

# LAVTEMPERATUR ENERGIOMFORMING

LOW-TEMPERATURE ENERGY CONVERSION

AMUND JAKOBSEN FØYN

UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITENSKAP  
INSTITUTT FOR MATEMATISKE REALFAG OG TEKNOLOGI  
MASTEROPPGAVE 30 STP. 2011





---

## Sammendrag

Oppgava tar for seg en termodynamisk-prosess, hvis mål er å produsere ferskvann fra saltvann ved hjelp av en omvendt osmose-prosess. Prosessen er en modifisert *Organic Rankine Cycle*-prosess, hvor turbinen er fjernet. I stedet for at man bruker en gassturbin, generator, motor og pumpe for å drive ferskvann igjennom en omvendt osmose-membran, er ideen å bruke trykket direkte til å drive en sylinder som setter opp det nødvendige vanntrykket.

Det har blitt tenkt ut måter å skille gass og vann ved hjelp av et membranskille. Det har også blitt konstruert en gassdrevet sylinderpumpe ("LLP") istedet for en vanlig pumpe til å drive gassystemet.

Carnot- og Chambadal-Novikov-effektivitetene har blitt funnet. Det samme har systemeffektiviteten, og det viser seg at en gassekspansjon i membranskillene kan forbedre denne betraktelig.

Varmevekslere til bruk som fordamper, kjøler og varmegjenvinner har blitt valgt. Effektoverføringer i varmevekslerne har blitt utregna.

Systemet blir enkelt sammenligna med konkurrerende teknologier, og det viser seg at systemet kan være konkurransedyktig med tanke på kompleksitet, levetid og pris.

Siden et testanlegg er under bygging, er det også et kapittel om styresystemet og sensorer i dette anlegget.



---

## Abstract

This thesis addresses a thermodynamic process. The goal is to produce freshwater from saline water by a process based on reverse osmosis. The process is a modified *Organic Rankine Cycle* ("ORC"), where the turbine has been removed. The idea is to use gas-pressure directly to pressurise the saline water. The gas turbine, generator, motor and pump has thus been removed from the process.

A membrane separator has been constructed in order to separate gas and water. A gas-powered cylinder-pump ("LLP"), which may replace the ordinary working fluid-pump, has also been constructed.

Carnot, Chambadal-Novikov and the total system efficiencies has been found. The total system efficiency may be drastically improved by gas expansion in the membrane separators.

Heat exchangers used as evaporator, cooler and recuperator has been chosen. The heat power transfers in the heat exchangers were calculated.

The system is by simple means compared with competing technologies, and the result shows that the system may be competitive by lifespan, cost and limited complexity.

Since a prototype is under construction, a chapter containing control and sensor information is also included.



---

## Forord

Temaet i denne oppgava er svært omfattende, og det var en utfordring å begrense antall områder oppgava skulle omhandle. Opprinnelig var oppgava ment som en eksperimentell oppgave, hvor man skulle sammenligne teoretiske data med reelle data fra et anlegg. På grunn av forskjellige omstendigheter, ble bygginga av anlegget utsatt. Oppgava ble dermed omdefinert til å bli en mer teoretisk oppgave.

Det har vært ganger hvor det har vært problemer og jeg har tvilt på konseptet. Gang på gang har man dog sett nye løsninger og muligheter, og jeg har mer tro på dette nå, enn før jeg startet.

Jeg vil gjerne takke Petter H. Heyerdahl for all veiledning til alle døgnets odde tider. Hans entusiasme er til å ta og føle på, og han er et funn for alle som får lov til å ha ham som veileder.

Takk til Bjørn O. Kasin, for råd og hjelp innenfor de merkverdige områder. Dette hadde gått ganske dårlig uten hans erfaring. Geir E. Samnøy i PresentWater AS har også bidratt med både penger til utstyr og faglig hjelp.

Til slutt vil jeg også takke min kjære samboer, Turid, for all støtte. Hun har skaffet mang en iskrem når jeg kjente frustrasjonen tiltok.

*Amund Jakobsen Føyn*

Ås, 4 august, 2011

---

## Innholdsliste

0.1 Ord- og tegnforklaring .....	9
1. Innledning .....	11
1.1 Hensikt .....	11
2. Systemet og prosessen .....	12
2.1 Arbeidsmedium .....	12
2.2 Prosessen .....	14
2.3 Betingelser og avgrensing .....	16
2.4 Carnot-effektivitet .....	16
3. Lineær membranpumpe, LMP .....	20
3.1 Membranskillene .....	21
3.2 Trykkforsterkende sylindere .....	23
3.3 Strømningseffekt .....	25
3.4 Clark-pumpe .....	25
3.5 Ekspansjon .....	26
4. Varmegjenvinner .....	28
5. Kjøler .....	30
6. Fordamper .....	32
7. Linear liquid pump, LLP .....	33
7.1 Styring av LLP .....	36
8. Ventiler .....	37
8.1 Styringsventiler .....	37
8.2 Trykkreduksjonsventil .....	38
9. Systemeffektivitet .....	39
10. Vedlikehold .....	39
11. Andre systemer .....	39
12. Sensorer og styringssystem .....	41
12.1 Programmerbar logisk styring, PLS .....	41
12.2 Temperaturfølere .....	41
12.3 Trykktransmittere .....	42
12.4 Strømningsmålere .....	42
12.5 Posisjonsføler .....	43
13. Konklusjon .....	46
Litteraturliste .....	47



## 0.1 Ord- og tegnforklaring

$T_H = 90^\circ\text{C}$	Kildetemperatur
$T_L = 21^\circ\text{C}$	Kjøletemperatur
$P_{mek} [W]$	Mekanisk effekt
$\rho_{r,v} = 1225 [\text{kg}/\text{m}^3]$	Tetthet R134a, væske, 0,6 MPa, 21°C
$\rho_{r,v} = 220 [\text{kg}/\text{m}^3]$	Tetthet R134a, gass, 1,7 MPa, 90°C
$\rho_{r,g} = 217 [\text{kg}/\text{m}^3]$	Tetthet R134a, gass, 2,0 MPa, 90°C
$\eta_C$	Carnot-effektivitet
$\eta_{CV}$	Chambadal-Novikov-effektivitet
$V [\text{m}^3]$	Membranskillenes totalvolum
$p_{oh} [\text{MPa}]$	Oljetrykk, høyt
$p_{ol} [\text{MPa}]$	Oljetrykk, lavt
$A_{os} [\text{m}^2]$	Oljesylindrens stempelareal
$\Delta p_{vann} [\text{MPa}]$	Vannets trykkforandring
$A_{vs} [\text{m}^2]$	Vannsylindernes stempelareal
$d_{os_i} [\text{mm}]$	Indre oljesylinderdiameter
$d_{os_s} [\text{mm}]$	Stangdiameter i vannsylindrene
$d_{vs_i} [\text{mm}]$	Indre vannsylinderdiameter
$\dot{V} [\text{m}^3/\text{s}]$	Gassens volumstrøm
$\dot{m} [\text{kg}/\text{s}]$	Gassens massestrøm
$w [\text{J}/\text{kg}]$	Spesifikt arbeid
$W [\text{J}]$	Arbeid
$p_{2,0} [\text{MPa}]$	Trykket i gassen ved 2,0 MPa
$p_{1,5} [\text{MPa}]$	Trykket i gassen ved 1,5 MPa
$v_{1,5} [\text{m}^3/\text{kg}]$	Gasstettheten til R134a ved 1,5 MPa og 90°C
$P_e [W]$	Mekanisk ekspansjonseffekt
$P_{mek,t} [W]$	Total mekanisk effekt
$\dot{Q} [W]$	Varmeeffekt
$h [\text{kJ}/\text{kg}]$	Spesifikk entalpi
$h_{v,21C} [\text{kJ}/\text{kg}]$	Spesifikk entalpi til R134a ved 21°C væske
$h_{v,67,5C} [\text{kJ}/\text{kg}]$	Spesifikk entalpi til R134a ved 67,5°C væske
$h_{g,90C} [\text{kJ}/\text{kg}]$	Spesifikk entalpi til R134a ved 90°C gass

## Ord- og tegnforklaring

---

$\dot{Q}_{vg} [W]$	Varme overført i varmegjenvinner
$c_p = 4,2 [kJ/kg K]$	Vannets varmekapasitet
$T_{k,inn} [^{\circ}C]$	Temperatur på kaldt fluid inn i varmeveksler
$T_{k,ut} [^{\circ}C]$	Temperatur på kaldt fluid ut av varmeveksler
$T_{h,inn} [^{\circ}C]$	Temperatur på varmt fluid inn i varmeveksler
$T_{h,ut} [^{\circ}C]$	Temperatur på varmt fluid ut av varmeveksler
$A_s [m^2]$	Overføringsareal i varmevekslere
$U [W/m^2]$	Varmeoverføringskoeffisienten i en varmeveksler
$\dot{m}_{vann} [kg/s]$	Kildevannets massestrøm
$p_{gh} [MPa]$	Nødvendig trykk for å drive LLP
$d_{llp\_i} [mm]$	LLP, indre sylinderdiameter
$d_{llp\_y} [mm]$	LLP, ytre sylinderdiameter
$d_{llp\_s} [mm]$	LLP, stempelstangdiameter
$l_{llp} [mm]$	LLP, ytre lengde
$l_{llp\_sl} [mm]$	LLP, slaglengde
$\eta_{tot}$	Totaleffektiviteten til systemet

### Fluid

Et samlebegrep for arbeidsmediet i gass- og/eller væskeform.

### Væske

Arbeidsmediet i væske/våt-form. Bruker begrepet gasskvalitet:  $x = \frac{m_{gass}}{m_{total}} = 0$ .

### Gass

Arbeidsmediet i tørr gassform. Gasskvaliteten  $x = \frac{m_{gass}}{m_{total}} = 1$ .

## 1. Innledning

---

Det er to ting som er livsnødvendig for alle mennesker: tilgang på mat og vann. I en verden hvor det blir større og større skiller mellom fattige og rike, er det viktig å gjøre tilgangen til dette så billig og enkel som mulig. Vann er nøkkelen, siden vann kan både slukke tørsten og brukes til å gjøre områder dyrkbare.

Denne oppgava tar for seg et anlegg som kan produsere ferskvann der man har varme tilgjengelig. For eksempel sol-, bio- og restvarme. Hvis dette anlegget kan hjelpe til med å lette tilgangen til vann i verden, er målet med oppgava nådd, og vel så det.

Dette er en kombinasjonsoppgave, med elementer fra både termodynamikk og mekanikk. Den er forsøkt formidlet på en måte som adresserer lesere fra begge fagfelt, men uten å ekskludere.

Et testanlegg er under bygging, og det har blitt forsøkt å binde de forskjellige kapitlene opp mot de aktuelle anleggsdelene som er valgt.

### 1.1 Hensikt

Organic rankine cycle-anlegg kan brukes til å øke trykket på saltvann slik at det kan drives gjennom et omvendt osmosefilter og dermed lage ferskvann. For eksempel om bord i skip der man har mye restvarme fra motorer. De fleste ORC-anlegg som brukes til omvendt osmose setter opp et saltvannstrykk ved hjelp av en pumpe, motor, generator og gassturbin. Totalvirkningsgraden blir ofte lav på grunn av tap i hver av energiomformingsprosessene. Hvert av leddene fører dessuten ofte til mange dyre deler som må vedlikeholdes. Denne oppgaven beskriver en annen måte å gjøre dette på. Ved å hoppe over elektrisitetsleddet og heller bruke gasstrykket direkte til å lage vanntrykk, kan man få et enklere og billigere anlegg med høyere virkningsgrad.

## 2. Systemet og prosessen

---

Prosesen er en modifisert Organic Rankine Cycle ("ORC"). Forskjellen på denne og en vanlig Rankine-syklus er bruken av arbeidsmedium. I en Rankine-syklus brukes vann som medium, men i en ORC brukes det som regel et organisk medium. Mye brukt er såkalte kjølegasser, for eksempel R134a, R410a og liknende. De er ofte fluorkarbon-baserte, men ammoniakk, CO<sub>2</sub> og metan er eksempler på andre typer kjølegass. Siloksaner er mye brukt i høytemperatursituasjoner [1].

### 2.1 Arbeidsmedium

Arbeidsmediet i anlegget er R134a. Det er en vanlig "kjølegass", som blir brukt i forskjellige air-condition- og ORC-anlegg. Den ble utviklet som et alternativ til R12, som hadde et stort ozonreduksjonspotensial ("ODP"), på tidlig 1990-tall.

Tabell 2.1: Data for R134a [2]

IUPAC-navn	1,1,1,2-Tetrafluoretan
Kjemisk formel	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>
Kokepunkt ved 100 kPa	247 K (-26°C)
Molarmasse	102 g/mol
Tetthet ved 273 K og 100 kPa ("STP")	4,25 kg/m <sup>3</sup>
Globalt oppvarmingspotensial ("GWP")	1430

R134a har dog et høyt globalt oppvarmingspotensial ("GWP"), og det har blitt utvikla flere alternativer til gassen. Den mest lovende er R1234yf. Den kan bli brukt som et direkte alternativ til R134a i de fleste tilfeller [3].

Tabell 2.2: Data for R1234yf [2, 3]

IUPAC-navn	2,3,3,3-Tetrafluoropropen
Kjemisk formel	C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>
Kokepunkt ved 100 kPa	243 K (-30°C)
Molarmasse	114 g/mol
Tetthet ved 273 K og 100 kPa ("STP")	4,62 kg/m <sup>3</sup>
Globalt oppvarmingspotensial ("GWP")	4

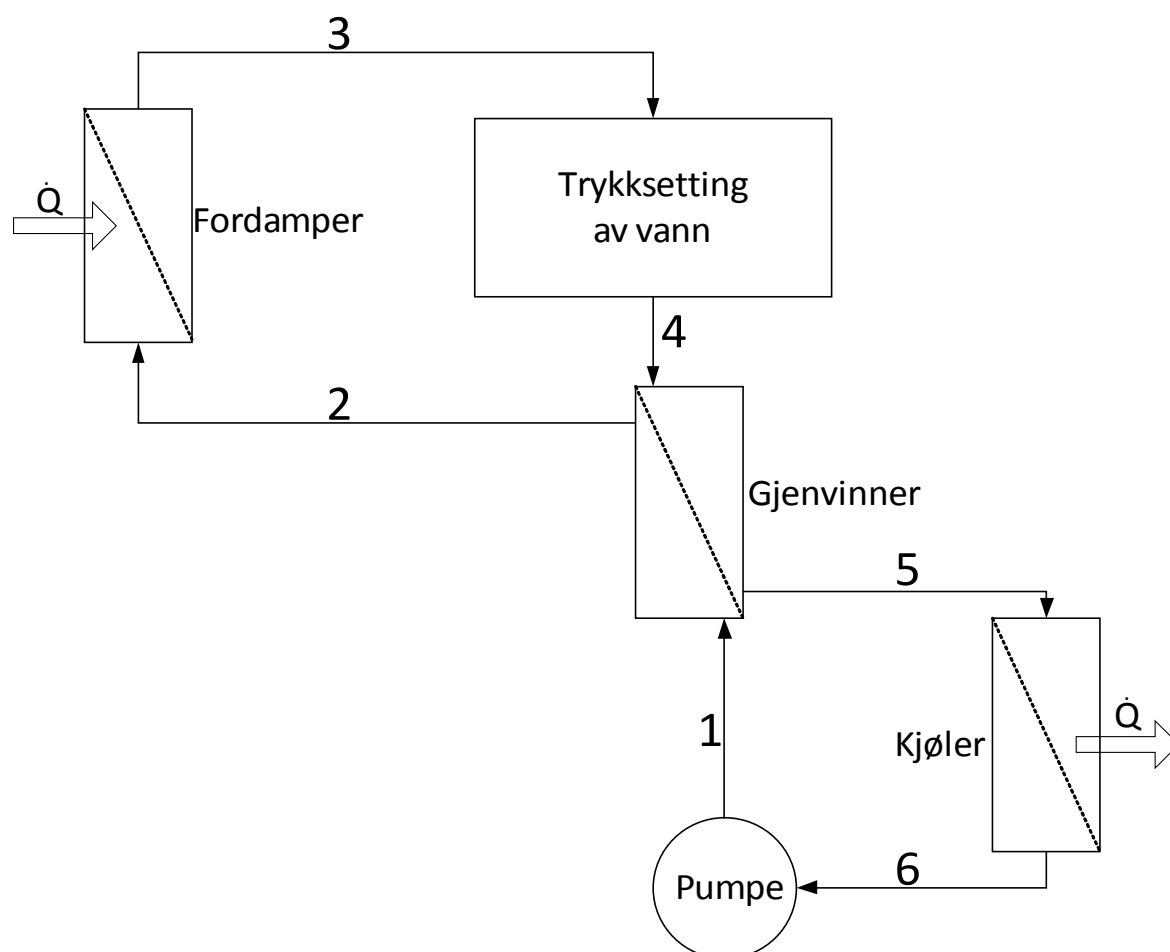
I framtida er det sannsynlig at man må bruke en annen gass enn R134a i ORC-anlegg. Restriksjoner på bruk av gassen i AC-anlegg i Europa og USA har allerede blitt innført [3]. Det betyr at man allerede nå burde tenke på utskifting av R134a i anlegg under planlegging.

## 2.2 Prosessen

Tabell 2.3: Prosesstegene. Tallene samsvarer med diagrammet nedenfor (figur 2.1).

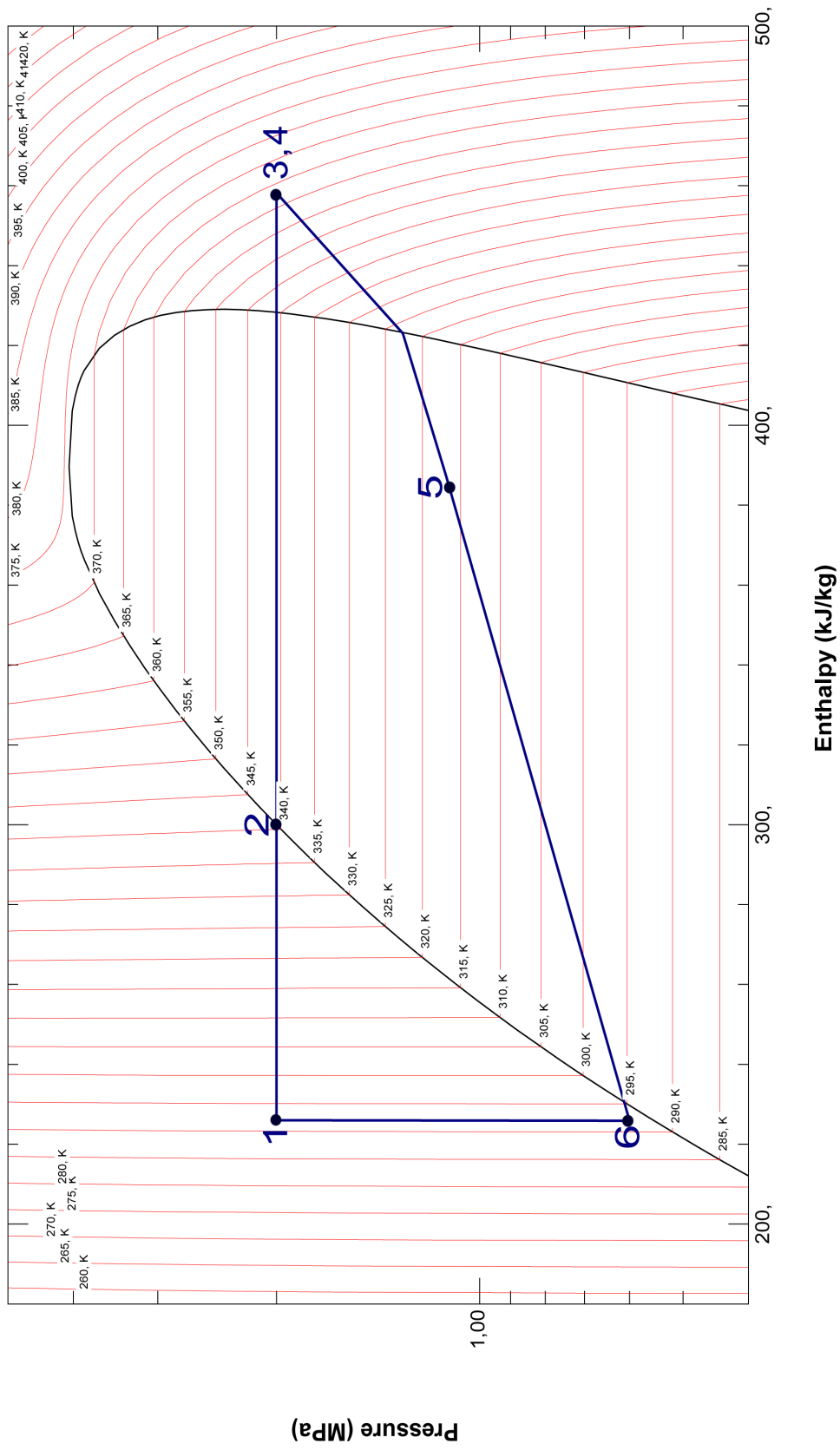
6-1	Væske blir pumpa fra tank med trykk på 0,6 MPa opptil 2,0 MPa.
1-2	væsken blir forvarmet i en gjenvinner.
2-1	Fluidet går fra væske til gass i en fordamper.
3-4	Gasstrykket blir oversatt til saltvannstrykk. Saltvannet blir presset mot en omvendt osmose-membran, som bare slipper ferskvannet igjennom.
4-5	Gassen går inn i gjenvinner og blir kjølt ned.
5-6	Fluidet blir fullstendig kondensert ut i en kjøler.

På side 15 vises prosessen i et trykk-entalpidiagram (figur 2.2) med de nummererte prosesstegene. Nærmere forklaring på de forskjellige stegene er gitt under hvert enkelt kapittel. Figur 2.3 på side 19 viser anleggsskjemaet til systemet.



Figur 2.1: Proseskjema med de forskjellige prosesstegene. Ill: Amund J. Føyn

Pressure vs. Enthalpy plot: R134a



Figur 2.2: Trykk-entalpi-diagram for prosessen. Prosessen vises som blå strek, med avmerkta og nummererte prosesssteg. Isotermlinjene vises i rødt. Ordinatt-aksen er logaritmisk.

### 2.3 Betingelser og avgrensing

Det ble bestemt at anlegget skal ha en mekanisk effekt,  $P_{mek}$ , på 300-500 W. Antatt virkningsgrad regnet fra tilført varme til  $P_{mek}$  er på mellom 4% og 10%. Det betyr det at effekten inn i anlegget må være 12,5 kW hvis en regner med 4% virkningsgrad og 500 W.

En passende frekvens på vannpumpesystemet (se kapittel 3) kan tenkes å være 0,5-1 Hz. Dette gir en gassvolumstrøm på 3 dL/s (se kapittel 3). Det fører til at massestrømmen i drivkretsen er 0,065 kg/s, og gir en væskevolumstrøm ved 21°C på 0,5 dL/s.

En tenkt situasjon kan være bruk av restvarme ombord i et skip i en temperert del av verden, for eksempel Karibia, Middelhavet og liknende steder.

Temperaturen ut av fordamper er  $T_H = 90^\circ\text{C}$ . Dette samsvarer med varmt kjølevann fra en skipsmotor på 90-95°C [6]. Temperaturen ut av kjøler er  $T_L = 21^\circ\text{C}$ . Det er en typisk temperatur man kan kjøle ned til i tenkt situasjon. Dette er begrensa av sjøvannstemperaturen.

Strømningstap er neglisjært. Det samme gjelder andre tap som friksjon og liknende, med mindre dette er spesifisert.

### 2.4 Carnot-effektivitet

Carnot-effektiviteten til systemet er:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$
$$\eta_c = 1 - \frac{294 \text{ K}}{363 \text{ K}} = 0,19 \quad (2.1)$$

Dette er gitt ved  $T_L = 21^\circ\text{C}$  og  $T_H = 90^\circ\text{C}$ .

For en irreversibel prosess med maksimalt effektuttak og ideelle komponenter (dette kalles også endoreversibilitet), kan Chambadal-Novikov-effektiviteten være mer realistisk med hensyn på hva en kan forvente [4]:

$$\eta_{CN} = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} = 1 - \sqrt{\frac{294 \text{ K}}{363 \text{ K}}} = 0,10 \quad (2.2)$$

Dette passer bra med andre ORC-anlegg som arbeider med samme temperaturforskjell [1]. De ligger på omtrent 8% virkningsgrad. Avviket kan forklares av at komponentene er reelle.

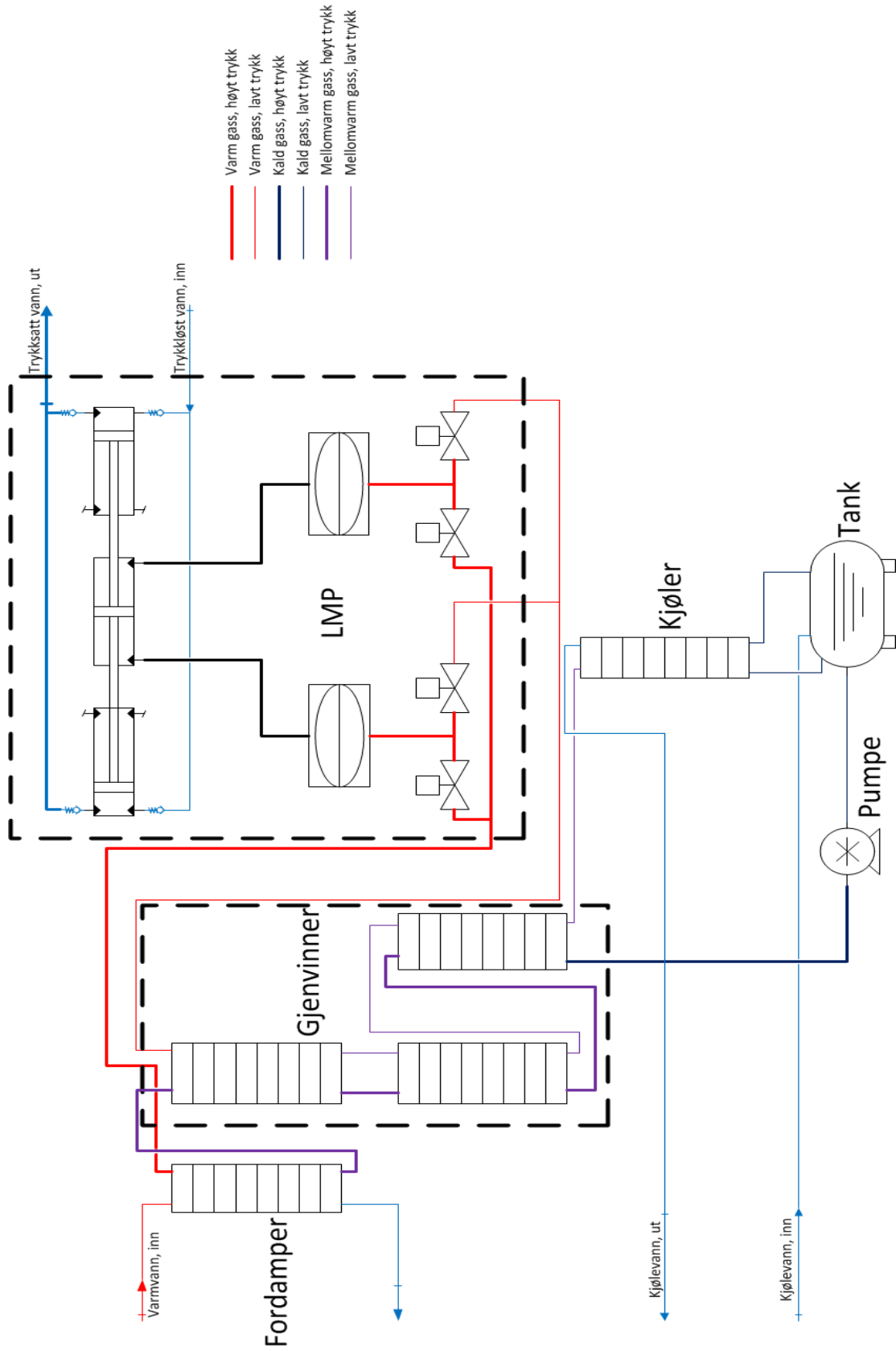


I tabell 2.3 blir Chambadal-Novikov-effektivitet sammenlignet med Carnot- og reell effektivitet ved forskjellige kraftverk og kraftverkstyper [6]. Det viser at Chambadal-Novikov-effektivitet samsvarer godt med reell effektivitet.

Tabell 2.4: Sammenlikning av forskjellige kraftverk og virkningsgrader [5].

<b>Kraftverk</b>	<b>T<sub>L</sub>(°C)</b>	<b>T<sub>H</sub>(°C)</b>	<b>η (Carnot)</b>	<b>η (Chambadal-Novikov)</b>	<b>η (Reell)</b>
West Thurrock (UK) Kullkraftverk	25	565	0,64	0,40	0,36
CANDU (Canada) Kjernerkeftverk	25	300	0,48	0,28	0,30
Larderello (Italia) Geotermisk kraftverk	80	250	0,33	0,18	0,16

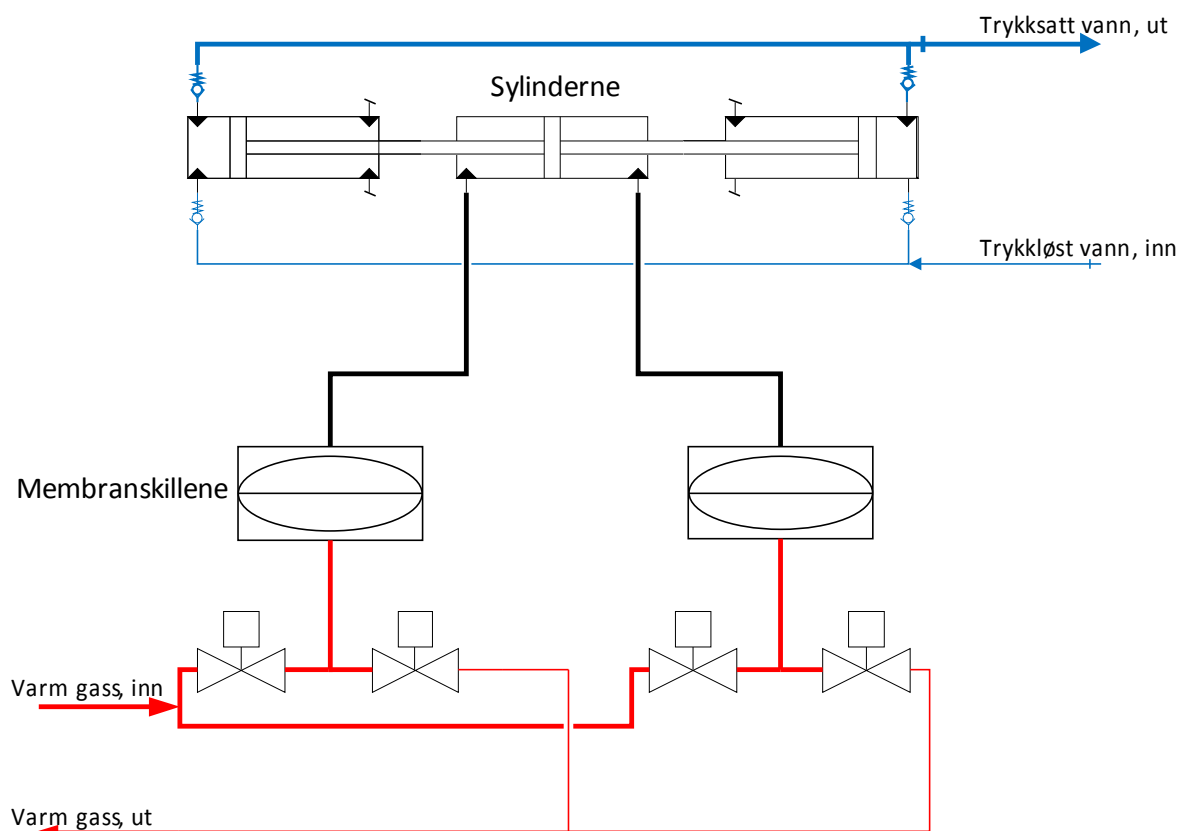




Figur 2.3: Anleggsdiagram, med de viktigste komponentene. Ill: Amund J. Føyn

### 3. Lineær membranpumpe, LMP

For å oversette gasstrykk til vanntrykk, ble det konstruert et en pumpe som består av et membranskille og tre sylindere. For å kontrollere inn- og utløp, blir det brukt fire ventiler. To til hver av membranskilleene.



Figur 3.1: LMP-sammenstillinga, med ventiler, membranskiller og sylindere. Ill: Amund J. Føyn

### 3.1 Membranskillene

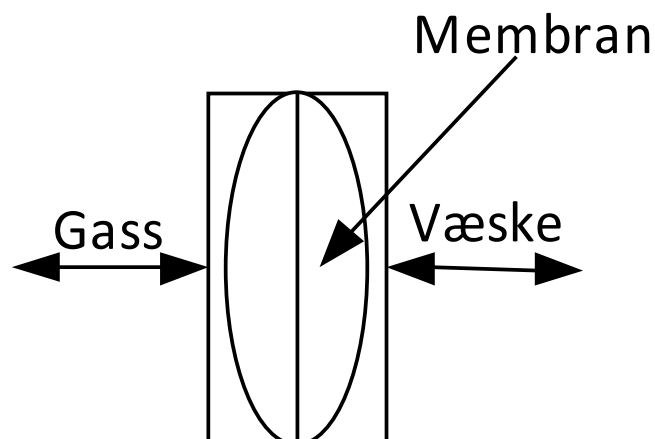
For å kunne skille gass og drikkevann uten nevneverdig trykkfall, ble det konstruert, strykeberegna og produsert et sett med membranskiller i forbindelse med kurset TMP301. Hoveddimensjonene følger i *tabell 3.1*, men for mer informasjon, se *Konstruksjon og dimensjonering av en gass/væske-membranpumpe*, av Amund Føyn.

Tabell 3.1: Membranskillenes dimensjoner og data.

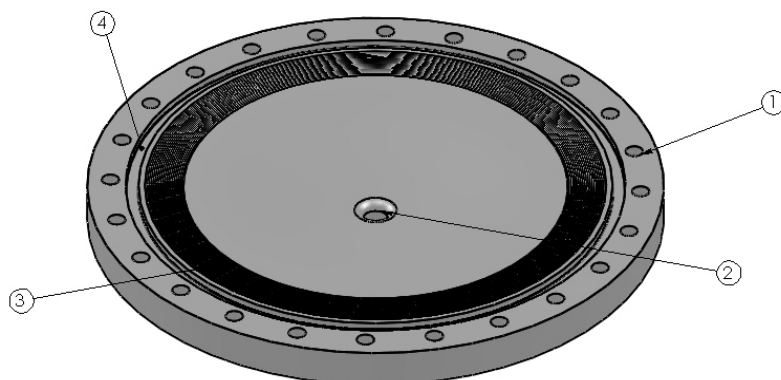
<i>Symbol og verdi</i>	<i>Beskrivelse</i>
$D = 300 \text{ mm}$	Ytre diameter
$d = 200 \text{ mm}$	Membrandiameter
$T = 80 \text{ mm}$	Total tjukkelse
$a = 30 \text{ mm}$	Slaglengde
$V = 3 \text{ dL}$	Innervolum
$p_n = 2,2 \text{ MPa}$	Nominelt trykk
$p_m = 4,0 \text{ MPa}$	Maksimalt trykk
$\eta_m = 99\%$	Strømningseffekt
Tilkopling	1/2" Hydraulikkflens (SAE 518J)

#### Virkemåte

Gassen strømmer inn på den ene siden, og overfører trykket til en væske på den andre siden av membranen. væsken strømmer mot et stempel, og dytter deretter denne. Det brukes to membranpumper, slik at de veksler på å dytte stemplet fram og tilbake (se *figur 3.1*). I dette tilfellet vil gassen veksle mellom et tanktrykk på 0,6 MPa og et topptrykk på 2,0 MPa.

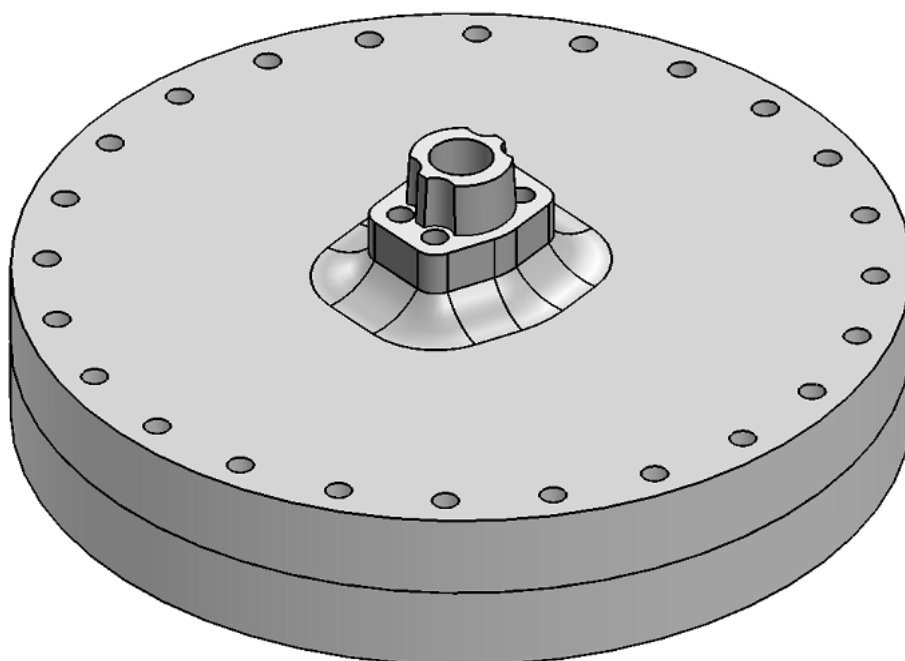


Figur 3.2: Første designutkast. Ill: Amund J. Føyn



Figur 3.3: Innsiden av sideplata. Ill: Amund J. Føyn

- 1: Flenshull (Ø8,5)
  - 2: Inn/utløpshull (Ø12,7)
  - 3: Rillekant
  - 4: O-ringspor (for 5 mm o-ring)
- Alle dimensjoner i mm

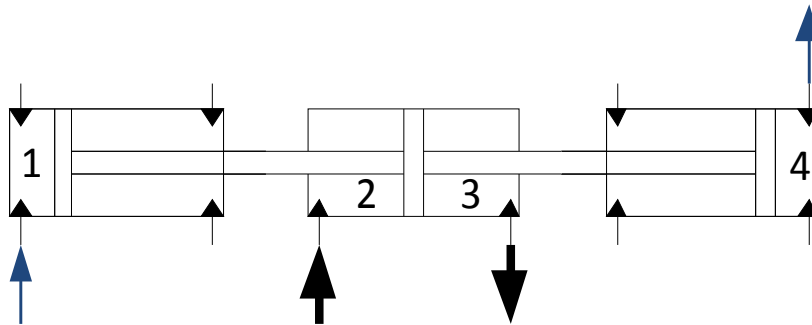


Figur 3.4: Sammensatt membranpumpe med hydraulikkflenser. Ill: Amund J. Føyn

### 3.2 Trykkforsterkende sylindere

Membranskillene virker sammen med en trykkforsterkende sylinderkonstruksjon, og det er alle disse delene sammen som virker som en pumpe. Disse er klagjort for seinere å bli kjørt som Clark-pumpe (se kapittel 3.4).

For at sylinderkonstruksjonen skal virke trykkforsterkende, må det være en arealforskjell mellom sylindrene. Nærmere bestemt er indre diameter,  $d_{os\_i}$ , på dobbelstangsynderen 63 mm, mens diameteren,  $d_{vs\_i}$ , på enkelstangsynderen er 40 mm. Stangdiameteren,  $d_{os\_s}$ , på 20 mm er den samme i alle sylindrene. Se også figur 3.6 og 3.7.



Figur 3.5: Trykkforsterkende sylindere. Olje strømmer inn i kammer 2, olje presses ut av kammer 3. Vann suges inn i kammer 1 og trykkes ut av kammer 4. Ill: Amund J. Føyn

Hvis olje med et trykk på 2,0 MPa blir sluppet inn i kammer 2 i figur 3.5, vil vannet bli presset ut av kammer 4 med et trykk på:

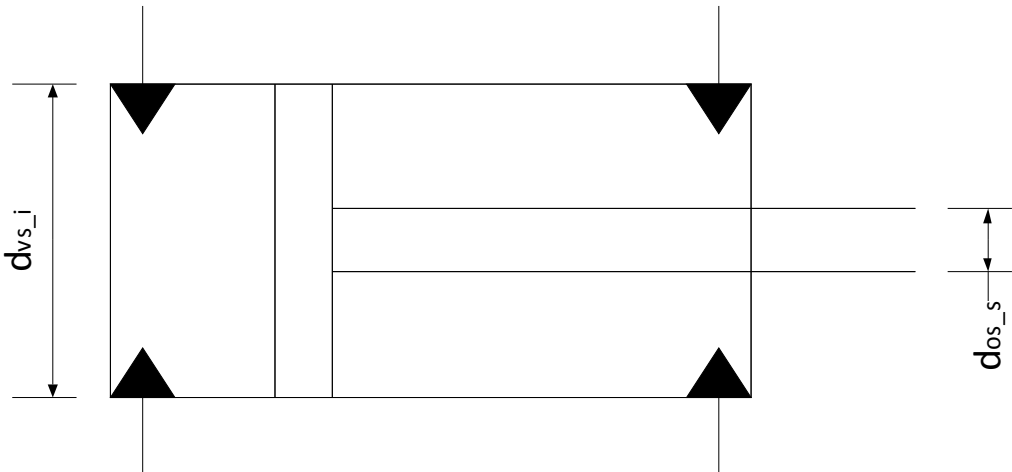
$$\Delta p_{olje} \cdot A_{os} = \Delta p_{vann} \cdot A_{vs}$$

$$(p_{oh} - p_{ol}) \cdot A_{os} = \Delta p_{vann} \cdot A_{vs}$$

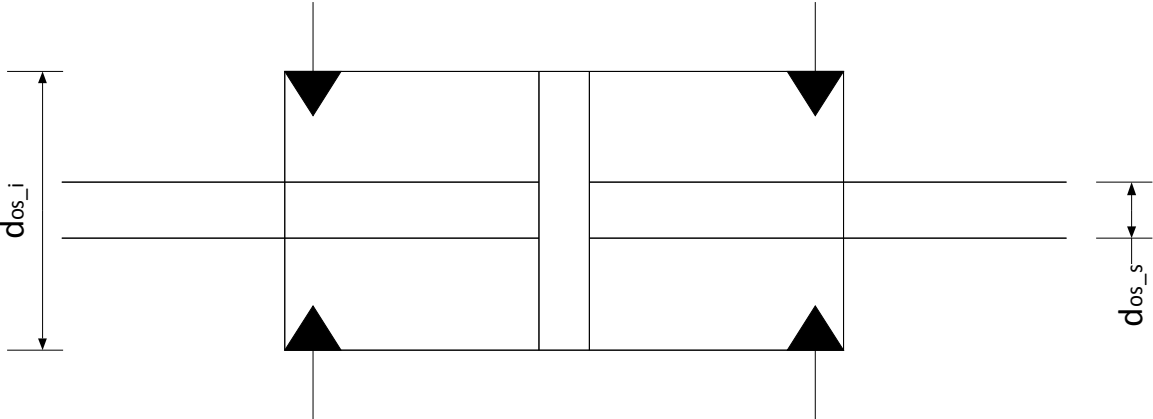
$$\Delta p_{vann} = \frac{(p_{oh} - p_{ol}) \cdot (d_{os\_i}^2 - d_{os\_s}^2)}{d_{vs\_i}^2}$$

$$\Delta p_{vann} = \frac{(2,0 \text{ MPa} - 0,6 \text{ MPa}) \cdot ((63 \text{ mm})^2 - (20 \text{ mm})^2)}{(40 \text{ mm})^2} = 3,12 \text{ MPa} \quad (3.1)$$

Samtidig vil det bli sugd vann inn i kammer 1 og olje vil bli pressa ut av kammer 3.



Figur 3.6: Enkel skisse av enkelstangsynderen.



Figur 3.7: Enkel skisse av dobbelstangsynderen.



### 3.3 Strømningseffekt

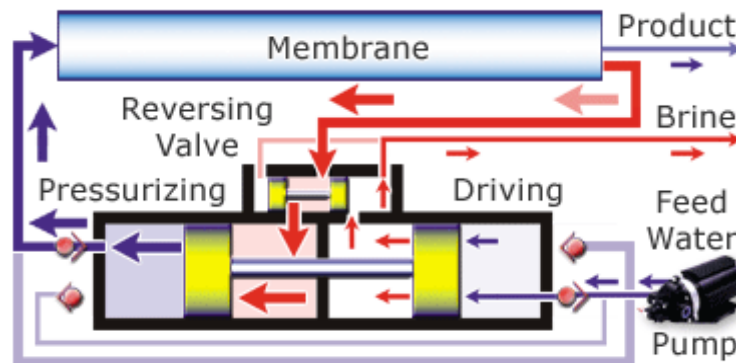
Strømningseffekten i LMP-systemet vil være trykkdifferansen over stemplet multiplisert med volumstrømmen. Dette vil være den mekaniske effekten ut av systemet.

$$P_s = \dot{V} \Delta p$$

$$P_s = 3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \cdot (2 \times 10^6 \text{ Pa} - 6 \times 10^5 \text{ Pa}) = 420 \text{ W} \quad (3.2)$$

### 3.4 Clark-pumpe

En Clark-pumpe er en pumpekonstruksjon som passer blant annet til bruk sammen med en omvendt osmose-membran. En omvendt osmose-membran slipper igjennom en viss fraksjon (typisk  $\frac{1}{4}$  [6]) av det opprinnelige saltvannet som ferskvann. Saltet forblir i saltvannet og slippes ut som en saltlake ("brine"). Denne saltlaken holder omtrent det opprinnelige trykket som saltvannet hadde da det ble sluppet inn i filteret. En Clark-pumpe bruker dette trykket til å hjelpe pumpa. Dette fører til at netto-energien som trengs for å øke trykket, bare brukes til å øke trykket til det som ender som ferskvann.



Figur 3.8: Clark-pumpe. I vårt system er pumpa erstattet av en oljesylinder mellom de to sylinderkammerene. Se også figur 3.5 Ill: <http://www.spectrawatermakers.com/>

Hvis dette skal kjøres som Clark-pumpe, med  $\frac{1}{4}$ -fraksjon uttak gjennom osmose-filteret som ferskvann, vil trykket bli:

$$\Delta p_{vann} = \frac{(p_{oh} - p_{ol}) \cdot (d_{os\_i}^2 - d_{os\_s}^2)}{d_{os\_s}^2}$$

$$\Delta p_{vann} = \frac{(2,0 \text{ MPa} - 0,6 \text{ MPa}) \cdot ((63 \text{ mm})^2 - (20 \text{ mm})^2)}{(20 \text{ mm})^2} = 10,7 \text{ MPa} \quad (3.3)$$

En typisk osmose-membran for avsalting av vanlig saltvann opererer med et trykk på mellom 4 og 8 MPa [6], alt etter salinitet. Dette er lavere enn trykket ut av Clark-pumpa. Det gir en del muligheter, blant annet å kunne ha et større filter og dermed ta ut en større væskefraksjon, eller å ekspandere gassen i membranskillene til et lavere trykk.

### 3.5 Ekspansjon

Gassen kan ekspandere til et lavere trykk i membranskillene ved å lukke innløpsventilen tidligere. Dette vil senke trykket og kanskje bidra til økning av virkningsgrad.

Ved en trykkreduksjon ned til 8 MPa ut av Clark-pumpa, vil nødvendig gasstrykk bli:

$$p_{gass} = \frac{\Delta p_{vann} \cdot d_{os\_s}^2}{(d_{os\_i}^2 - d_{os\_s}^2)} + p_{ol}$$

$$p_{gass} = \frac{8,0 \text{ MPa} \cdot (20 \text{ mm})^2}{(63 \text{ mm})^2 - (20 \text{ mm})^2} + 0,6 \text{ MPa} = 1,5 \text{ MPa} \quad (3.4)$$

Fordi membranskillene er et isolert varmelager, har et stort overføringsareal og gassen har tid til både å overføre og få overført varme fra membranskillene, er det mulig at ekspansjonen er nær isotermisk.

Hvis vi går ut fra at gassen oppfører seg som en ideell gass, vil det spesifikke arbeidet bli:

$$w = nRT \ln \left( \frac{v_{1,5}}{v_{2,0}} \right) = p_{2,0} v_{2,0} \ln \left( \frac{v_{1,5}}{v_{2,0}} \right)$$

$$w = 2,0 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot 0,01136 \text{ m}^3 / \text{kg} \cdot \ln \left( \frac{0,016482 \text{ m}^3 / \text{kg}}{0,01136 \text{ m}^3 / \text{kg}} \right) = 8480 \text{ J / kg} \quad (3.5)$$

Det gir et arbeid på:

$$W = m \cdot w = \frac{V}{v_{1,5}} \cdot w = \frac{3 \times 10^{-4} \text{ m}^3}{0,016472 \text{ m}^3 / \text{kg}} \cdot 8480 \text{ J / kg} = 153 \text{ J} \quad (3.6)$$

Massestrømmen vil bli noe lavere hvis man lukker ventilene tidligere, men hvor mye tidligere kommer igjen an på trykket over omvendt osmose-membranen.

Hvis det gåes ut fra at massestrømmen forblir 0,065 kg/s, blir den mekaniske effekten økt med:

$$P_e = 8480 \text{ J / kg} \cdot 0,065 \text{ kg / s} = 551 \text{ W} \quad (3.7)$$

Totaleffekt ut av anlegget blir:

$$P_{mek,t} = P_s + P_e = 420 \text{ W} + 551 \text{ W} = 971 \text{ W} \quad (3.8)$$

Det er lite trolig at effekten blir såpass høy. Grunner til dette er at det kan være mindre massestrøm, varmetap og at gassen ikke er ideell.

En mindre massestrøm vil igjen føre til at nødvendig effekt inn i systemet blir mindre. Dette, kombinert med ekspansjonseffekten, øker virkningsgraden i systemet. Dog er det vanskelig å antyde hvor mye den øker, siden strømmingseffekten minker og varmegjenvinninga reduseres. Oppvarming av membranskillene vil også bli dårligere.

For å få ekspansjonen til å bli isoterm, kan man varme opp membranskillene med for eksempel varmt vann på 90°C fra kilden.

Tilført varme må bli:

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_{1,5} - h_{2,0}) = 0,065 \text{ kg/s} \cdot (466 \text{ kJ/kg} - 458 \text{ kJ/kg}) = 520 \text{ W} \quad (3.9)$$

Siden det er energibalanse, skal denne effekten skal være lik den utregna effekten i (3.7). Forskjellen kan forklares av unøyaktighet i utregningene.

Dette er effekt som tas fra kilden, og må derfor legges til nødvendig effekt inn i anlegget.

## 4. Varmegjenvinner

---

Den varme gassen som slipper ut fra membranskillene, blir varmevekslet mot den trykksatte kalde væsken som kommer fra tank.

Trykket i gassen vil være 2,0 MPa i det ventilen mellom membranskillene og gjenvinner åpner, deretter vil den falle ned til 0,6 MPa. Det er usikkert hvordan trykkfallet vil utvikle seg, og dette kan bare bestemmes av empiriske data.

Det er meget vanskelig å regne på varmevekslere hvor det er faseovergang i begge sider, og det er dermed utenfor denne oppgava. Det blir derfor gjort et par antagelser og forenklinger:

- Gasstrykket faller eksponentielt fra 2,0 MPa (punkt 4 på *figur 2.1, side 15*) til trykkgjennomsnittsverdien 1,3 MPa (punkt 5 på *figur 2.1*). Ved 1,3 MPa når gassen metningskurva, og faller derfra eksponentielt ned til 0,6 MPa (punkt 6 på *figur 2.1*). Fallet skjer gjennom både gjenvinner og kjøler. Fluidet er 21°C væske når det kommer ut av kjøleren.
- Varmevekslinga stopper når væsken når metningskurva (punkt 2 på *figur 2.1*). Trolig vil fluidet i virkeligheten bevege seg inn i metningsområdet, men hvor langt er vanskelig å bestemme.

Entalpiendringa for væske på 2,0 MPa, fra 21°C og til den når metningskurven ved 67,5°C er:

$$\Delta h = h_{v,67,5^\circ C} - h_{v,21^\circ C} = 300 \text{ kJ/kg} - 227 \text{ kJ/kg} = 73 \text{ kJ/kg} \quad (4.1)$$

Fordi vi har energibalanse, må endringa i entalpi for væsken være den samme som endring i entalpi for gassen:

$$h_{gv} = h_{g,90^\circ C} - \Delta h = 460 \text{ kJ/kg} - 73 \text{ kJ/kg} = 387 \text{ kJ/kg} \quad (4.2)$$

Ved et eksponentielt trykkfall for gassen fra 2,0 MPa og 90°C, til 1,3 MPa og 49,5°C, vil entalpiendringa være:  $460 \text{ kJ/kg} - 423 \text{ kJ/kg} = 37 \text{ kJ/kg}$ .

Den resterende entalpiendringa ned til 387 kJ/kg må dermed skje i tofaseområdet. Ut fra avlesing i ph-diagram, bedømmes temperaturen ved 387 kJ/kg til å være 43,6°C og trykket til 1,12 MPa.

Effekten som blir overført i varmeveksleren er:

$$\dot{Q}_{vg} = \dot{m} \Delta h = 0,065 \text{ kg/s} \cdot 73 \text{ kJ/kg} = 4,75 \text{ kW} \quad (4.3)$$

**Valg**

Gjenvinneren som er valgt, er tre varmevekslere av typen SWEP B25THx30. Dette ble gjort for å kunne se og måle fluidet på vei igjennom veksleren ved hjelp av blant annet seglass og temperaturfølere.

Tabell 4.1: Varmevekslerdata.

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

## 5. Kjøler

Fluidet som kommer fra gjenvinner må kjøles ytterligere ned før det går til tank. Kjøleren må kjøle ned fluidet til 21°C og 0,6 MPa.

Temperaturen på fluidet ut av gjenvinneren,  $T_{h,inn} = 43,6^\circ\text{C}$ , trykket er 1,12 MPa.

Effekten som tas ut må derfor være:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h_{gv} - h_{v,21^\circ\text{C}}) = 0,065 \text{ kg/s} \cdot (387 \text{ kJ/kg} - 227 \text{ kJ/kg}) = 10,4 \text{ kW} \quad (5.1)$$

Hvis kjølefluidet er vann på  $T_{k,inn} = 7^\circ\text{C}$  og drives av en volumstrømspumpe som leverer 0,1 L/s, vil temperaturen i kjølevannet være:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m} c_p (T_{k,ut} - T_{k,inn}) \\ T_{k,ut} &= \frac{\dot{Q}}{\dot{m} \cdot c_p} + T_{k,inn} = \frac{10,4 \text{ kW}}{0,1 \text{ kg/s} \cdot 4,2 \text{ kJ/kgK}} + 280\text{K} = 304,8 \text{ K} ; 31,8^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (5.2)$$

"Log mean temperature difference"-metoden ("LMTD") brukes til å finne minimum overflateareal:

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{h,inn} - T_{k,ut} = (43,6 - 31,8)^\circ\text{C} = 11,8^\circ\text{C} \\ \Delta T_2 &= T_{h,ut} - T_{k,inn} = (21,0 - 7,0)^\circ\text{C} = 14^\circ\text{C} \\ \Delta T_{lm} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(11,8 - 14,0)^\circ\text{C}}{\ln \left( \frac{11,8^\circ\text{C}}{14,0^\circ\text{C}} \right)} = 12,9^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= U A_s \Delta T_{lm} \\ A_s &= \frac{U \Delta T_{lm}}{\dot{Q}} = \frac{650 \text{ W/m}^2\text{K} \cdot 12,9^\circ\text{C}}{10,4 \text{ kW}} = 0,81 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (5.3)$$

U er varmeovergangstall. Den er funnet ved hjelp av programmet SSP G7 fra SWEP.

I anlegget er det valgt en varmeveksler med overflateareal på 1,29 m<sup>2</sup>. Det betyr at den er noe overdimensjonert.

Tabell 5.1: Varmevekslerdata.

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

## 6. Fordamper

Fordamperen skal varme opp fluidet som kommer fra gjenvinneren til det når en temperatur på 90°C.

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_{g,90^{\circ}\text{C}} - h_{v,67,5^{\circ}\text{C}}) = 0,065 \text{ kg/s} \cdot (460 \text{ kJ/kg} - 300 \text{ kJ/kg}) = 10,4 \text{ kW}$$

Den tilgjengelige fordamperen er en varmeveksler av type SWEP B15Hx40. Den veksler varme ifra vannet fra varmtvannstanken og over i arbeidsmediet.

Tabell 6.1: Varmevekslerdata.

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

Finner varmtvannets nødvendige volumstrøm:

$$\Delta T_1 = T_{h,inn} - T_{k,ut} = (95,0 - 90,0)^{\circ}\text{C} = 5,0^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{Q} = U A_s \Delta T_{lm}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{U A_s}{\dot{Q}} = \frac{650 \text{ W/m}^2\text{K} \cdot 1,29 \text{ m}^2}{10,4 \text{ kW}} = 20,6^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{5,0^{\circ}\text{C} - \Delta T_2}{\ln \left( \frac{5,0^{\circ}\text{C}}{\Delta T_2} \right)} = 20,6^{\circ}\text{C} \Rightarrow \Delta T_2 = 54,2^{\circ}\text{C} \quad (6.1)$$

$$T_{h,ut} = \Delta T_2 - T_{k,inn} = (54,2 - 21,0)^{\circ}\text{C} = 33,2^{\circ}\text{C} ; 306,2 \text{ K}$$

$$\dot{m}_{vann} = \frac{\dot{Q}}{c_p (T_{vann\_inn} - T_{vann\_ut})} = \frac{10,4 \text{ kW}}{4,2 \text{ kJ/K} (363 \text{ K} - 306,2 \text{ K})} = 0,044 \text{ kg/s} ; 0,04 \text{ L/s} \quad (6.2)$$



## 7. Linear liquid pump, LLP

I stedet for å bruke en vanlig pumpe til å trykksette arbeidsmediet, kan man bruke litt av det oppvarma fluidet etter fordamperen til å drive en sylinderpumpe. Varm gass slippes inn i kammer 1, på grunn av trykkforsterking vil trykket i den kalde væsken i kammer 3 øke fra 0,6 til 2,2 MPa. Samtidig blir kald væske sugd inn i kammer 4 og varm gass blir sluppet ut fra kammer 6. *Figur 7.2* på side 35 viser LLP'en i anleggsdiagrammet.



*Figur 7.1: Oversikt over LLP, med nummererte kamre. Ill: Amund J. Føyn*

På grunn av tilgang på forskjellige standard-dimensjoner, ble grunndimensjonene:

*Tabell 7.1: Grunndimensjonene til LLP.*

<b>Symbol og verdi</b>	<b>Beskrivelse</b>
$d_{llp\_i} = 50 \text{ mm}$	Indre sylinderdiameter
$d_{llp\_y} = 60 \text{ mm}$	Ytre sylinderdiameter
$d_{llp\_s} = 20 \text{ mm}$	Stempelstangdiameter
$l_{llp} = 660 \text{ mm}$	Ytre lengde
$l_{llp\_sl} = 115 \text{ mm}$	Slaglengde
$d_{llp\_p} = 1/2''$	Tilkoplingsdiameter

Hvis indre sylinderrørdiameter er 50 mm og stempelstangdiameter er 20 mm, vil nødvendig gasstrykk bli:

$$\Delta p = \frac{F}{A_{llp\_i}}$$

$$(p_{2,0} - p_{0,6}) \cdot A_{llp\_i} = (p_{vh} - p_{0,6}) \cdot (A_{llp\_i} - A_{llp\_s})$$

$$p_{gh} = \frac{(p_{2,0} - p_{0,6}) \cdot (A_{llp\_i} - A_{llp\_s})}{A_{llp\_i}} + p_{0,6}$$

$$p_{gh} = \frac{(2,0 \text{ MPa} - 0,6 \text{ MPa}) \cdot ((50 \text{ mm})^2 - (20 \text{ mm})^2)}{(50 \text{ mm})^2} + 0,6 \text{ MPa} = 1,78 \text{ MPa} \quad (7.1)$$

Fordi 1,78 MPa er et lavere trykk enn det som er nødvendig, må det brukes en trykkreduksjonssventil på forsyningsiden.

Kammer 2 brukes som buffersone for å forhindre varmetransport mellom varm gass i kammer 1 og 6 og kald væske i kammer 3 og 4. Ved nedkjøling av varm gass, kan gassen kondensere. Selv om energien blir overført til den kalde væsken og derfor går tilbake i systemet, er ufordelaktig fordi trykket i kammeret synker ved eventuell kondensering.

Massestrømmen som pumpes må være både massestrømmen som brukes til å drive pumpe i tillegg til massestrømmen som går videre i kretsen. Massestrømmen,  $\dot{m}$ , som går til kretsen er allerede bestemt til å være 0,065 kg/s.

Slagvolumet i kammer 3 og 4 blir:

$$V_{3,4} = \frac{\pi}{4} (d_{llp\_i}^2 - d_{llp\_s}^2) \cdot l_{llp\_sl} = \frac{\pi}{4} ((50 \text{ mm})^2 - (20 \text{ mm})^2) \cdot 0,115 \text{ mm} = 1,89 \text{ dL} \quad (7.2)$$

Slagvolumet i kammer 1 og 6:

$$V_{1,6} = \frac{\pi}{4} d_{llp\_i}^2 \cdot l_{llp\_sl} = \frac{\pi}{4} (50 \text{ mm})^2 \cdot 0,115 \text{ mm} = 2,23 \text{ dL} \quad (7.3)$$

Massestrøm:

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_{pumpe} + \dot{m}_{krets}$$

$$f \cdot m_{tot} = f \cdot m_{pumpe} + \dot{m}_{krets}$$

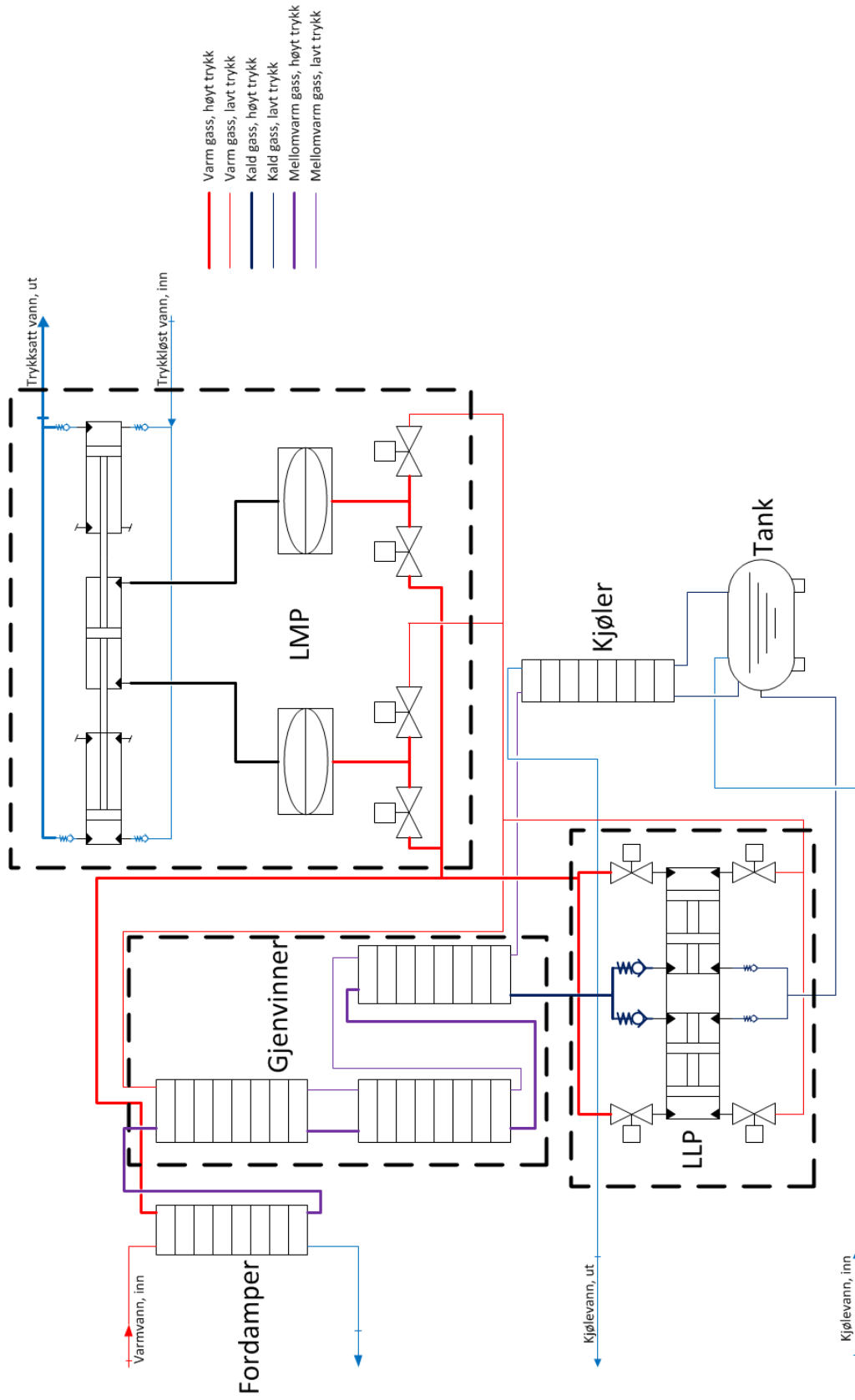
$$f = \frac{\dot{m}_{krets}}{m_{tot} - m_{pumpe}} = \frac{0,065 \text{ kg/s}}{1225 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,89 \times 10^{-3} \text{ m}^3 - 220 \text{ kg/m}^3 \cdot 2,23 \times 10^{-4} \text{ m}^3} = 0,36 \text{ Hz} \quad (7.4)$$

Dette er frekvensen per slag i én retning. For å finne frekvensen per slag i begge retninger, må dette tallet multipliseres med 2.

Massestrømmen som brukes til å drive pumpe blir:

$$\dot{m}_{pumpe} = f \cdot m_{pumpe} = 0,36 \text{ Hz} \cdot 220 \text{ kg/m}^3 \cdot 2,23 \times 10^{-4} \text{ m}^3 = 0,018 \text{ kg/s} \quad (7.5)$$

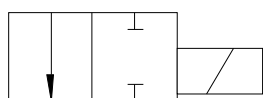
Sylinderen ble konstruert ut fra grunn dimensjonene. Konstruksjonsløsninger, som blant annet sammenstilling, vinkler, tilkoblinger og liknende, ble utvikla i samarbeid med Sylinderakutten AS. Pakningsløsninger er gjort etter anbefaling i teknisk katalog fra Otto Olsen AS.



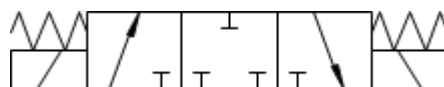
Figur 7.2: Anleggsdiagram med LLP. Den vanlige pumpe har blitt erstatta med en gassdrevet sylinderpumpe ("LLP").

## 7.1 Styring av LLP

Pumpa må styres av totalt fire 2/2-ventiler. Dette er samme type ventil som brukes til å styre membranpumpa. Fordi ventilen er av type NC ("normally closed"), vil anlegget stoppe automatisk ved manglende styrestrøm. De fire 2/2-ventilene (*figur 7.3*) kan eventuelt bli erstatta av to 3/3-ventiler (*figur 7.4*), hvor én ventil slipper gass både inn og ut.



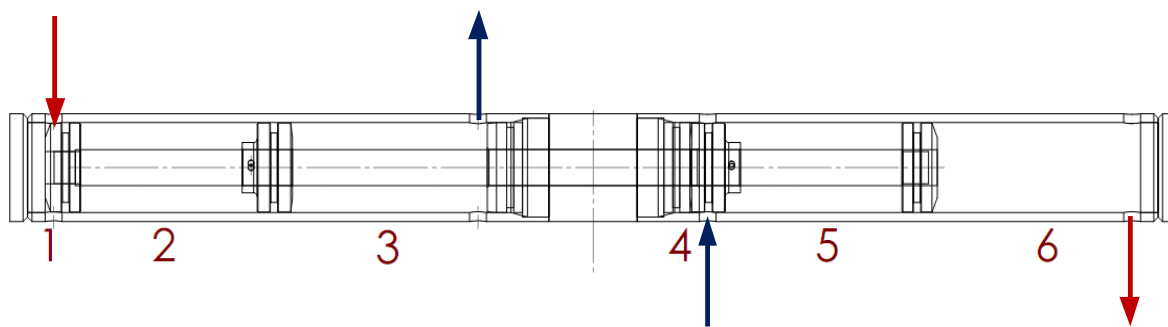
Figur 7.3: 2/2-ventil.



Figur 7.4: 3/3-ventil.

Det sitter en posisjonsgiver i hvert endeløkk, og en magnet i stempelhodet. De har typisk et par centimeter føleavstand. Giverene trenger bare å gi et signal når stemplene er i endeosisjon, og det er ikke kritisk at føleavstanden er stor. Hvis føleavstanden er for liten, kan det i endeløkkene lages en bolt i messing eller et annet materiale med liten magnetisk permeabilitet. Posisjonsgiveren vil sitte i denne bolten som blir skrudd inn i endeløkket. En annen løsning kan være å redusere tjukkelsen på endeløkket der posisjonsgiveren sitter.

Når stemplet er i en endeosisjon, vil et signal gis slik at ventilen i det aktuelle kammeret (kammer 1 i *figur 7.5*) som slipper ut gass lukker, ventilen som slipper inn gass åpnes. Utslippsventilen til det motstående kammeret (kammer 6 i *figur 7.5*) vil samtidig åpne. Dette fører til at kald væske blir pumpet ut (kammer 3 i *figur 7.5*) med et trykk på 2,2 MPa og kald væske på 0,6 MPa blir sugd inn det motstående kammeret (kammer 4 i *figur 7.5*).



Figur 7.5: Gass slippes inn i kammer 1, gass slippes ut av kammer 6. Kald væske suges inn i kammer 4 og kald væske blir trykket ut av kammer 3. Ill: Amund J. Føyn

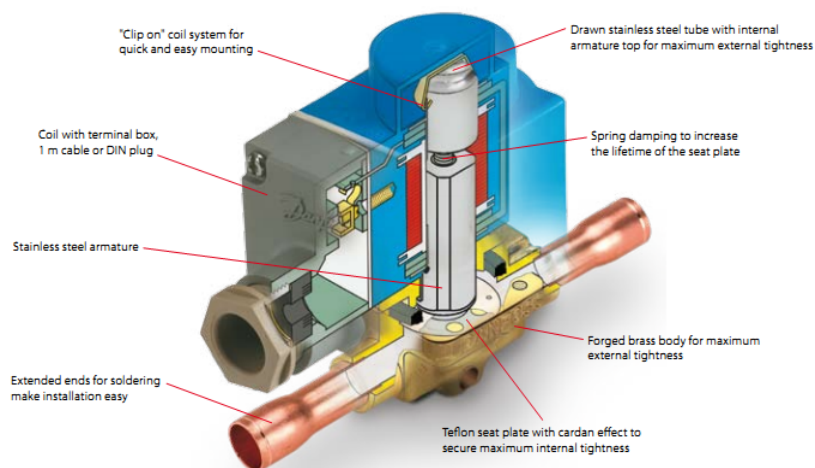
## 8. Ventiler

Dette er et forsøksanlegg med sannsynligvis få driftstimer, og det er derfor ikke lagt stor vekt på ventilenes levetid og kostnad.

### 8.1 Styringsventiler

Elektriske av/på-ventiler må brukes for å styre både LLP og LMP. Ventilene må ha 3/8" flare-tilkopling, ta ke arbeidsmediet og en temperatur på 90°C. EVR 6 fra Danfoss ble valgt som ventil. De er laget for bruk med HFC-kjølemedier, har flare-tilkopling i forskjellige dimensjoner og tåler opptil 105°C [7]. Ventilen er NC ("normally closed"), noe som betyr at ventilen låser anlegget i en "fail to safe" ved manglende spenning.

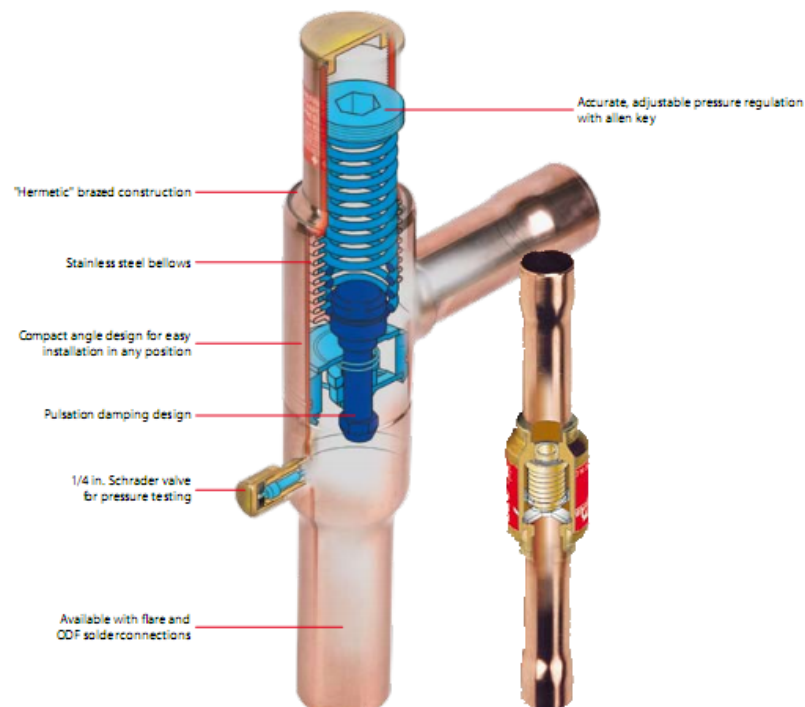
Ventilen må drives av en magnetpole. Siden styringsanlegget er basert på 24V DC, er det hensiktsmessig at spolene også bruker 24V DC.



Figur 8.1: EVR-ventil og magnetpole. Ill: Danfoss [7]

## 8.2 Trykkreduksjonsventil

For å minske trykket på drivgassen inn i LLP, må trykket reduseres fra 2,0 MPa til 1,78 MPa. KVD 12-ventilen fra Danfoss kan regulere fra 0,3 til 2,0 MPa [7]. Den reguleres manuelt ved å skru på ventilen ved hjelp av en umbrako-nøkkel. Reguleringsmekanismen er beskytta av et lokk.



Figur 8.2: KVD-ventil. Ill: Danfoss [7]

## 9. Systemeffektivitet

---

Totaleffektiviteten på systemet blir effekten inn dividert med effekten ut.

$$\eta_{tot} = \frac{P_{ut}}{\dot{Q}_{inn}} = \frac{0,42 \text{ kW}}{10,4 \text{ kW}} = 0,040; 4,0\% \quad (9.1)$$

Dette er ikke veldig høyt, men hvis ekspansjon i LMP og nødvendig økning i tilført energi  $\dot{Q}_{inn}$  blir inkludert, blir effektiviteten:

$$\eta_{tot} = \frac{P_{tot}}{\dot{Q}_{inn}} = \frac{0,97 \text{ kW}}{10,9 \text{ kW}} = 0,089, 8,9\% \quad (9.2)$$

Dette er kan være noe for høyt. Flere tap har ikke blitt inkludert, blant annet tap i form av friksjon og varmeledning. Det er mulig at varmegjenvinneren gjenvinner mer energi enn beregna, så det er ikke umulig at dette kan være nær virkeligheten.

## 10. Vedlikehold

---

De mest utsatte delene er ventilene og membranpumpene. Ventilene har et visst antall driftssykluser før de begynner å lekke, og i membranpumpene kan arbeidsmediet R134a løse opp membranen da det er en meget aggressiv gass. I "*Konstruksjon og dimensjonering av en gass/væske-membranpumpe*" er det anbefalt at membranpumpene blir vedlikeholdt med tanke på ettertrekking av skruer etter tre måneder, deretter hver sjettemåned. Etter en tid er det også anbefalt å åpne opp pumpa for å vurdere selve membranen.

## 11. Andre systemer

---

Det kan være at selv denne lave effektiviteten kan gjøre systemet konkurransedyktig. En vanlig ORC-prosess i samme temperaturområdet har en effektivitet på rundt 9% [Sylvain]. Dette er inkludert ekspander/turbin, men ekskludert generator. I tillegg må det brukes en motor som driver en pumpe som igjen setter opp vanntrykket for å drive vannet igjennom filteret.

Hvis det gåes ut fra en ORC-effektivitet på 9%, generatoreffektivitet på 90%, motoreffektivitet på 90% og pumpeeffektivitet på 70%; blir totaleffektiviteten i en slik prosess:

$$\begin{aligned} \eta_{orc,tot} &= \eta_{orc} \cdot \eta_{gen} \cdot \eta_{mot} \cdot \eta_{pumpe} \\ \eta_{orc,tot} &= 0,09 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 0,7 = 0,051 \end{aligned} \quad (11.1)$$

En annen metode er å fordampe vann direkte ved å varme opp vannet ved hjelp av for eksempel diesel, olje eller liknende.

Dette er ekstremt ineffektivt med tanke på totaleffektiviteten i for eksempel et skip. I stedet for å bruke overskuddsvarme fra motorer, fyrer man heller på i en egen kjel for å fordampe vann. Dette øker drivstofforbruket og diverse utslipp som for eksempel CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, S.

Sammenlignet med begge disse metodene, er det mulig at dette systemet er konkurransedyktig. Det kan ha omtrent samme effektivitet eller høyere, i tillegg til færre og enklere deler. Dette fører igjen til lavere pris og vedlikeholdsutgifter.



## 12. Sensorer og styringssystem

Anlegget har 14 temperaturfølere, fire trykktransmittere, to strømningsmålere og en posisjonsføler. Dette er inndata til PLS'en, som igjen bestemmer når ventiler skal gå av og på. I tillegg blir det logget data og regna ut effekt og virkningsgrad i sanntid.

### 12.1 Programmerbar logisk styring, PLS

PLS'en er compactFieldPoint ("cFP") fra National Instruments. I tillegg til å kunne fungere som en frittstående PLS, har den mulighet til å kommunisere med en PC. PC'en kan lese ut data, men også styre PLS'en i sanntid via LabView. Alle sensorer som er koblet til PLS'en er vist i anleggsdiagrammet på side 45.

### 12.2 Temperaturfølere

Tabell 12.1: Beskrivelse av temperaturfølere. I cFP-I/O-kolonnen henviser det første tallet til i PLS'en sin modul, andre tallet til porten i den aktuelle modulen.

Navn	cFP-I/O	Beskrivelse
T_VV	5-0	Varmtvann inn i fordamper
T_KV	5-1	Kaldtvann ut av fordamper
T_VT	5-2	Varm gass ut av fordamper
T_KT	5-3	Kald gass inn i fordamper
T_UMP	5-5	Gass fra LMP inn i gjenvinner
T_OR1	4-5	Gass fra tank i gjenvinner
T_NR1	4-4	Gass fra LMP i gjenvinner
T_VTMP	5-4	Varm gass inn i LMP
T_OMP	4-0	Olje ut av membranpumpe
T_OS	4-1	Olje inn i sylinder
T_UP	4-3	Væske fra pumpe inn i gjenvinner
T_UT	4-2	Væske fra tank inn i pumpe
T_KJVI	5-6	Kjølevann inn i kjøler
T_KJVU	5-7	Kjølevann ut av kjøler

Det fleste temperaturene brukes til å overvåke systemet, men noen er viktigere enn andre:

T\_VV og T\_KV brukes til å finne hvor mye effekt som går inn i fordamperen.

T\_VT og T\_KT brukes til å finne hvor mye effekt som går ut av fordamperen.

T\_UP og T\_UT brukes for å finne hvor mye termisk energi pumpe har tilført systemet. Siden pumpe ikke skal være med i det endelige designet, kan dette brukes til å eliminere bort pumpe i beregninger.

T\_KJVI og T\_KJVU til å finne effekten ut av kjøleren.

### 12.3 Trykktransmittere

Tabell 12.2: Beskrivelse av trykktransmittere. I cFP-I/O-kolonnen henviser det første tallet til i PLS'en sin modul, andre tallet til porten i den aktuelle modulen.

Navn	cFP-I/O	Beskrivelse
TT_VT	3-0	Trykket ut av fordampere
TT_O	3-1	Oljetrykk
TT_T	3-2	Tanktrykk
TT_SV	3-3	Vanntrykk ut av sylindere

Trykktransmitterne brukes til å overvåke trykket i prosessen. Det brukes også til å sammenlikne teoretisk og reell prosess.

### 12.4 Strømningsmålere

Tabell 12.3: Beskrivelse av strømningsmålere. I cFP-I/O-kolonnen henviser det første tallet til i PLS'en sin modul, andre tallet til porten i den aktuelle modulen.

Navn	cFP-I/O	Beskrivelse
SM_VV	3-4	Vannstrøm inn i fordampere
SM_KJV	3-5	Vannstrøm inn i kjøler

Strømningsmålerne gir vannets massestrøm inn i fordampere og ut av kjøler. Dette brukes til å finne effekt inn i anlegg, og effekt ut i kjøler.

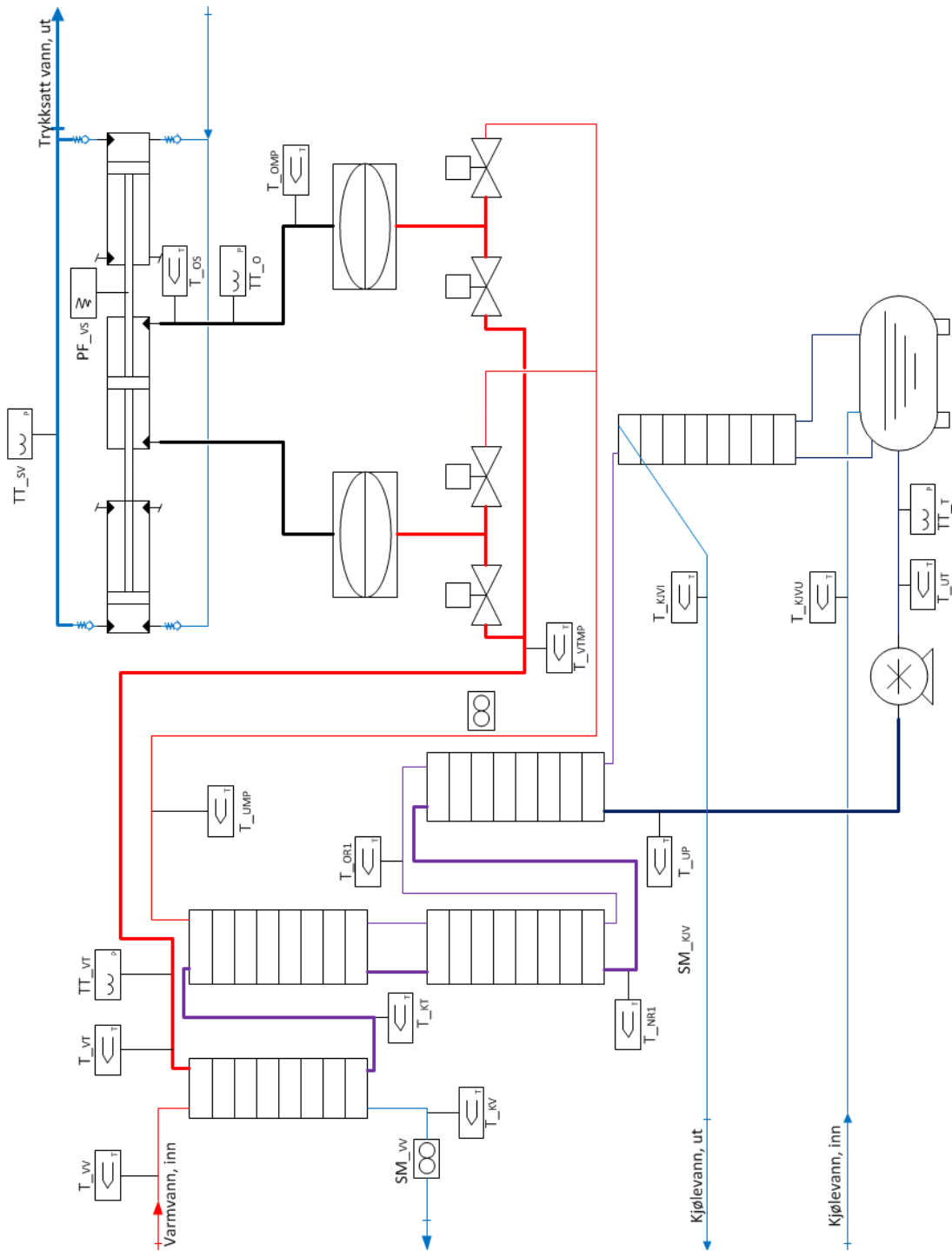
## 12.5 Posisjonsføler

Tabell 12.4: Beskrivelse av posisjonsfølere. I cFP-I/O-kolonnen henviser det første tallet til i PLS'en sin modul, andre tallet til porten i den aktuelle modulen.

Navn	cFP-I/O	Beskrivelse
PF_VS	3-6	Vannstrøm inn i fordamper

For at ventilene til LMP'en skal virke, må de få et signal om når de skal slå seg av og på. Det skjer ved hjelp av en posisjonsføler. Posisjonsføleren er et potentiometer hvor det er montert på ei snelle med snøre. Snøret er festa i en av sylindrestengene og PLS'en vil gi et signal til ventilene når sylinderen har kommet til en avtalt posisjon.





Figur 12.5: Plassering av sensorer i anlegget. Ill: Amund J. Føyen

## **13. Konklusjon**

---

Det har blitt konstruert et avsaltingsanlegg drevet av lavtemperatur varme. Denne varmen kan komme fra for eksempel bio-, sol-, eller restvarme. Det er mulig at virkningsgraden blir omtrent den samme som eksisterende teknologier, eller høyere.

Et anlegg er under bygging, og det vil med tiden vise hvor godt resultatene i denne oppgava samsvarer med virkeligheten.

## Litteraturliste

- [1] Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems, Sylvain Quoilin and Vincent Lemort, 2009
- [2] National Institute of Standards and Technology, Thermophysical Properties of Fluid Systems: <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>
- [3] Honeywell HFO-1234yf: <http://www.1234facts.com/>
- [4] Method of entropy generation minimization, or modeling and optimization based on combined heat transfer and thermodynamics, Adrian Bejan, 2001
- [5] American Journal of Physics, vol. 43, pp. 22–24 (1975), F.L. Curzon and B. Ahlborn
- [6] Geir Erik Samnøy, Adm. dir. Presentwater AS
- [7] Danfoss A/S sin produktkatalog (Quick Selection, Automatic Controls, Compressors and Condensing units)