73 | 4138 | 90 |
| 80-70 | 7868 | 72 | 3875 | 79 |
| 80-55 | 7083 | 84 | 4277 | 83 |
| 80-40 | 7775 | 74 | 4343 | 89 |
| 70-70 | 6372 | 89 | 3983 | 80 |
| 70-55 | 7282 | 87 | 4760 | 86 |
| 70-40 | 6600 | 101 | 4340 | 75 |

6 Konklusjon

Resultatene fra de teoretiske beregningene viser at maskinen som studeres her kan oppnå virkningsgrader mellom 6,6 og 11,1 %, avhengig av temperaturen på varmereservoarene maskinen arbeider mellom, og hvor mye gassen ekspanderer i omformerne. Om maskinen kjøres med ekspansjon, kan virkningsgraden økes på bekostning av effekten og produksjonen av ferskvann. Ved ekspansjon fra 7,0 til 4,0 MPa i trykk på saltvannet, kan virkningsgraden øke med 3,5 prosentpoeng, mens ferskvannsproduksjonen vil avta til 75 % av produksjonen som oppnås uten ekspansjon. Varmen som trengs for å produsere en kubikkmeter ferskvann vil reduseres til 60 % om gassen ekspanderer slik. Ved ekspansjon fra 7,0 til 5,5 MPa i saltvannstrykk, vil virkningsgraden øke med 1,5-2 prosentpoeng, mens produksjonen kun avtar til 95,5 % av maksimal produksjon. Varmebehovet vil avta til 80 %.

Det er mulig å ekspandere gassen i omformerne helt til trykket er likt lavtrykket i kretsen, og på den måten oppnå en høyere virkningsgrad, men dette vil føre til en lavere produksjon av ferskvann. Om maskinen brukes til trykksetting av saltvann i et avsaltingsanlegg som skal levere en bestemt ferskvannsproduksjon, må størrelsen på anlegget øke om maskinen skal kjøres med ekspansjon. Prisen på varmen kontra kostnadene knyttet til å bygge et større anlegg, vil da avgjøre om det er lønnsomt å kjøre maskinen med ekspansjon.

Det viste seg at maskinen ikke funksjonerte helt optimalt under forsøkene, da det var gasslekkasje i ventilene slik at ikke alt arbeidsmediet som ble pumpet rundt i kretsen kunne utføre et arbeid. Oppvarmingen av omformerne var heller ikke så god som ønskelig. Dette var med på å gjøre at virkningsgraden til maskinen under de ulike driftstilstandene varierte mellom 3,3 og 5,2 %. De teoretiske beregningene viser likevel at maskinen har potensiale til å konkurrere med ORC-anlegg for strømproduksjon.

Resultatene fra de teoretiske beregningene viser at maskinen absolutt er konkurransedyktig med en tradisjonell ORC-maskin som produserer strøm og trykksetter saltvannet med en elektrisk pumpe. Styrken til det foreliggende varmedrevne avsaltingsanlegget er den direkte omdanningen av varme til trykkarbeid.

7 Forbedringer og forslag til videre utvikling av anlegget

Maskinen skal utvikles videre, og det blir spennende å se om maskinen en gang i fremtiden kan kommersialiseres og bli brukt i de fremtidige avsaltingsanleggene som vil bli bygget. Forsøkene som her har blitt utført har avdekket en del forbedringspotensialer på det nåværende anlegget, og disse funnene vil bli tatt med i planleggingen av et nytt og større anlegg for videre forskning. De viktigste forbedringspotensialene er her presentert kort.

Prosessene inne i omformerne viste seg ikke å kunne bestemmes ved hjelp av målingene som ble gjort. Dette skyldtes lekkasjen over ut-ventilene, og for liten kjennskap til dødvolumet i omformerne. Forbedringer vil da blant annet innbefatte ventiler som ikke lekker. Dette vil høyst sannsynlig også bedre virkningsgraden til maskinen. Det neste anlegget skal ha en annen type ventiler. Det er interessant å se hvor høye virkningsgrader som kan oppnås om ventilene ikke lekker.

Det er også interessant å undersøke hvilken type ekspansjon som kan oppnås om omformerne holder en like høy temperatur som gassen som fylles på i omformerne. Da må det være god kontakt mellom varmespiralene og omformerkroppen. Dette skal forbedres på det neste anlegget, hvor varmespiralene skal ligge inne i selve godset til omformerne, noe som vil gi bedre varmeoverføring. Det bør også gjøres forbedringer i hvordan temperaturen på omformerne måles, for å være sikker på at denne er representativ for temperaturen i omformerveggen som er i kontakt med gassen. Hvis strømmingen til varmtvannet i varmespiralene måles sammen med temperaturfallet i dette varmtvannet gjennom spiralene, kan varmen som er tilført omformerne bestemmes. Gjøres dette nøyaktig nok, kan det da undersøkes hvor stor effektivitet som kan oppnås i varmeoverføringen til gassen i omformerne, og det kan vurderes om det lønner seg å ekspandere isotermt framfor adiabatisk.

Varmetapet fra omformerne kan reduseres i et nytt anlegg. Drivoljen som strømmer opp og ned mellom clarkpumpen og omformerne gjennom uisolerte rør, vil transportere varme ut fra omformerne og avgi en del varme til omgivelsene. I neste versjon av anlegget bør det vurderes om rørene og drivsylindere eller hele clarkpumpen skal isoleres sammen med omformerne, og eventuelt om avstanden mellom clarkpumpen og omformerne kan gjøres kortere for å redusere tap.

Mulighetene for å ha et hendelsesstyrt anlegg bør undersøkes, slik at arbeidsstempelen ikke blir stående stille i endeposisjonene. Et hendelsesstyrt anlegg vil også gjøre det enklere å utføre ulike forsøk uten å endre motstanden i nåleventilen. Nåleventilen kan eventuelt byttes ut med en motstand som ligner mer på motstanden i en RO-membran.

Undersøkelsene i kapittel 5.4.5 viste imidlertid at nåleventilen, innenfor maskinens arbeidsområde for trykk og volumstrøm, var en ganske god tilnærming til motstanden i en RO-membran. Hvis det var gass i oljen som gjorde at systemet ikke var stivt, kan dette imidlertid bli feil. Det bør undersøkes om det er mulig å ha membraner i omformerne, hvor gass ikke kan diffundere over til oljesiden. Dette er særdeles viktig siden flere av

arbeidsmediene som er aktuelle for bruk i maskinen ikke bør slippe ut i atmosfæren, ettersom de har høy drivhuseffekt sammenlignet med CO₂ (Tchanche et al. 2009). Gass i oljen vil også redusere virkningsgraden til maskinen.

Resultatene som her er presentert, baserer seg på at arbeidsmediet som brukes er R-134a. Temperaturene på varmtvannskilden og kjølevannet vil avgjøre hvilke typer arbeidsmedier som egner seg for bruk i maskinen. For temperaturene som er interessante for maskinen som ble studert her, vil det finnes andre aktuelle arbeidsmedier som kan være interessante å utforske.

8 Referanseliste

- Bejan, A. (1996). Method of entropy generation minimization, or modeling and optimization based on combined heat transfer and thermodynamics. *Revue Générale de Thermique*, 35 (418–419): 637-646.
- Çengel, Y. A. (2007). *Heat and mass transfer: a practical approach*. Boston: McGraw-Hill. 901 s.
- climatetemp.info. (2011). Tilgjengelig fra: <http://www.climatetemp.info/greece/> (lest 07.05.2012).
- Desalination & Water Reuse (D&WR). (2011). *Total world desalination capacity close to 60 million m³/d*. Tilgjengelig fra: http://www.desalination.biz/news/news_story.asp?id=5121 (lest 01.05.2012).
- Enova. (2009). Utnyttelse av spillvarme fra norsk industri - en potensialstudie. 73 s.
- Ertesvåg, I. S. (2004). *Eksergi – eit mål for energikvalitet* Tilgjengelig fra: <http://www.energy.sintef.no/publ/xergi/98/1/art-2.htm> (lest 27.04.2012).
- Finnemore, E. J., Franzini, J. B. & Daugherty, R. L. (2002). *Fluid mechanics with engineering applications*. Boston: 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.
- McCabe, W. L., Harriott, P. & Smith, J. C. (2005). *Unit operations of chemical engineering*. Boston: McGraw-Hill. 1140 s.
- Mulder, M. (1996). *Basic principles of membrane technology*. 2 utg. Dordrecht: Kluwer. 564 s.
- NVE, Enova, Norges forskningsråd & Innovasjon Norge. *Solenergi*. Tilgjengelig fra: www.fornybar.no (lest 26.04.2012).
- Parry, M. L., Canziani, O. F., Palutiko, J. P., Linden, P. J. & Hanson, C. E. (2007). IPCC, 2007: Climate Change 2007: Impacts, Adaptation and Vulnerability. Contribution of Working Group II to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. Cambridge, UK. 976 s.
- Quoilin, S. & Lemort, V. (2009). Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems. *5th European Conference, Economics and Management of Energy in Industry*: 13 s.
- Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M. & Fischer, J. (2007). Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, 32 (7): 1210-1221.
- Sonntag, R. E. & Borgnakke, C. (2007). *Introduction to engineering thermodynamics*. 2 utg. Hoboken, New Jersey: Wiley. 617 s.
- Spectra Watermakers Inc. Tilgjengelig fra: <http://www.spectrawatermakers.com/ventura/200.html> (lest 26.04.2012).
- Taylor, J. R. (1997). *An introduction to error analysis: the study of uncertainties in physical measurements*. Sausalito, Calif.: University Science Books. 327 s.
- Tchanche, B. F., Papadakis, G., Lambrinos, G. & Frangoudakis, A. (2009). Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 29 (11-12): 2468-2476.
- Thomson, A. M. (2003). *Reverse-Osmosis Desalination of Seawater Powered by Photovoltaics Without Batteries*. Doctoral thesis: Loughborough University. 242 s.
- Tipler, P. A. & Mosca, G. (2008). *Physics for scientists and engineers*. New York: Freeman. 1172 s.
- U.S. Energy Information Administration. (2011). *International Energy Outlook 2011*. Washington. 292 s.