

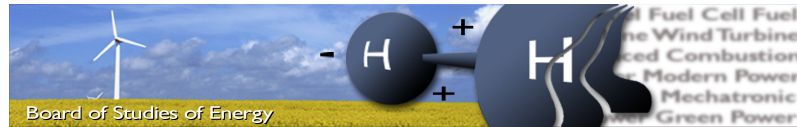
Design af Solvarmedrevet Absorptionsvarmepumpe til Køling af et Pumpehus



Afgangsprojekt
Gruppe TE7-704
Søren Kragh Neergaard
7. Semester
Termisk Energiteknik
Aalborg Universitet
18-01-2018



AALBORG UNIVERSITET
STUDENTERRAPPORT



Titel:	Design af solvarmedrevet absorptionsvarmepumpe til køling af et pumpehus
Semester:	7. semester
Semester tema:	Afgangsprojekt
Projekt periode:	26.10.2017 to 18.01.2018
ECTS:	15
Vejledere fra AAU:	Kim Sørensen and Thomas Joseph Condra
Projekt gruppe:	TE7-704

SYNOPSIS:

Denne rapport er et teoretisk og økonomisk studie af, muligheden for at implementere en absorptionsvarmepumpe, der er drevet af varmen fra et solvarmeanlæg, til at køle et pumpehus.

Til at gøre dette, er en model af en absorptionsvarmepumpe, blevet opstillet. Denne model bygger på de termodynamiske egenskaber, for de komponenter der indgår i varmepumpen.

Simulering af denne model har vist, at varmepumpen, ud fra et kølebehov på 100 kW, behøver et varmeinput til generatoren på 140,3 kW, og at det er muligt, at nyttiggøre 240,3 kW fra absorbereren og kondenseren.

Ud fra en økonomisk analyse af varmepumpen, har det vist sig at være rentabelt, at implementere en absorptionsvarmepumpe, der udnytter varmen, både fra absorbereren og kondenseren. Det vil dog på lang sigt, være bedre at investere i en mekanisk varmepumpe, til løsning af køleproblemet. Det kan derfor konkluderes, at det er muligt, både teoretisk og økonomisk, at implementere en absorptionsvarmepumpe, men at den bedste løsning vil være, at implementere en mekanisk varmepumpe.

Neergaard, Søren Kragh

Kopier:	1
Antal sider, total:	68
Appendix:	2

Forord

Denne rapport er skrevet som afgangsprøve, der er sidste led i diplomingeniørdannelsen i termisk energiteknik, på Aalborg Universitet. Rapporten har et omfang svarende til 15 ECTS point og omhandler implementeringen af en absorptionsvarmepumpe til køling af et pumpehus, ved hjælp af varme fra et solvarmeanlæg. Projektet startede d. 26/10 2017 og afleveringsdatoen var d. 18/01 2018.

Læseguide

For at kunne læse denne rapport kræves en grundlæggende naturvidenskabelig forståelse, mere præcis forståelse og viden om termodynamik og strømningsteori. Den anvendte litteratur er rapporten igennem nummereret, så den første brugte kilde er angivet med [1], den næste kilde med [2] osv. Disse numre henviser til kildebeskrivelserne bagerst i rapporten, hvor disse er sat i rækkefølge efter, hvornår i rapporten de er brugt. Hjemmesideadresserne, angivet i kildelisten, leder direkte til de respektive hjemmesider, via pc'ens standard browser, og det er noteret i kildebeskrivelsen, hvornår hjemmesiden er besøgt.

Formler, tabeller og figurer er nummereret rapporten igennem, alt efter hvilken rækkefølge de er præsenteret i. En figur kan f.eks være nummereret som Figur 3.2, hvor det første tal fortæller læseren, hvilket kapitel figuren er i, og det næste tal fortæller hvilket billede i kapitlet, der er tale om.

Alle angivne tryk, rapporten igennem er absolutte tryk.

Forsiden er lavet, ved hjælp af billeder fra [1] og [2]. AAU logoet er hentet fra AAU's logo hjemmeside [3].

Indholdsfortegnelse

Forord	iii
Indholdsfortegnelse	iv
Executive Summary	vii
Summary	ix
Kapitel 1 Introduktion	1
Kapitel 2 Problemanalyse	3
Kapitel 3 Modellering	13
3.1 Kredsbeskrivelse	15
3.2 Komponentbeskrivelse	18
3.2.1 Fordamperen	18
3.2.2 Absorber	22
3.2.3 Pumpe	25
3.2.4 Varmeveksler	26
3.2.5 Generator	28
3.2.6 Ekspansionsventil til blandingsvæske	30
3.2.7 Kondenseren	30
3.2.8 Modellering	31
3.2.9 Ekspansionsventil til kølemiddel	32
3.2.10 Kølemidler og Absorbenter	33
3.3 Model	34
Kapitel 4 Simulering	35
Kapitel 5 Diskussion	41
Kapitel 6 Konklusion	47
Kapitel 7 Perspektivering	49
Appendiks A Input til den originale model	51
Appendiks B Resultater fra den originale model	53
Litteratur	55

Nomenklatur

Symbol	Enhed	Beskrivelse
A	m ²	Areal
c_P	kJ/(kg · K)	Specifik varmekapacitet ved konstant tryk
c_V	kJ/(kg · K)	Specifik varmekapacitet ved konstant volumen
D	m	Diameter
h	kJ/kg	Specifik enthalpi
h	W/(m ² ·K)	Konvektivt varmeovergangstal
k	W/(m·K)	Termisk konduktivitet
L	m	Længde
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Masseflow
Nu	-	Nusselts tal
P	kPa _a	Absolut tryk
Pr	-	Prandtls tal
Q	J	Energimængde
\dot{Q}	W	Varmeoverførsel
Re	-	Reynolds tal
s	kJ/(kg·K)	Specifik entropi
t	m	Tykkelse
T	°C, K	Temperatur
U	W/(m ² ·K)	Overordnede varmegennemgangstal
v	m/s	Hastighed
V	m ³	Volumen
x	-	Blandingsforhold
x	-	Kvalitet
W	W	Elektrisk effekt
ϵ	mm	Varmeveksler effektivitet
η	-	Effektivitet
μ	kg/(m · s)	Dynamisk viskositet
ρ	kg/m ³	Densitet
γ	-	Forholdet mellem c_P og c_V

Forkortelser

Symbol	Beskrivelse
EES	Engineering Equation Solver
COP	Coefficient of Performance
CSP	Concentrated Solar Power
VP	Varmepumpe
MEK	Mekanisk
AB	Absorption

Subscripts

Symbol	Beskrivelse
L	Lav
H	Høj
HH	Ekstra høj
o	Overfladeareal

Executive Summary

Denne rapport belyser, muligheden for implementering af en absorptionsvarmepumpe, til køling af et pumpehus tilhørende et solvarmeanlæg, hvor solvarmeanlægget skal levere varmen til absorptionsvarmepumpens generator. Rapporten indeholder en beskrivelse af grundlaget for undersøgelsen, en beskrivelse af teknikken og teorien bag undersøgelsen, en vurdering af resultaterne fra undersøgelsen, og en analyse af økonomien for en absorptionsvarmepumpe, i forhold til økonomien for andre køleløsninger.

Den tekniske analyse har vist, at hvis der i et pumpehus, er et kølebehov på 100 kW, vil absorptionsvarmepumpen kræve et elektrisk input på 1,833 W og et varmeinput til varmepumpens generator på 140,3 kW. Absorptionsvarmepumpen vil da kunne afgive, henholdsvis 134 kW fra absorbereren, ved lav temperatur, og 106,3 kW fra kondenseren ved høj temperatur.

På baggrund af disse køle- og varmeydelser, er der i rapporten lavet en økonomisk sammenligning, af absorptionsvarmepumpen med og uden nyttiggørelse af varmen fra absorbereren, og en mekanisk varmepumpe. Sammenligningen er udmundet i, at absorptionsvarmepumpen uden nyttiggørelse af varmen fra både kondenser og absorber, har en nutidsværdi (NPV) efter 10 år, på 109.775,70 kr, hvor absorptionsvarmepumpen med nyttiggørelse af begge varmeafgivelser, har en NPV efter 10 år, på 1.240.199,08 kr og den mekaniske varmepumpe har en NPV på 1.755.589,83 kr.

Den mekaniske varmepumpe, selvom denne kræver den største investering, på ca. 75.000,00 kr mere end investeringen for absorptionsvarmepumpen, og har højere driftsomkostninger, vil da efter ti år have den største nutidsværdi (NPV). Dette skyldes, trods de større udgifter, at den mekaniske varmepumpe, generer et årligt overskud, der er ca. 120.000,00 kr større, end overskuddet for den næstbedste indtjenende løsning, der er absorptionsvarmepumpen, der nyttiggør både kondenser varmen og absorber varme. Det årlige overskud for disse løsninger er henholdsvis 72.105,00 kr for absorptionsvarmepumpen uden nyttiggørelse af begge varmeafgivelser, 218.500,00 kr for absorptionsvarmepumpen med nyttiggørelse af begge varmeafgivelser og 294.880,60 kr for den mekaniske varmepumpe.

Summary

This report is a study of the possibility of implementing an absorption chiller, to deliver the required cooling performance that insures the right temperature in a pumpingstation, if high temperature heat for the absorption chiller is to be delivered by a solar heating plant. The report also studies how the absorption chiller has to be dimensioned, to satisfy the requirements of the cooling capacity, and if the implementation of such an absorption chiller is even financially favorable, compared to other cooling solutions.

The report contains a description of how an absorption chiller works, compared to a mechanical heat pump, a description of the technical and theoretical aspects of an absorption chiller, a presentation and discussion of results, based on a simulation of the absorption chiller, and a comparison of the economical aspects of the studied cooling solution, and two other solutions.

Based on the research prior to the study of the absorption chiller, the absorption chiller is shown to work differently than the mechanical heat pump. The difference is, that the mechanical heat pump is driven by a compressor, whereas the absorption chiller is driven by heat. This means that the absorption chiller uses far less electrical power, than the mechanical heat pump. The benefit of this is that the absorption chiller can deliver the same amount of cooling, by using a less valuable energy source.

Through technical and theoretical modelling of the absorption chiller, it has been possible to derive estimates of how the chiller should be dimensioned, in order to deliver the required cooling performance, for the pumpingstation. In order to do this, it has been assumed that 100 kW of heat, has to be removed from the pumpingstation. The simulation of the model has shown that the modelled absorption chiller will cool the air from the pumpingstation, from 22 °C to 16 °C, and that the heat, drawn from this process can be utilized in the condenser after the fluid inside the absorption circuit, has been heated to a useful temperature of 90 °C. The fluid is heated by water from the solar heating plant, which has a temperature of 110 °C. The simulation has also shown that the required amount of heat transferred in the five heat exchangers of the absorption chiller, is 100 kW for the evaporator, 134 kW for the absorber, 25.38 for the solution heat exchanger, 140.3 kW for the generator and 106.3 kW for the condenser.

Furthermore, the dimensions of the heat exchangers has also been studied. This study has shown that the U-value of the evaporator will be approximately 68.75 W/m²·K. This yields a heat exchanger area, of 191.4 m², in order to transfer the required amount of heat.

The U-value of the absorber, generator and condenser, is respectively $1607 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, $1215 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ and $1928 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. These U-values yields the following heat exchanger areas of 3.12 m^2 for the absorber, 7.46 m^2 for the generator and 5.52 m^2 for the condenser.

The reason why the area of the evaporator has to be much bigger, than the area of the other heat exchangers is that the U-value of the evaporator is much smaller than for the others. This is due to the heat source, which delivers heat to the evaporator, being air, not water.

The financial study of the absorption chiller, compared to other solutions, shows that an absorption chiller, which only utilizes the heat from the condenser, is not a favorable solution, compared to a case, where the absorption chiller utilizes both the heat from the condenser and from the absorber. The study also shows, that a solution where a mechanical heat pump is implemented, instead of an absorption chiller, is the most favorable of them all. To back this up, the NPV for all the solutions, has been calculated. These calculations show that the basic absorption chiller solution, would have a NPV of 109,755.70 DKK after 10 years, that the absorption chiller which utilizes both heat from the condenser and the absorber, would have a NPV of 1,240,199.08 DKK after 10 years and that the NPV for the mechanical heat pump would be 1,755,589.83 DKK after 10 years.

From this, it can be concluded, that the mechanical heat pump would be the most beneficial solution, to the cooling problem of the pumpingstation. The absorption chiller could though be more beneficial, if the heat did not come from the solar heating plant, but was some kind of waste heat that would not otherwise be utilizes. This way, the heat that is used to drive the absorption chiller, can not be seen as an expence, due to the fact that the heat would not otherwise have been sold.

Introduktion

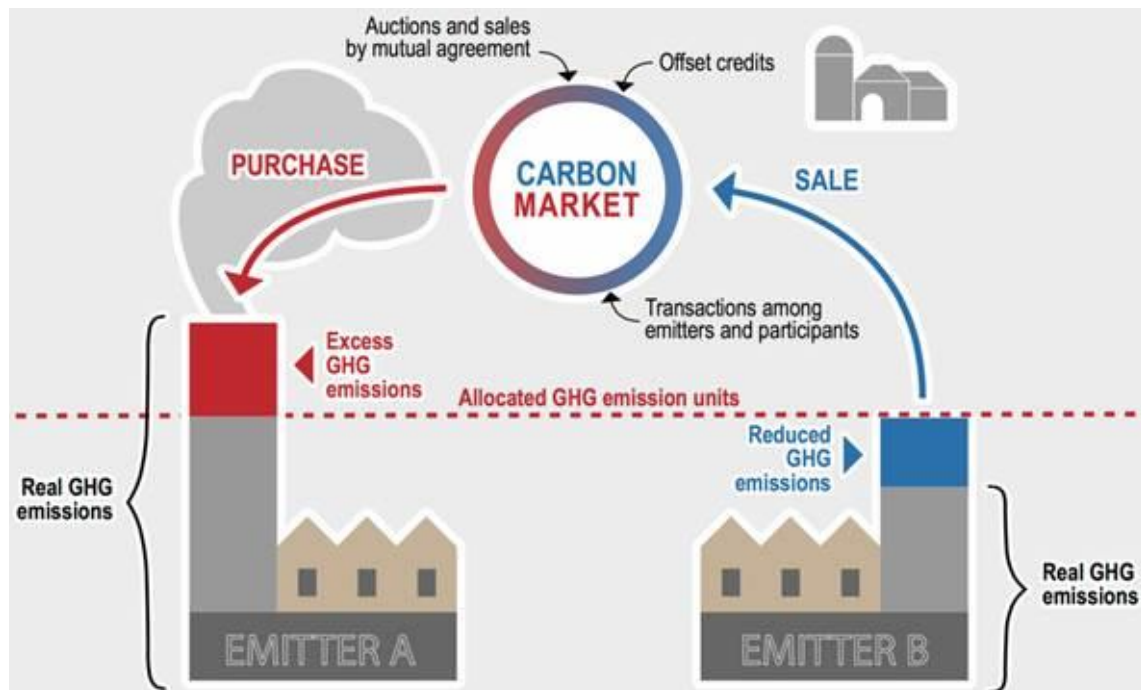
1

Varme har i løbet af de sidste mange generationer været en vigtig og efterspurgt vare i velfærdssamfundet. Denne efterspørgsel skyldtes blandt andet varmekonsumet til opvarmning af danske husstande og opvarmningen af selvsammes brugsvand. For at kunne efterleve disse varmebehov har mange varmeforeninger, landet over, leveret varme til byer og omkringliggende områder ved hjælp af fjernvarmesystemer. Varmen til disse fjernvarmesystemer er i mange år blevet leveret af kulfyrede kraftvarmeverker. Dette har betydet, at der, i forbindelse med produktionen af den nødvendige varme, er blevet udledt en stor mængde drivhusgasser, der er med til, at forurene jordens omkringliggende atmosfære og derved bidrager til den globale opvarmning [4].

Som løsning på den globale opvarmning er der, af den danske stat, blevet opsat nogle klimamål for, hvordan Danmark (som land) kan nedsætte udledningen af disse drivhusgasser. Disse mål er beskrevet i en klimaplan kaldet "2050 Planen". Denne plan fastslår, at Danmarks klimamål frem mod 2050 er at være uafhængige af kul, olie og gas i år 2050 [5].

Som et led i disse klimamål er der af EU fremsat en kvoteordning for, hvor meget CO₂, de forskellige produktionsenheder, der har en indfyret effekt på mere end 20 MW, må udlede om året [6]. Mængden af CO₂, der årligt må udledes, er delt op i kvoter, derfor kvoteordningen. For at opfylde kravene fra denne kvoteordning bliver de større forbrændings- og produktionsanlæg, der er underlagt ordningen, nødt til at indføre tiltag, der kan hjælpe til med at reducere CO₂ udledningen [7]. Dette kan være tiltag såsom effektivisering af produktionsenheden, indførelse af nye CO₂ neutrale produktionsenheder eller en kombination af disse. Eksempler på sådanne tiltag kunne være indførelse af solvarmeanlæg eller varmepumper til fjernvarmenettet, ved optimering af produktionsenhedens afbrændingproces, så enheden udnytter energien i brændstoffet bedst muligt, eller ved at omstille helt til en CO₂ neutral produktion. En tilnærmelsesvis CO₂ neutral produktion kan opnås ved at afbrænde biomasse eller biogas, i stedet for kul, olie og naturgas. Kravene fremsat af kvoteordningen bliver hvert år skærpet, med henblik på at de underlagte værker er nødt til hele tiden at optimere deres produktion, så de kan overholde de fremsatte CO₂ udledningskrav.

Disse CO₂ kvoter fungerer som en handelsvarer for de producerende værker. F.eks. hvis et kraftvarmeverk ikke kan opfylde de CO₂ krav, der er stillet af kvoteordningen, kan de handle sig til flere kvoter hos andre værker, der muligvis har overskud af kvoter, fordi de udleder mindre CO₂, end de må. CO₂ kvoteordningen kan derfor være en god forretning for de værker, der har overskud af disse. Der kan derfor, udover den miljømæssige gevinst ved kvoteordning, også hentes en økonomisk gevinst, for de værker, der er villige til at investere i CO₂ neutrale produktionsløsninger [6].



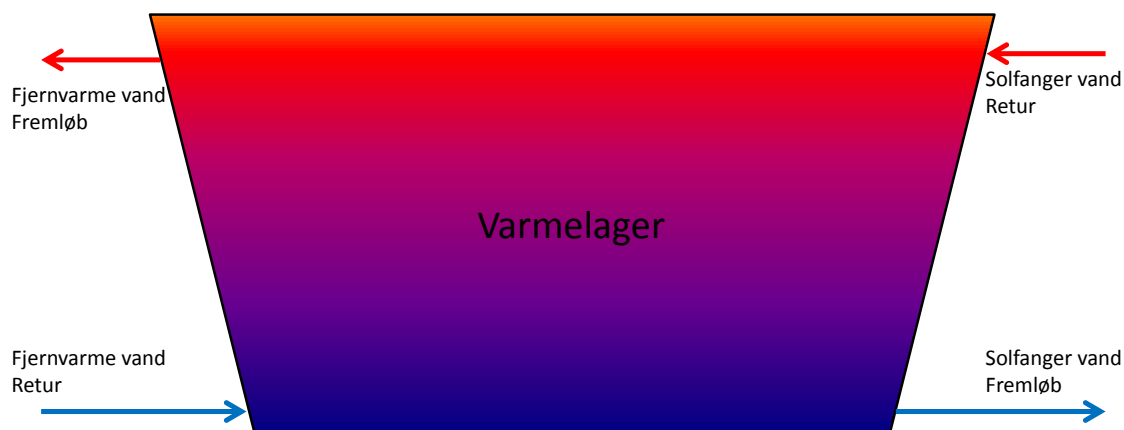
Figur 1.1. Princippet bag køb og salg af CO₂ kvoter [6]

Figur. 1.1 illustrerer, hvordan køb og salg af CO₂ kvoter fungerer. Det kan aflæses, at **Emitter A** udleder mere CO₂ end kvoteordningen tillader, og **Emitter B** udleder mindre CO₂, end kvoteordningen tillader. Derfor kan **Emitter B** sælge de overskydende kvoter til **Emitter A**, så denne ikke bliver straffet for at udlede for meget CO₂.

Et af de tiltag, der kan indføres for, at nedbringe den mængde CO₂ der bliver udledt, er indførelse af solvarmeanlæg, der supplerer den overordnede varmeproducerende enhed i et fjernvarmenet. Et solvarmeanlæg kan udvinde solens energi til opvarmning af fjernvarmevandet i fjernvarmenettet.

Problemanalyse 2

Et solvarmeanlæg fungerer ved, at solens stråler rammer paneler kaldet solfangerne. Disse paneler er mørktbelagte, så de kan absorbere mest muligt af solens energi. Solens energi kommer fra den stråling solen udsender. Solen udsender via dens stråling en flux, der ca. svarer til 1 kW/m^2 [8]. Inde i solfangerne løber en væske, der opsamler energien fra solen, så solfangerne kan siges at virke som en varmevekslere. I sådanne anlæg er der typisk koblet mange solpaneler i serie, så væsken, der løber gennem panelerne, bliver gradvist opvarmet til en ønsket brugbar temperatur. Efter væsken har gennemløbet solpanelerne, føres den enten til et varmelager eller direkte til fjernvarmenettet. Et varmelager er en beholder, der akkumulerer fjernvarmevandet. Dette er illustreret af Figur. 2.1

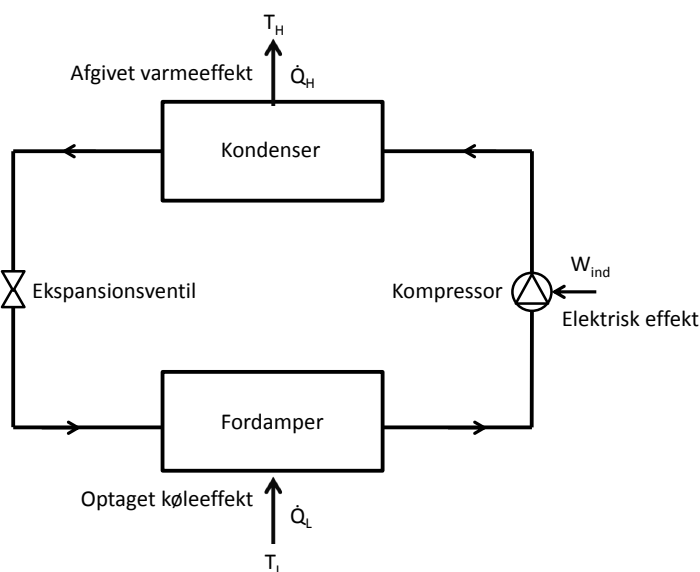


Figur 2.1. Varmelager med varmt indløb og udløb i toppen og koldt indløb og udløb i bunden

Det kan ses af Figur 2.1, at det opvarmede vand bliver pumpet ind i toppen af varmelageret, som derved akkumulerer varmen. I bunden er et udtag, der fører den kolde del af vandet i beholderen ud i solvarmeanlægget, så dette kan blive opvarmet. Derved udskiftes en mængde lavtemperatur vand fra varmelageret med en tilsvarende mængde højtemperatur vand. Derudover ses det, at udtaget til fjernvarmenettet sidder i toppen af varmelageret, og at returvandet fra fjernvarmenettet kommer ind i bunden af lageret.

Skal solvarmeanlægget levere varme direkte til fjernvarmenettet, kan det blandt andet gøres ved at føre fjernvarmevandet direkte gennem solpanelerne. På denne måde kommer solvarmeanlægget til at fungere som et booster- eller suppleringsanlæg. Fælles for alle større solvarmeanlæg er, at vandet, der løber gennem solpanelerne, skal pumpes rundt i kredsen for at kunne styre flowet. Flowet ønskes styret, da dette sikrer, at temperaturen på vandet kan styres, og derved kan den ønskede temperatur af dette opnås. Derfor skal der indføres pumper og tilhørende hjælpedstyr for at kunne opfylde de strømningskrav, der er til solvarmeanlægget. Dette udstyr bliver oftest placeret i en bygning, i et såkaldt pumpehus. Under drift vil udstyret afgive varme, da motorerne, der driver pumperne, ikke er 100 % effektive, og derved ikke omdanner alt elektriciteten til arbejde, og da der gennem komponenterne vil være et varmetab. Det betyder, at temperaturen i pumpehuset vil stige, og det derfor kan blive nødvendigt at køle det. Udover køling af pumpehuset er der også krav om, at luften i bygninger udskiftes med et bestemt flow for at sikre indklimaet og iltniveauet i bygningen. F.eks. skal luftskiftet i et én-mandskontor, være mellem 0,8 og 2,0 l/s pr. m², alt efter hvor godt indeklimaet ønskes at være [9]. Dette kan gøres ved at udskifte den eksisterende luft fra pumpehuset med udeluft. Dette betyder, at den opvarmede luft føres ud i de omkringliggende omgivelser. Det vil i takt med luftskiftet i og kølingen af et pumpehus, give grundlag for at kunne udvinde noget af den varme, luften indeholder, i stedet for at afgive den til omgivelserne som tab.

En anden måde, hvorpå pumpehuset kan køles, er ved at installere en varmepumpe. En varmepumpe virker ved, at den optager energi via et kølemiddel ved lav temperatur. Kølemidlet bliver da komprimeret ved hjælp af en kompressor, der hæver trykket og derved også temperaturen deraf. Efter kompressoren afgiver varmepumpen den opsamlede energi ved høj temperatur. Virkemåden for en varmepumpe er illustreret i Figur. 2.2.



Figur 2.2. Simpel kredsbeskrivelse af en varmepumpe

Det er i Figur. 2.2 illustreret, at en varmepumpe består af fire hovedkomponenter. Disse komponenter er henholdvis: fordamper, kompressor, kondenser og ekspansionsventil. Fordamperen er den komponent, der opsamler energien til varmepumpen. Energien opsamles ved, at kølemidlet gennemløber denne fordamper. Energien bliver da overført til kølemidlet via fordampning ved meget lavt tryk, da dette normalt skal foregå ved lave temperaturer. Efter energioptagelsen i fordamperen føres kølevæsken gennem en kompressor, der har til opgave at hæve trykket, så også temperaturen øges. Temperaturen hæves, da forholdet mellem tryk og temperatur i en isentropisk kompression, er givet som vist i Formel. 2.1. Det kan heraf aflæses, at en trykforøgelse vil forårsage en temperaturforøgelse [10]. Dette udtryk er dog kun gældende for en isentropisk kompression, hvor entropien er konstant fra stadie 1 til stadie 2.

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2^{(\gamma-1)/\gamma}}{P_1} \quad (2.1)$$

$$\gamma = \frac{c_P}{c_V} \quad (2.2)$$

Den isentropiske kompression, er den ideelle kompression, hvor effektiviteten af kompressoren ikke er medtaget. For en reel kompression skal effektiviteten af kompressoren medtages for, at få en virkelighedsnær beregning af kompressionen. Effektiviteten af en kompressor, er det samme som den isentropiske effektivitet, og denne er givet som vist i Formel. 2.3 [10].

$$\eta_s \cong \frac{h_{2,s} - h_1}{h_{2,a} - h_1} \quad (2.3)$$

Her er den isentropiske virkningsgrad for kompressoren, en funktion af enthalpiændringen ved konstant entropi, i forhold til den aktuelle enthalpiændring.

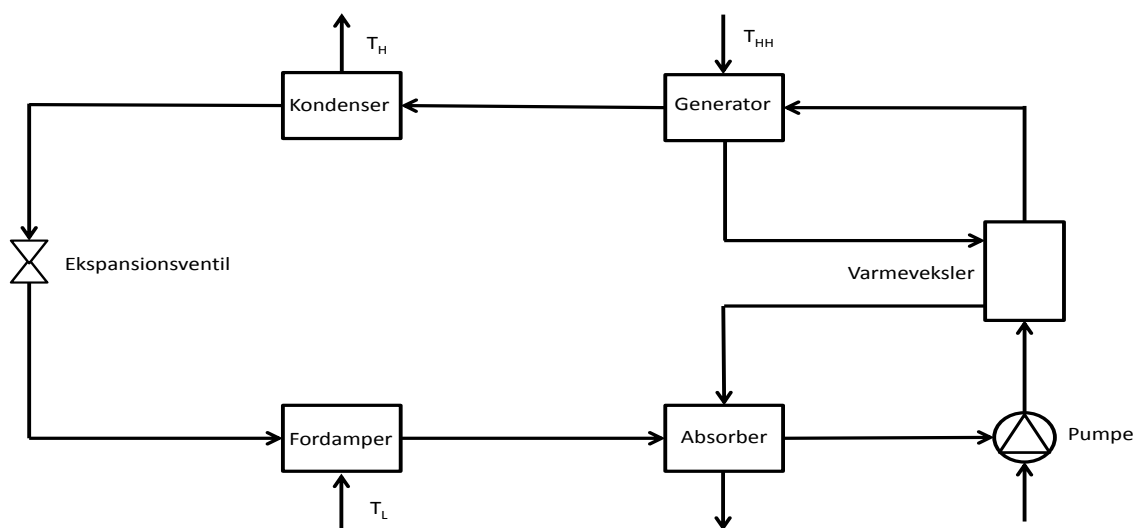
Det er nødvendigt at hæve trykket, da varmepumpen skal kunne afgive den opsamlede varme ved en højere temperatur. Afgivelsen af varme sker i kondenseren. Her afgives varme ved høj temperatur, og modsat optagelsen af varme i fordamperen, ved at kondensere kølemidlet. Sidste grundlæggende komponent i en varmepumpe er en ekspansionsventil. Ekspansionsventilens opgave er at sænke trykket og dermed temperaturen af kølemidlet efter kondenseren. Dette gøres, så kølemidlet kan fordampe ved en lavere temperatur og derved kan optage varme i fordamperen.

Køling ved hjælp af en varmepumpe kan opnås ved at placere varmepumpens fordamper, hvor der er et kølebehov. I tilfældet med et solvarmeanlæg med tilhørende pumpehus findes et kølebehovet i pumpehuset. Varmepumpen bruger da den varmeenergi, der er tilgængelig i pumpehuset, til fordampning af kølevæsken i varmepumpens kreds, og derved køles pumpehuset. Fordelen ved brugen af en varmepumpe er, at varmepumpen er i stand til at nyttiggøre overskudsvarmen.

Varmen udnyttes, da varmepumpen kan afgive varmen i en kondenser ved højere temperatur end i fordamperen, og derved kan energien bruges til flere formål. I forbindelse med et solvarmeanlæg til fjernvarme, kunne varmen fra varmepumpen blandt andet bruges som en yderligere varmekilde til fjernvarmenettet. Ved at indføre en varmepumpe i et solvarmeanlæg, kan effektiviteten af solvarmeanlægget øges, da en tabskilde bliver konverteret til en varmekilde.

En varmepumpe med en kompressor kaldes også en mekanisk varmepumpe. En sådan varmepumpe kræver et elektrisk input til kompressoren, da dette er komponenten, der driver kredsen. Det betyder, at der med en mekanisk varmepumpe er behov for en elektrisk tilslutning. Der er derfor en udgift forbundet med at køle og udvinde varme med en varmepumpe, da elektriciteten koster en givet pris pr. kWh. Denne pris er pålagt nogle afgifter og afhænger derved af, om det er til privat brug eller til brug i en virksomhed. Gennemsnitprisen for elektricitet i Danmark i 2015 var for private husholdninger 229,9 øre/kWh, og for små virksomheder 81,2 øre/kWh [11]. For store virksomheder er elprisen typisk en fast årlig pris og kan derfor variere fra virksomhed til virksomhed. Her anses en husholdning for gennemsnitligt at bruge 4000 kWh om året, små virksomheder gennemsnitligt 100.000 kWh om året og store virksomheder gennemsnitligt 50 mio. kWh om året. Som alternativ til en mekanisk varmepumpe findes den såkaldte absorptionsvarmepumpe. Forskellen på disse er, at den mekaniske varmepumpe, som beskrevet, opererer ved en trykforøgelse i en kompressor, hvor en absorptionsvarmepumpe bliver drevet af en ekstern varmekilde i en absorptionskreds.

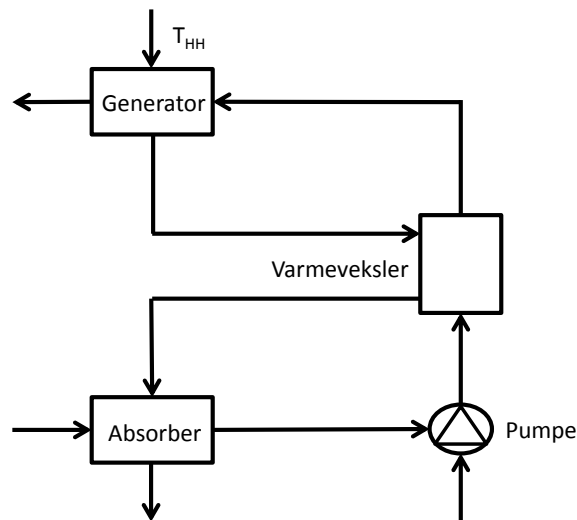
Kredsen for en absorptionsvarmepumpe, er illustreret i Figur 2.3.



Figur 2.3. Simple kredsbeskrivelse af en absorptionsvarmepumpe

Figur 2.3 viser en simpel kredsbeskrivelse af en absorptionsvarmepumpe. Tre af komponenterne i en absorptionsvarmepumpe er gengangere fra den mekaniske varmepumpe. Her er der tale om kondenseren, ekspansionsventilen og fordamperen. Det kan aflæses af Figur. 2.3, at kompressoren fra den mekaniske varmepumpe, er

udskiftet med en absorptionskreds i en absorptionsvarmepumpe.



Figur 2.4. Simple beskrivelse af absorptionskredsen i en absorptionsvarmepumpe

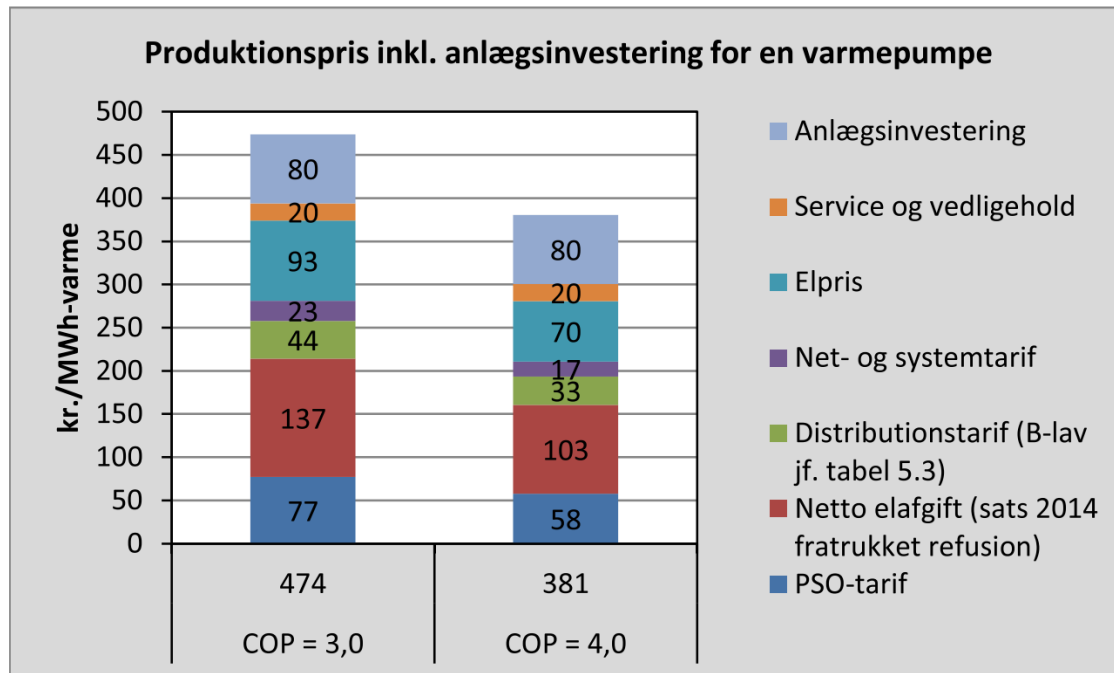
Figur. 2.4 viser absorptionskredsen i en absorptionsvarmepumpe. Denne absorptionskreds er drivværket i en absorptionsvarmepumpe, ligesom kompressoren er i en mekanisk varmepumpe. Absorptionskredsen virker ved, at fordampet kølemiddel bliver absorberet af en absorbent i absorberen. Dette sker, da kølemidlet er let opløseligt i absorbenten. I absorberen skal temperaturen helst være lav, da absorbenten ved lave temperaturer kan indholde og derved optage mere fordampet kølevæske [12].

Efter absorberen bliver blandingen af fordampet kølemiddel og absorbent pumpet videre rundt i kredsen, ved hjælp af en pumpe. Denne pumpe kræver, ligesom kompressoren i en mekanisk varmepumpe, et elektrisk input. En pumpe behøver dog ikke lige så meget effekt for, at kunne udføre det ønskede arbejde. Dette skyldes, at volumenflowet for væske er mindre end for gas, da densiteten af væsken er større. Fra Formel. 2.4 kan det da ses, at det arbejde, en pumpe skal udføre, vil være mindre end for en kompressor, da dette kan regnes som produktet af volumenflowet og trykændringen.

$$W = \dot{V} \cdot \Delta P \quad (2.4)$$

Blandingen pumpes videre til en varmeveksler, hvis formål er at opvarme blandingen. Dette gøres for at hæve blandingens temperatur, inden den føres gennem generatoren. I generatoren hæves temperaturen af blandingen yderligere, og absorbenten kan frigive kølemidlet som damp. Herefter føres dampen til kondenseren for, at afgive den varme der er blevet opsamlet i fordamperen og i absorptionskredsen.

Den opvarmede absorbent bliver efter generatoren ledt gennem varmeveksleren for at blive nedkølet inden absorbereren. Dette gøres dels for at køle absorbenten, så den kan optage mere fordampet kølemiddel og dels for at opvarme blandingen, inden denne bliver ledt gennem generatoren. Det interessante ved en absorptionsvarmepumpe er, at der kan spares penge på den største driftsomkostning, som er udgiften til elektricitet, da der som før beskrevet kan gøres brug af en pumpe i stedet for en kompressor.



Figur 2.5. Driftsomkostningerne for en mekanisk varmepumpe [13]

Figur. 2.5 viser, at udgifterne til el udgør over halvdelen af driftsomkostningerne for en varmepumpe. Dette skyldes, at der skal betales afgift og tariffer, af den elektricitet der bruges.

Dog er det til en absorptionsvarmepumpe nødvendigt at tilføre varme ved høj temperatur for, at absorbenten kan afgive det opsamlede fordampede kølemiddel. Fordelen ved dette er, at en del af det elektriske input, kan erstattes af et varmeinput. Dette er favorabelt, da den energimæssige kvalitet er større for elektricitet, end for varme. Med energimæssig kvalitet menes, at elektricitet er mere højværdigt end varme, da det kan bruges til mere [14]. Dette skyldes, at elektricitet kan omdannes til f.eks arbejde eller varme, med en relativt høj effektivitet, hvor dette ved brug af varme vil ske med en relativt lav effektivitet.

Ud over udgiften til den elektricitet, kompressoren skal have leveret, pålægger de danske myndigheder en afgift for brugen af el til opvarmning af helårsboliger. Denne kaldes for elvarmeafgiften og pålægger ekstra 40,5 øre/kWh. Dette betyder, at hver kWh elektricitet, der bliver omdannet til varme, bliver pålagt denne afgift. Dette gør driften af både mekaniske varmepumper og absorptionsvarmepumper endnu dyrere.

Denne afgift bliver dog nedsat over de næste par år, fra 2018 til 2020. Afgiften bliver nedsat over tre omgange, med henholdvis 10 øre/kWh fra d. 1/1/2019, yderligere 5 øre/kWh i løbet af 2019 og 10 øre/kWh i 2020 [15]. Derved vil elvarmeafgiften fra 2020, være reduceret til 15,5 øre/kWh.

Det kunne i forbindelse med implementeringen i et solvarmeanlæg være relevant, at vurdere hvilken type varmepumpe der vil passe bedst ind i systemet. Denne vurdering vil her blive fortaget ud fra fordelene og ulemperne ved en mekanisk varmepumpe, i forhold til en absorptionsvarmepumpe. Disse fordele og ulemper er listet i Tabel. 2.1.

Tabel 2.1. Fordele og ulemper ved implementering af mekaniske varmepumper og absorptionsvarmepumper i et solvarmeanlæg [16]

	Mekanisk Varmepumpe	Absorptionsvarmepumpe
Synergi med solvarmeanlæg	-	+
El forbrug	-	+
Inkøbspris	-	+
COP	+	-

Tabel. 2.1 viser hvilken af de to beskrevne varmepumpetyper, der har den største fordel, indenfor fire områder. Ligger fordelene ved absorptionsvarmepumpen, bliver dette vist med et plus (+), og ulempen med et minus (-), ud for den mekaniske varmepumpe. Det samme gælder, hvis det modsatte er gældende, og det er den mekaniske varmepumpe, der har fordelene og absorptionsvarmepumpen, der har ulempen. Det første punkt på listen er, hvor godt de forskellige varmepumpers synergi er med et solvarmeanlæg og dets kølebehov. Begge varmepumper har god synergi med solvarmeanlægget, da kølebehovet vil være størst i sommerperioden, hvor udeluften er varm, og hvor solfangerne producerer mest varme. Dog anses absorptionsvarmepumpen for at have den bedste synergi med solvarmeanlægget. Dette skyldes, at når kølebehovet er størst, og absorptionsvarmepumpen skal køle mest, behøver denne også et større varmeinput. Dette varmeinput kan muligvis fås fra solvarmeanlægget, hvilket kan levere mere varme, når kølebehovet er størst, og derved opnås fordelene ved en absorptionsvarmepumpe.

På elforbruget anses absorptionsvarmepumpen også for at være den bedste, da denne kræver et mindre tilført stykke arbejde, end en mekanisk varmepumpe.

Af samme grund er driftsomkostningerne mindre for en absorptionsvarmepumpe, da den største driftsomkostning for en varmepumpe, er det elektriske input, der skal tilføres pumpen eller kompressoren.

I følge Energistyrelsen er en absorptionsvarmepumpe, typisk billigere i indkøb end en mekanisk varmepumpe. Her er den nominelle investering for en absorptionsvarmepumpe typisk 0,6 M€/MW, og 0,7 M€/MW for en mekanisk varmepumpe [17].

Sidst i Tabel. 2.1 er sammenligningen af de to typer varmepumpers COP. Typisk vil en mekanisk varmepumpe have en højere COP værdi end en

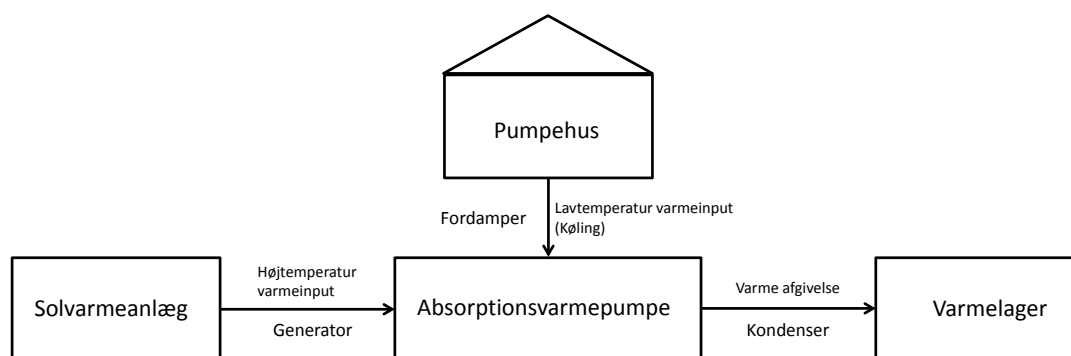
absorptionsvarmepumpe. Dette skyldes, at der for en absorptionsvarmepumpe er tre temperaturer, der skal tages højde for, hvor der for en mekanisk varmepumpe skal tages højde for to temperaturer [18]. COP værdien for en mekanisk varmepumpe kan estimeres ved brug af Carnot's udtryk for COP. Dette udtryk er vist i Formel. 2.5, og er den bedst mulige COP en mekanisk varmepumpe kan opnå. Formel. 2.5 viser, at Carnot COP værdien for en mekanisk varmepumpe afhænger af den høje temperatur i kondenseren og den lave temperatur i fordamperen [10]. På Figur 2.2 er disse temperaturer anvist.

$$COP = \frac{T_H}{T_H - T_L} \tag{2.5}$$

$$COP_{absorption} = \frac{T_{HH} - T_L}{T_{HH}} \cdot \frac{T_H}{T_H - T_L} \tag{2.6}$$

I Formel. 2.6 er Carnot's udtryk for COP værdien for en absorptionsvarmepumpe angivet. Her er COP værdien en funktion af den høje temperatur fra varmeinputtet til generatoren, middeltemperaturen, som er temperaturen af den afgivede varme i kondenseren, og den lave temperatur fra varmeinputtet til fordamperen. Disse temperaturer er angivet på Figur. 2.3 [10].

Ud fra Tabel. 2.1 vurderes det, at absorptionsvarmepumpen vil være den varmepumpetype, der vil passe bedst ind i et system med et solvarmeanlæg. Grunden til denne vurdering er, at en absorptionsvarmepumpe vil være den mest favorable i et system, hvor billig varme er tilgængelig, hvilket er tilfældet med varme fra solfangere, da energien kommer fra solen [16]. Et sådant sammensat system vil da bestå af solvarmeanlæggets paneler, dets pumpehus, dets varmelager og en absorptionsvarmepumpe. Anlægget er sammensat som vist på Figur. 2.6.



Figur 2.6. System med solvarmeanlæg og absorptionsvarmepumpe

På Figur 2.6 er sammensætningen af et solvarmeanlæg og en absorptionsvarmepumpe illustreret. Det kan heraf ses, at absorptionsvarmepumpen køler pumpehuset ved

hjælp af et varmeinput fra solfangerne. Derudover kan det ses, at absorptionsvarmepumpen leverer den opsamlede energi til varmelageret. Derved udnyttes overskudvarmen fra pumpehuset som yderligere varmebidrag til fjernvarmenettet.

Dette leder frem til følgende problemstilling:

Hvordan kan et pumpehus køles med en absorptionsvarmepumpe, hvordan skal varmepumpen dimensioneres og er det rentabelt at implementere en absorptionsvarmepumpe, fremfor en mekanisk varmepumpe

Det første led i problemstillingen er, hvordan et pumpehus kan køles med en absorptionsvarmepumpe. I forbindelse med dette ønskes det analyseret, hvordan selve varmepumpen skal dimensioneres, så den kan opfylde kølebehovet ud fra et givet varmeinput.

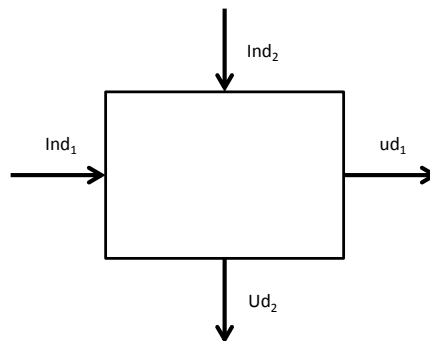
Derudover ønskes økonomien bag, implementeringen af en absorptionsvarmepumpe analyseret og sammenlignet med økonomien for implementeringen af en mekanisk varmepumpe, til løsning af samme problemstilling. I forhold til dette økonomiske aspekt vil det være relevant at have fokus på faktorer som indkøbspris, renter og NPV (net present value). Ud fra dette vil det være muligt, at lave et estimat af, om det rent økonomisk er en god ide at installere en absorptionsvarmepumpe i et solvarmeanlæg.

Modellering 3

For at kunne lave realistiske dimensioneringsberegninger for en absorptionsvarmepumpe er det nødvendigt, at opstille en model som kan beskrive hvordan varmepumpen præsterer, ud fra givne input. I dette kapitel beskrives den teori, der er nødvendig for, at kunne opbygge et sådan værktøj, og selve måden hvorpå modellen er sammensat.

Som Figur. 2.3 illustrerer, består en simpel absorptionsvarmepumpe af fem varmevekslere, to ekspansionsventiler og en pumpe. Det er hovedsageligt disse komponenter, der vil blive beskrevet i dette afsnit.

Den generelle modelleringsmetode, der vil blive taget i brug, når de forskellige komponenter skal modelleres, er multigatemetoden. Med multigatemetoden anses hver komponent, som værende en "black box", hvor kun inputs og outputs for komponenten vil blive betragtet. Med multigatemetoden er det muligt, at betragte flere input- og outputstrengene på samme tid, i forhold til "two-gate metoden", hvor kun en inlet streng og en outlet streng bliver betragtet.



Figur 3.1. Princippet bag black box modellering

I Figur. 3.1 er princippet bag black box modellering vist. Skitsen viser, at det er strengene ind og ud af komponenten, der tages højde for, når denne skal modelleres. Der vil dog også blive taget højde, for fysikken inde i komponenterne.

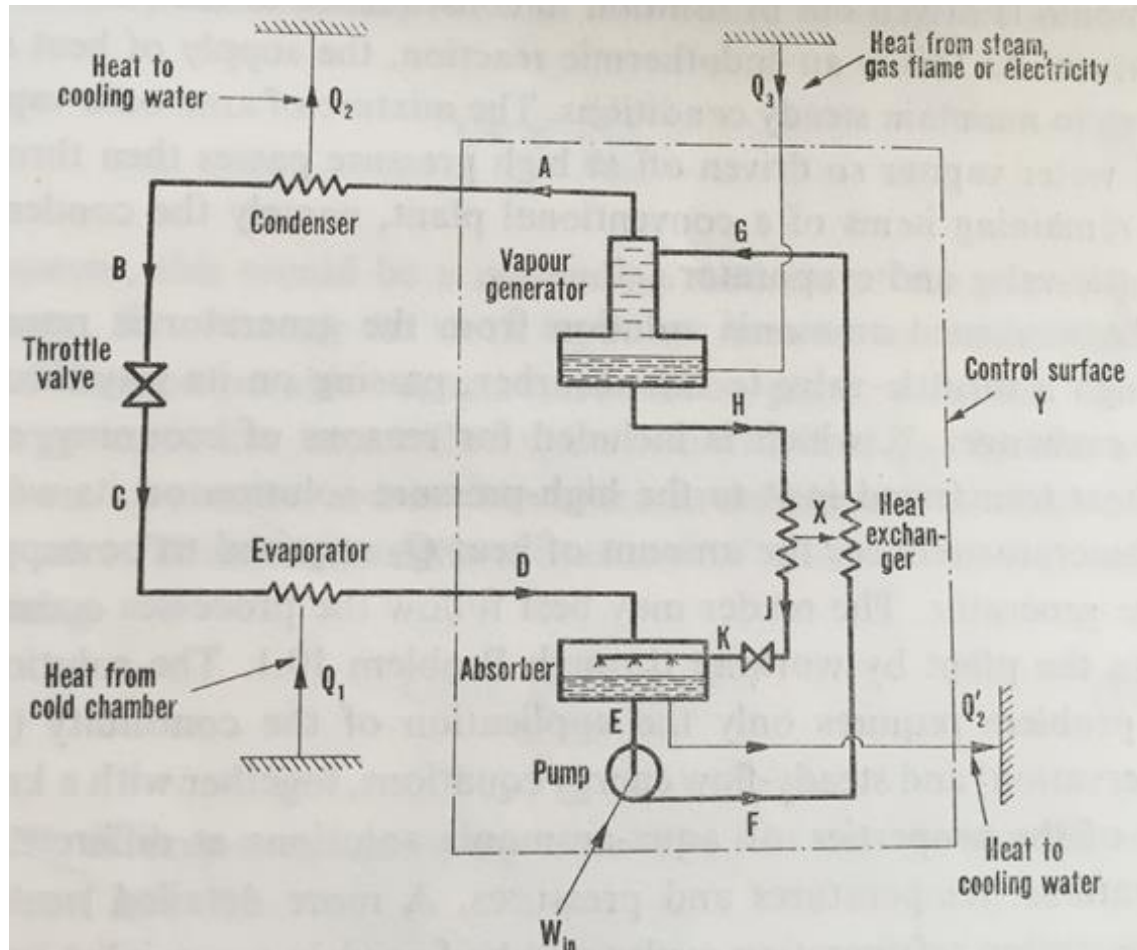
Antagelser

For at simplificere modellen, er der lavet forskellige antagelser omkring de processer, absorptionsvarmepumpen gennemgår, når den bliver brugt som kølemaskine. Dette er antagelser om, hvor stort kølebehovet er i et pumpehus, hvad temperaturen i pumpehuset er, og antagelser om de forskellige komponenter, der tilsammen udgør absorptionsvarmepumpen.

1. Udstyret i pumpehuset afgiver 100 kW varme
2. Temperaturen i pumpehuset er 22 °C
3. Kølemidlet bliver fordampet fuldstændigt i fordamperen
4. Alt dampen bliver absorberet af absorbenten
5. Blandingen efter absorbereren er fuldstændig på væskeform
6. Kølemidlet efter generatoren er fuldstændig på gasform
7. Ekspansionen gennem begge ventiler er isenthalpisk
8. Efter kondenseren er kølemidlet udelukkende på væskeform
9. Massebevarelse gennem alle komponenter
10. Der ses bort fra tab i komponenterne

3.1 Kredsbeskrivelse

I dette afsnit vil de forskellige processer, der finder sted i kredsen af en absorptionsvarmepumpe, blive beskrevet. På Figur. 3.2 er kredsen for en absorptionsvarmepumpe illustreret.



Figur 3.2. Kredsbeskrivelse af en absorptionsvarmepumpe [12]

En absorptionsvarmepumpe består, ligesom en mekanisk varmepumpe, af en kreds, hvor fordampet kølemiddel løber, der har til formål at optage varme ved lav temperatur og afgive varme ved høj temperatur. I en mekanisk varmepumpe løber én fluid, der fungerer som kølemiddel. I en absorptionsvarmepumpe løber to fluider, hvoraf den ene fungerer som kølemiddel og den anden fungerer som absorbent. Nogle steder i kredsen eksisterer kølemidlet på dampform og andre steder på væskeform. På Figur. 3.2 er en del af kredsen indrammet, af det der kaldes for Control Surface Y. Dette område indrammer den del af absorptionsvarmepumpen, der kaldes for absorptionskredsen, som erstatter kompressoren i en mekanisk varmepumpe. I stedet for at komprimere kølemidlet, som i en mekanisk varmepumpe, bliver det fordampede kølemiddel fra fordamperen, absorberet af absorbenten, der løber i absorptionskredsen. Dette gør, at kølemidlet kommer på væskeform, og da den

specifikke volumen er meget mindre for en væske, end for en gas, gør det samtidigt kompressionsarbejdet meget mindre. Dette kan også aflæses ud fra Formel. 2.4.

Absorptionsprocessen, der forløber i absorberen, er eksotermisk, hvilket betyder, at der under absorptionen, når kølemidlet og absorbenten reagerer med hinanden, bliver frigjort energi. Denne frigjorte energi bliver ved absorption omdannet til varme. For at opretholde stabile driftsbetingelser for varmepumpen, skal den frigjorte varme fjernes fra absorberen. Derfor er absorberen lavet som en varmeveksler, som overfører den frigjorte varme, til et koldere medie. Driften af absorptionskredsen bygger på, at kølemidlets opløselighed i absorbenten bliver højere, des lavere temperaturen er heraf. Kølemidlet bliver da absorberet ved relativt lav temperatur i absorberen, ført til dampgeneratoren via pumpen og varmeveksleren, hvori varme bliver tilført blandingen, fra en ekstern kilde. Denne varme øger temperaturen af blandingen, der derfor ikke kan indholde så meget kølemiddel som i absorberen. Derved frigives det overskydende kølemiddel på gasform. Processen, der finder sted i generatoren, er en endotermisk proces. Dette er en proces hvor der, modsat den eksotermiske proces, bliver absorberet energi. I dette tilfælde absorberer blandingen varme fra en ekstern kilde, og derved frigives en mængde kølemiddel på dampform.

Efter generatoren føres dampen videre til kredsen, der ligger uden for Control Surface Y. Denne kreds fungerer på samme måde som i en mekanisk varmepumpe, hvor det fordampede kølemiddel bliver kondenseret i kondenseren. Efter kondenseren løber kølemidlet gennem en ekspansionsventil, der sænker trykket og derved også temperaturen. Dette gøres for, at kølemidlet kan optage varme ved at fordampe ved lav temperatur i fordamperen.

Blandingens, der er tilbage i generatoren efter den endotermiske proces, føres tilbage til absorberen gennem varmeveksleren og ekspansionsventilen. Formålet med at føre blandingen gennem disse komponenter er, for varmevekslerens vedkommende, at overføre varme fra den opvarmede blanding fra dampgeneratoren, til den kolde blanding fra absorberen. Dette gøres, da den opvarmede blanding ønskes afkølet, så denne kan optage så meget fordampet kølemiddel i absorberen som muligt, og den kolde blanding ønskes opvarmet for, at mindske den nødvendige varmemængde, der skal til for, at blandingen afgiver den ønskede mængde kølemiddel i dampgeneratoren. Formålet med ekspansionsventil er, at sænke trykket for blandingen, så dette passer med trykket fra fordamperen.

Effektiviteten af en varmepumpe, bliver beskrevet ved hjælp af COP værdien for kredsen. COP værdien for en mekanisk varmepumpe, der fungerer som en kølemaskine, er givet som vist i Formel. 3.1 [19]. Fra Figur. 3.2 kan det aflæses, at denne funktion er forholdet mellem varmeinputtet til fordampere, og det elektriske input til kompressoren. Altså er COP værdien for en kølemaskine forholdet mellem den effekt, der ønskes kølet, og den effekt kompressoren behøver for at kunne levere kølingen.

$$COP = \frac{Q_1}{W_{in}} \quad (3.1)$$

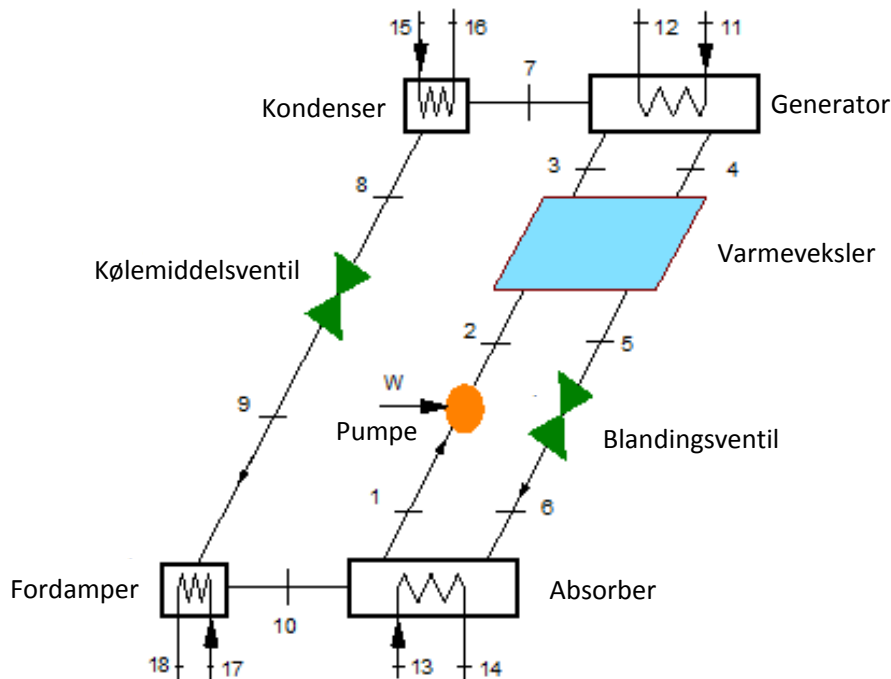
Tages Formel. 3.1 i brug, til at beskrive COP værdien for en absorptionsvarmepumpe, der fungerer som en kølemaskine, vil resultatet være misvisende. Dette skyldes, at der her også bruges et varmeinput i dampgeneratoren for at få varmepumpen til at levere den ønskede køling. Funktionen for en mere retvisende måde at regne COP værdien for en absorptionsvarmepumpe, er givet i Formel. 3.2 [19].

$$COP = \frac{Q_1}{Q_3 + W_{in}} \quad (3.2)$$

Her er COP værdien givet ved, forholdet mellem den effekt, der ønskes kølet i fordampere, og det effektinput der skal til for at levere denne køling. Dette effektinput er summen af varmeinputtet til dampgeneratoren og det elektriske input til pumpen [19]. COP værdien for en absorptionsvarmepumpe er typisk mindre, end for en mekanisk varmepumpe. Dette skyldes, at det sammenlagte effektinput af varme til generatoren og elektricitet til pumpen, er større end det elektriske input til kompressoren i en mekanisk varmepumpe. Dette virker umiddelbart ikke som en god ide, da der skal bruges mere energi for, at producere det samme. Fordelen er dog, at en stor del af den højværdige elektriske energi, der bliver brugt til kompressoren, kan erstattes med lavværdig energi, i form af varme.

3.2 Komponentbeskrivelse

I dette afsnit vil komponenterne, der indgår i en absorptionsvarmepumpe, blive beskrevet. Komponenterne vil blive beskrevet, ved hjælp af Figur. 3.3.



Figur 3.3. Kredsbeskrivelse af en absorptionsvarmepumpe, med nummereringer af strengene mellem hver komponent [18]

3.2.1 Fordamperen

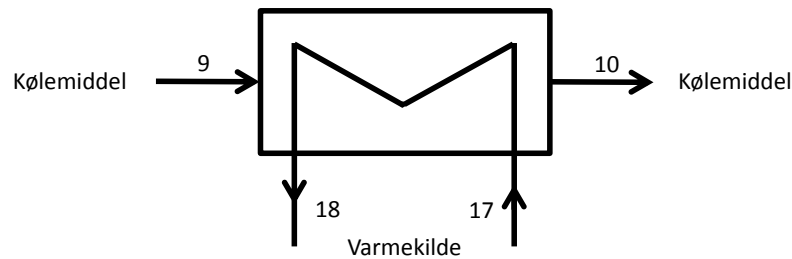
Fordamperen i en absorptionsvarmepumpe har grundlæggende til formål, at overføre lavtemperatur varme fra en kilde, der ønskes kølet, til kølemidlet i kredsen. Varmeoverførslen sker ved fordampning, hvilket betyder, at kølemidlet ved indgangen af fordamperen vil være på væskeform og efter fordamperen være på dampform. Der skal i fordamperdelen af kredsen derfor være et relativt lavt tryk, så kølemidlet kan fordampe ved lave temperaturer, da dette er forudsætningen for, at kølingen kan finde sted.

I en mekanisk varmepumpe vil kølemidlet optage varme på to måder, dette vil henholdsvis være ved fordampning og ved overhedning. Fordampningen vil være det første stadie, hvorved kølemidlet optager varme, og det andet stadie vil da være overhedningen af kølemidlet. Denne overhedning har til formål at hæve temperaturen af det fordampede kølemiddel, før det ledes gennem kompressoren.

Dette fungerer som sikring for, at al kølemidlet er på dampform for at sikre levetiden på kompressoren.

Dette er ikke et problem for en absorptionsvarmepumpe, da det her er ønsket, at kølemidlet er på væskeform, så dette kan pumpes. Fordamperen i en absorptionsvarmepumpe, skal da kun fordampe kølemidlet og ikke overhede det.

Tryktabene og varmetabet gennem fordamperen anses for at være ubetydelige. Dette skyldes, at både tryktab og varmetab gennem en varmeveksler, oftest er så relativt små, i forhold til de omsatte effekter i varmeveksleren [20].



Figur 3.4. Udsnit af fordamperen der indgår i kredsen illustreret i *Figur. 3.3*

Modellering

Som beskrevet i Afsnit. 3, antages det, at der gennem alle komponenterne i absorptionsvarmepumpen er massebevarelse. Dette betyder, at den masse, der er i kredsen, bliver i kredsen, og derfor ikke går tabt. Masse- og energibalancerne kan derfor defineres som i Formel. 3.3 og 3.4 [10].

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad ; \quad \dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_9 \cdot (h_{10} - h_9) \quad ; \quad \dot{Q}_f = \dot{m}_{17} \cdot (h_{17} - h_{18}) \quad (3.4)$$

På baggrund af formlerne i 3.4, er varmeoverførslen fra mediet, der ønskes kølet, til kølemidlet i varmepumpen, en funktion af masseflowet i strengene og enthalpiændringen gennem fordamperen. Ud fra varmeoverførslen, er det muligt at beregne, hvor stor hedeplade varmeveksleren skal have for, at kunne overføre den ønskede mængde varme. Dette kan gøres ved, at tage Formel. 3.5 i brug [10].

$$\dot{Q}_f = U_f \cdot A_{o,f} \cdot \Delta T_{LMTD,f} \quad (3.5)$$

Formel. 3.5 beskriver varmeoverførslen, ved hjælp af det overordnede varmegennemgangstal, overfladearealet af hedepladen i varmeveksleren og den logaritmiske middeltemperaturdifferens for varmeveksleren. Da formålet er at finde overfladearealet af hedepladen, skal den logaritmiske middeltemperaturdifferens og det overordnede

varmegennemgangstal findes. Funktionerne for disse er givet, i henholdsvis Formel. 3.6 og 3.7 [10].

$$\Delta T_{LMTD,f} = \frac{(T_{17} - T_{10}) - (T_{18} - T_9)}{\ln\left(\frac{T_{17}-T_{10}}{T_{18}-T_9}\right)} \quad (3.6)$$

Den logaritmiske middeltemperaturdifferens for varmeveksleren er en funktion af temperaturdifferensen på den ene side af varmeveksleren ($T_{17} - T_{10}$) og temperaturdifferensen på den anden side ($T_{18} - T_9$).

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{h_9} + \frac{t}{k_{rr}} + \frac{1}{h_{17}} \quad (3.7)$$

U-værdien for fordampere kan findes ud fra det konvektive varmeovergangstal, for den ene side af varmeveksleren, hvor det medie, der ønskes kølet, løber, konduktiviteten gennem varmeveksleren og det konvektive varmeovergangstal for den anden side hvor kølemidlet løber. Konduktiviteten kan negligeres, da bidraget fra denne til det overordnede varmegennemgangstal typisk er relativt lille. Dette skyldes, at rørene ofte er lavet af metal, der har en høj konduktiv ledeevne, og at rørenes rørvæg ofte er tynde, og derfor er varmeovergangen ved konduktion relativt lille. Derfor vil det overordnede varmegennemgangstal blive beregnet som i Formel. 3.8 [10]

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{h_{17}} + \frac{1}{h_9} \quad (3.8)$$

De konvektive varmeovergangstal, kan findes ved hjælp af Formel. 3.9, der er en funktion for Nusseltstallene. Nusseltstallet er et dimensionsløst udtryk for, forholdet mellem den konvektive varmeovergang og konduktiviteten [10].

$$Nu_9 = \frac{h_9 \cdot D_9}{k_9} \quad ; \quad Nu_{17} = \frac{h_{17} \cdot D_{17}}{k_{17}} \quad (3.9)$$

Diameteren i Formel. 3.9, er den hydrauliske diameter af de rør, hvori eller over fluiden løber. Konduktiviteten kan findes som opslag, ud fra fluidens specifikke temperaturer og tryk. Modelleres der i programmet EES, kan konduktiviteterne findes ved hjælp af opslagskommandoer. I disse kommandoer angives hvilket stof, konduktiviteten skal findes for, og de temperaturer og tryk, det er ved. Nusseltstallet kan regnes ud fra Formel. 3.10, som er en funktion af Reynoldstallet og Prandtl tallet.

$$Nu_9 = C \cdot Re_9^m \cdot Pr_9^n \quad ; \quad Nu_{17} = C \cdot Re_{17}^m \cdot Pr_{17}^n \quad (3.10)$$

Her er konstanterne C , m og n afhængig af flowregimet, og af udformningen af det rør fluiden løber i eller over. Prandlts tallet kan findes som EES opslag, ud fra middeltemperaturen gennem varmeveksleren og trykket [10]. Reynoldstallet skal derimod udregnes, som vist i Formel. 3.11. Reynoldstallet kan findes ved hjælp af Formel. 3.11.

$$Re_9 = \frac{v_9 \cdot \rho_9 \cdot D_9}{\mu_9} \quad ; \quad Re_{17} = \frac{v_{17} \cdot \rho_{17} \cdot D_{17}}{\mu_{17}} \quad (3.11)$$

Reynoldstallet er da en funktion af fluidens hastighed, densitet, den hydrauliske diameter af røret og den dynamiske viskositet for fluiden. Densiteten og den dynamiske viskositet kan findes ved EES opslag, og diameteren er kendt. Fluidens hastighed er dog ukendt, og skal findes ved hjælp af Formel. 3.12 [10].

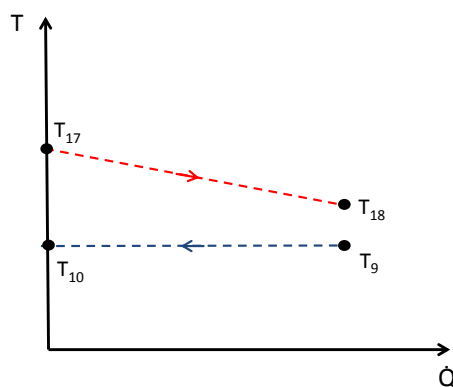
$$v_9 = \frac{\dot{m}_9}{\rho_9 \cdot A_9} \quad ; \quad v_{17} = \frac{\dot{m}_{17}}{\rho_{17}} \quad (3.12)$$

Her er hastigheden en funktion af masseflowet, densiteten og tværsnitsarealet af det rør, fluiden løber i. Den eneste ukendte er tværsnitsarealet, og da dette skal findes for et rundt rør, kan der gøres brug af Formel. 3.13, som er en funktion af den kendte diameter for røret [10].

$$A_9 = \frac{\pi}{4} \cdot D_9^2 \quad ; \quad A_{17} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{17}^2 \quad (3.13)$$

Til at beskrive en varmeveksler, er et Q-T diagram et nyttigt værktøj. Ud fra et sådant diagram er det muligt at analysere, hvordan temperaturerne gennem varmeveksleren udvikler sig, i forhold til den effekt, der bliver overført.

I et Q-T diagram plottes temperaturerne på den ene side af varmeveksleren i forhold til den effekt, der bliver optaget, og temperaturerne for den anden side i forhold til den effekt, der bliver afgivet. Ved hjælp af et Q-T diagram kan det vurderes, om varmeoverførslen rent termodynamisk er mulig, da temperaturerne for den afgivende fluid gennem hele varmeveksleren, skal være højere end temperaturerne for den optagende fluid, da varmeoverførslen er drevet af temperaturforskellen, og da varmeoverførselen kun kan foregå fra det varme medie til det kolde, og ikke omvendt.



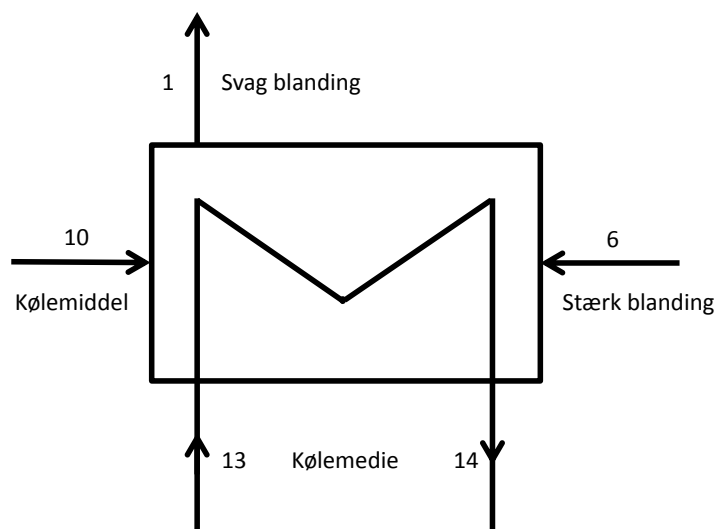
Figur 3.5. Princippet bag et Q-T diagram for en fordamper

Af Figur. 3.5 kan det ses, at princippet i en fordamper er, at en varmekilde afgiver varme til et kølemiddel i fordamperen. Varmekilden afgiver varme ved en temperaturændring, og i Figur. 3.5 sker denne temperaturændring fra T_{17} til T_{18} , og kølemidlet i fordamperen optager varme ved fordampning. Da energien går til at fordampe kølemidlet, ændres kølemidlets temperatur ikke. Derved sker fordampningen ved konstant temperatur, og dette kan ses på Figur. 3.5 fra T_9 til T_{10} .

Fremgangsmåden, der beskrives i dette afsnit, kan tages i brug, når de øvrige varmevekslere i systemet skal modelleres. Disse vil blive beskrevet i de følgende afsnit, dog vil beskrivelsen af ligningerne ikke være så dybdegående, da de fungerer på samme måde som i dette afsnit.

3.2.2 Absorber

Efter kølemidlet er blevet fordampet i fordamperen, bliver det ført til absorberen, hvori dampen bliver absorberet af den absorbent, der løber i absorptionskredsen. Formålet med at lade dampen blive absorberet af en absorbent er, at dampen kondenseres, og blandingen er derved på væskeform. Når dampen bliver absorberet af absorbenten i absorptionskredsen, kondenseres dampen. Dette frigiver energi, som ønskes udnyttet. Derfor er absorberen lavet som en varmeveksler, så energien fra kondenseringen kan fjernes.



Figur 3.6. Udsnit af absorberen, der indgår i kredsen illustreret i Figur. 3.3

Figur 3.6 viser et udsnit af den absorber, der er illustreret i Figur. 3.3. Her kan det ses, at det fordampede kølemiddel fra fordamperen, kommer ind i absorberen via. streng 10, at den stærke blanding fra generatoren kommer ind i absorberen via. streng 6, og at blandingen af streng 10 og 6 kommer ud af absorberen i streng 1. Derudover illustrerer streng 13 og 14, den køling der foregår i absorberen. I Figur. 3.6 er streng 1 og 6, henholdsvis indløbs- og udløbsstrengen for den svage og stærke

blanding i absorptionskredsen. Det at blandingen er svag, betyder at andelen af absorbent i blandingen er lav, i forhold til andelen af kølemiddel. Efter generatoren kaldes blandingen da for stærk.

I afsnit 3.2.1 blev de forskellige formler for fordamperen opstillet og beskrevet i dybden. I dette afsnit vil formlerne for absorbereren blive opstillet, men kun de nye formler og forskellene mellem de samme formler vil blive beskrevet. Nummereringerne i formlerne vil henvide til nummereringerne på Figur. 3.6.

Modellering

Da kølemiddel og absorbent bliver blandet i absorbereren, vil der ved indgangene og udgangen af denne, være forskellige blandingsforhold for, hvor meget kølemiddel, absorbenten indeholder. Dette blandingsforhold vil i modellen blive defineret som anvist af Formel. 3.14.

$$\dot{m}_1 \cdot x_1 = \dot{m}_6 \cdot x_6 + \dot{m}_{10} \cdot x_{10} \quad (3.14)$$

Formel. 3.14 beskriver hvor stor en andel absorbentens masse udgør, af blandingens masse. Derfor vil udtrykket for blandingsforholdet i absorbereren kunne forkortes, til udtrykket vist i Formel. 3.15, da væsken i streng 10 af kredsen, udelukkende vil bestå af kølemiddel, og derfor ikke er en blanding.

$$\dot{m}_1 \cdot x_1 = \dot{m}_6 \cdot x_6 \quad (3.15)$$

Grunden til, at Formel. 3.15 beskriver blandingsforholdene før og efter absorbereren, er masseflowet i streng 1 er større end masseflowet i streng 6, og derfor er andelen af absorbent i blandingen mindre efter absorbereren end før. Dette skyldes, at der fra streng 6 til streng 1 bliver tilført kølemiddel, hvilket øger masseflowet af blandingen, men formindsker andelen af absorbent [18]. Da det antages, at der er massebevarelse i alle komponenterne, kan masse- og energibalancerne beskrives som i Formel. 3.16 og 3.17.

$$\dot{m}_{10} + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 \quad ; \quad \dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (3.16)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad ; \quad \dot{Q}_a = \dot{m}_{13} \cdot (h_{14} - h_{13}) \quad (3.17)$$

Ligesom for fordamperen vil det være interessant, at undersøge hvor stor hedebladen skal være i absorbereren. Dette gøres ud fra samme fremgangsmåde, som for fordamperen, og formlerne vil blive beskrevet her.

$$\dot{Q}_a = U_a \cdot A_{o,a} \cdot \Delta T_{LMTD,a} \quad (3.18)$$

$$\Delta T_{LMTD,a} = \frac{(T_6 - T_{14}) - (T_1 - T_{13})}{\ln\left(\frac{T_6 - T_{14}}{T_1 - T_{13}}\right)} \quad (3.19)$$

Selvom der på Figur. 3.6 er vist, at der er fem strenge til eller fra absorbereren, bliver den logaritmiske middeltemperaturdifferens og det overordnede varmegennemgangstal, kun regnet ud fra fire af de fem strenge. Dette skyldes, at det er blandingen, der bliver kølet med varmeveksleren og ikke dampen fra streng 10. Derfor er den logaritmiske middeltemperaturdifferens en funktion af temperaturdifferensen i den ene ende af varmeveksleren ($T_6 - T_{14}$), og temperaturdifferensen i den anden ende ($T_1 - T_{13}$).

$$\frac{1}{U_a} = \frac{1}{h_6} + \frac{1}{h_{13}} \quad (3.20)$$

Som Formel. 3.20 viser, regnes U-værdien i absorbereren, på samme måde som i fordamperen. Her negligeres konduktiviteten gennem røret også af samme grund. De resterende formler, der er beskrevet i dette afsnit, fungerer på samme måde, som beskrevet i Afsnit. 3.2.1.

$$Nu_6 = \frac{h_6 \cdot D_6}{k_6} \quad ; \quad Nu_{13} = \frac{h_{13} \cdot D_{13}}{k_{13}} \quad (3.21)$$

$$Nu_6 = C \cdot Re_6^m \cdot Pr_6^n \quad ; \quad Nu_{13} = C \cdot Re_{13}^m \cdot Pr_{13}^n \quad (3.22)$$

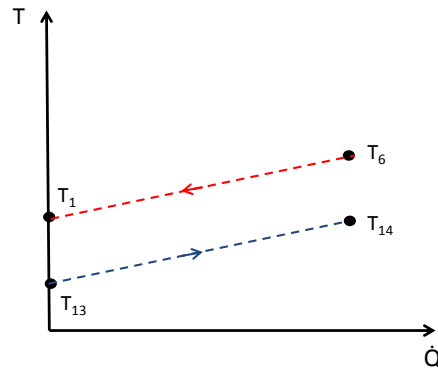
$$Re_6 = \frac{v_6 \cdot \rho_6 \cdot D_6}{\mu_6} \quad ; \quad Re_{13} = \frac{v_{13} \cdot \rho_{13} \cdot D_{13}}{\mu_{13}} \quad (3.23)$$

$$v_6 = \frac{\dot{m}_6}{\rho_6 \cdot A_6} \quad ; \quad v_{13} = \frac{\dot{m}_{13}}{\rho_{13} \cdot A_{13}} \quad (3.24)$$

$$A_6 = \frac{\pi}{4} \cdot D_6^2 \quad ; \quad A_{13} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{13}^2 \quad (3.25)$$

Dette er formlerne, der skal bruges for at kunne modellere absorbereren i absorptionskredsen [10].

Ligesom for fordamperen kan absorbereren beskrives ved hjælp af et Q-T diagram. Dette diagram kan se ud som på Figur. 3.7.

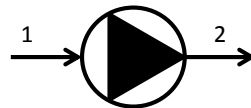


Figur 3.7. Princippet bag et Q-T diagram for en absorber

Af Figur. 3.7 kan det ses, at varmeoverførslen fra blandingen til medie udenfor kredsen sker ved temperaturændring for begge masseflows.

3.2.3 Pumpe

Efter absorberen sidder en pumpe hvis opgave er, at føre blandingen rundt i absorptionskredsen.



Figur 3.8. Pumpen der indgår i Figur 3.3

Figur. 3.8 er en skitse, af pumpen og den indløbs- og udløbsstreng der er deraf. Måden, hvorpå pumpen modelleres i denne kreds, er ud fra Formel. 3.26 og 3.27, som henholdsvis beskriver energibalancen gennem pumpen, og det arbejde pumpen udfører. Disse formler er beskrevet ved hjælp af nummereringen på Figur. 3.8.

$$h_2 = h_1 + \frac{W}{m_1} \quad (3.26)$$

$$W = m_1 \cdot v_1 \cdot (P_2 - P_1) \quad (3.27)$$

Formel. 3.27 viser, at det isentropiske arbejde pumpen udfører er en funktion af masseflowet gennem pumpen, det specifikke volumen af blandingen og trykstigningen over pumpen. Da der i denne rapport ikke er fokus på pumpen, men mere på selve absorbtionsvarmepumpen og dens varmevekslere, vil pumpen blive antaget, at have en virkningsgrad på 100 %. Dette er i virkeligheden ikke muligt at opnå, da tab fra pumpen vil forringe effektiviteten. Effektiviteten for en pumpe

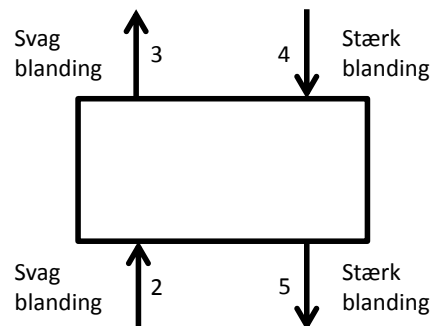
kaldes for den isentropiske virkningsgrad, og skal pumpen regnes som værende reel, skal denne virkningsgrad medtages i udregningen. Den isentropiske virkningsgrad kan regnes, ved hjælp af Formel. 3.28.

$$\eta = \frac{(h_{2,s} - h_1)}{h_{2,a} - h_1} \quad (3.28)$$

Af Formel. 3.28 kan det ses, at virkningsgraden for en pumpe, er forholdet mellem den mindst mulige effekt pumpe behøver, og den aktuelle effekt den behøver [10].

3.2.4 Varmeveksler

Varmeveksleren i absorptionskredsen, er den næste komponent efter pumpen. Denne varmeveksler er indført i kredsen, med det formål at opvarme blandingen fra pumpen, inden den føres til generatoren og nedkøle blandingen fra generatoren, så denne kan indeholde mest muligt fordampet kølemiddel fra fordamperen. Ved at indføre denne varmeveksler i absorptionskredsen, kan det nødvendige varmeinput til generatoren sænkes, da blandingen inden generatoren bliver forvarmet af blandingen efter generatoren [18].



Figur 3.9. Udsnit af varmeveksleren der indgår i Figur 3.3

Figur. 3.9 er en skitse af varmeveksleren mellem pumpen og generatoren. Af figuren kan det ses, at streng 2 og 3 henholdsvis er ind- og udløbet, for den svage blanding i absorptionskredsen, og at streng 4 og 5 henholdsvis er den stærke blandings ind- og udløb. Blandingen fra pumpen bliver ledt ind i varmeveksleren, via. streng 2 og ud af varmeveksleren via. streng 3, hvor blandingen fra generatoren bliver ledt ind og ud af varmeveksleren via. henholdsvis streng 4 og streng 5. Dette er illustreret i Figur. 3.2.

Modellering

Formlerne der skal bruges for at modellere denne varmeveksler, vil blive beskrevet i dette underafsnit. Ligesom i de foregående varmevekslere, vil der her også blive opstillet masse- og energibalancer. Masse- og energibalancerne for varmeveksleren, er beskrevet ved hjælp af formlerne 3.29 og 3.30.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad ; \quad \dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (3.29)$$

$$\dot{Q}_{vv} = \dot{m}_2 \cdot (h_3 - h_2) \quad ; \quad \dot{Q}_{vv} = \dot{m}_4 \cdot (h_4 - h_5) \quad (3.30)$$

Arealet for varmeveksleren, vil modsat de andre varmevekslere i kredsen, ikke blive beregnet. Dog vil den maksimalt mulige varmeoverførsel blive bestemt, og dette gøres ud fra Formel. 3.31.

$$\dot{Q}_{max} = \eta_{vv} \cdot C_{min} \cdot (T_4 - T_2) \quad (3.31)$$

Formel 3.31 beskriver den maksimalt mulige varmeoverførsel i varmeveksleren, som en funktion af varmevekslerens effektivitet, den mindste varmekapacitetsrate og differensen mellem den højeste og laveste temperatur i varmeveksleren [10]. Effektivitet kan findes ved at bruge Formel. 3.32.

$$\eta_{vv} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (3.32)$$

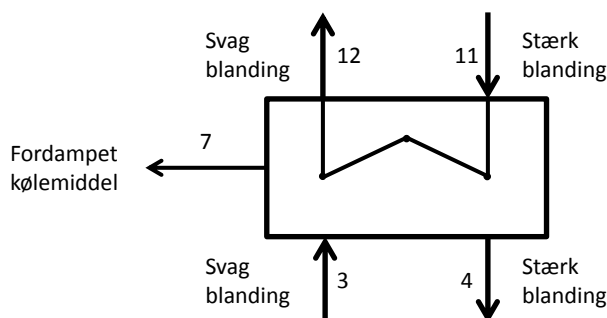
Ud fra Formel. 3.32 kan det ses, at effektiviteten af varmeveksleren er forholdet mellem den bedst mulige varmeoverførsel, hvor temperaturerne for begge strømninger i et punkt af varmeveksleren er identiske, og den egentlige varmeoverførsel. Den mindste varmekapacitetsrate findes ved, at finde denne for den varme strømning og den kolde strømning, og så vælge den mindste af disse [10]. Den varme- og kolde varmekapacitets rate, kan finde ved, at bruge Formlerne vist i 3.33.

$$C_{kold} = \dot{m}_2 \cdot \frac{(h_3 - h_2)}{(T_3 - T_2)} \quad ; \quad C_{varm} = \dot{m}_4 \cdot \frac{(h_4 - h_5)}{(T_4 - T_5)} \quad (3.33)$$

Her findes varmekapacitetsraterne ud fra de respektive masseflows, enthalpiændringer og temperaturdifferenser [10].

3.2.5 Generator

Generatoren er den komponent hvori kølemidlet udskilles fra absorbenten. Udskillelsen af kølemidlet sker ved, at der i generatoren bliver tilført varme, fra streng 11 til streng 12. Den tilførte varme får kølemidlet til at fordampe, så det kan afgive varme ved at kondensere i kondenseren. Da blandingen udskiller noget af det kølemiddel, der er absorberet i absorbenten, bliver massen af blandingen mindre efter generatoren og blandingsforholdet med absorbenten som reference bliver større. Det betyder, at blandingen er stærkere efter generatoren end før, da absorbenten udgør en større andel af blandingens samlede masse. Figur. 3.10 viser en skitse af generatoren, der har samme nummerering, som generatoren i Figur. 3.3.



Figur 3.10. Udsnit af generatoren der indgår i Figur 3.3

Modellering

Masse- og energibalancerne for generatoren, er givet i formlerne 3.34 og 3.35.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad ; \quad \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (3.34)$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad ; \quad \dot{Q}_g = \dot{m}_{11} \cdot (h_{11} - h_{12}) \quad (3.35)$$

Blandingsforholdet i generatoren er givet ud fra Formel. 3.37.

$$\dot{m}_3 \cdot x_3 = \dot{m}_4 \cdot x_4 + \dot{m}_7 \cdot x_7 \quad (3.36)$$

Det samme gælder for Formel. 3.36 som for Formel. 3.14, at udtrykket kan forkortes, da bidraget fra streng 7, vil give nul. Dette skyldes, at væsken i streng 7, anses for udelukkende at være kølemiddel, og da det er absorbenten, der er referencen til blandingsforholdet, vil blandingsforholdet i streng 7 være $x_7 = 0 \%$.

$$\dot{m}_3 \cdot x_3 = \dot{m}_4 \cdot x_4 \quad (3.37)$$

Kvaliteten af væsken i streng 4 og streng 7, antages at være henholdsvis $x_4 = 0$ og $x_7 = 1$. Dette betyder, at blandingen i streng 4 anses for, fuldstændigt at være på væskeform, og at kølemidlet i streng 7 anses for, fuldstændigt at være på dampform.

På samme måde som for fordamperen og absorberen kan arealet af generatoren findes ud fra det overordnede varmegennemgangstal og den logaritmiske middeltemperaturdifferens. Disse formler vil er her vist.

$$\dot{Q}_g = U_g \cdot A_{o,g} \cdot \Delta T_{LMTD,g} \quad (3.38)$$

$$\Delta T_{LMTD,g} = \frac{(T_{11} - T_4) - (T_{12} - T_7)}{\ln\left(\frac{T_{11}-T_4}{T_{12}-T_7}\right)} \quad (3.39)$$

$$\frac{1}{U_g} = \frac{1}{h_3} + \frac{1}{h_{11}} \quad (3.40)$$

$$Nu_3 = \frac{h_3 \cdot D_3}{k_3} \quad ; \quad Nu_{11} = \frac{h_{11} \cdot D_{11}}{k_{11}} \quad (3.41)$$

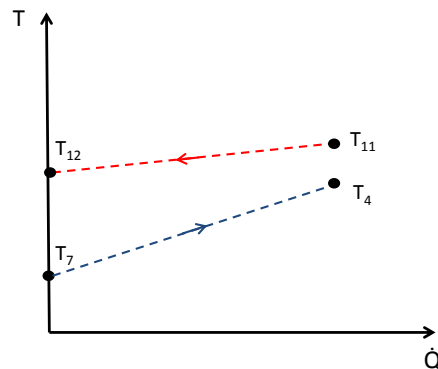
$$Nu_3 = C \cdot Re_3^m \cdot Pr_3^n \quad ; \quad Nu_{11} = C \cdot Re_{11}^m \cdot Pr_{11}^n \quad (3.42)$$

$$Re_3 = \frac{v_3 \cdot \rho_3 \cdot D_3}{\mu_3} \quad ; \quad Re_{11} = \frac{v_{11} \cdot \rho_{11} \cdot D_{11}}{\mu_{11}} \quad (3.43)$$

$$v_3 = \frac{\dot{m}_3}{\rho_3 \cdot A_3} \quad ; \quad v_{11} = \frac{\dot{m}_{11}}{\rho_{11} \cdot A_{11}} \quad (3.44)$$

$$A_3 = \frac{\pi}{4} \cdot D_3^2 \quad ; \quad A_{11} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{11}^2 \quad (3.45)$$

Q-T diagrammet for generatoren er vist i Figur. 3.11. Det kan heraf ses, at varmeoverførslen sker ved temperaturændring, af de to masseflows.



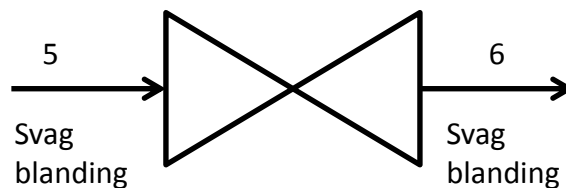
Figur 3.11. Q-T diagram for generatoren

Nummereringerne i disse formler, referer til nummereringerne af strengene i Figur. 3.10. Efter generatoren bliver blandingen via. streng 4, ledt til varmeveksleren, hvori den stærke blanding overfører varme til den svage blanding fra streng 2.

3.2.6 Ekspansionsventil til blandingsvæske

Efter den stærke blanding har overført varme til den svage blanding i varmeveksleren, bliver denne ledt gennem en ekspansionsventil, som illustreret på Figur. 3.2. Denne ekspansionsventil har til formål, at sænke trykket på den stærke blanding, så denne har samme tryk som det afdampede kølemiddel fra fordamperen.

Ligesom ved de andre komponenter i kredsen, skal der for ekspansionsventilen til blandingsvæsken opstilles formler. Disse formler er masse- og enthalpibalancen gennem ventilen. Grunden til, at der skal opstilles en enthalpibalance er, at ekspansionsventil anses for at være isenthalpisk. Disse formler vil i modellen blive modelleret, som vist i Formel. 3.46 og 3.47. Nummereringen på formlernes parametre henviser til nummereringen af strengene i Figur. 3.12.



Figur 3.12. Udsnit af ekspansionsventilen til blandingsvæsken, der indgår i Figur 3.3

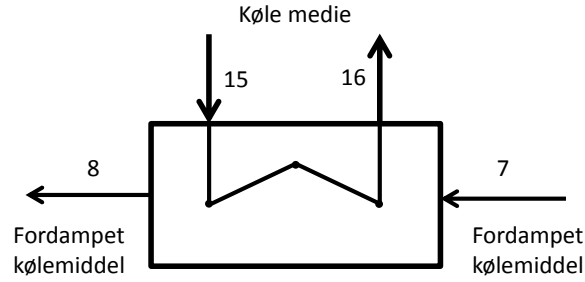
$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (3.46)$$

$$h_5 = h_6 \quad (3.47)$$

3.2.7 Kondenseren

Når kølemidlet er blevet opvarmet og afgivet fra absorbenten i generatoren, bliver det ledt gennem kondenseren for, at afgive den varme der blev optaget i fordamperen. Det antages, som beskrevet i afsnit. 3, at kølemidlet efter kondenseren er kondenseret fuldstændigt, da varmeoverførslen sker ved kondensering, så kvaliteten af kølemidlet efter kondenseren vil være $x_8 = 0$.

Det er ligesom for fordamperen antaget, at tryktabene og varmetabet gennem kondenseren er negligerbare, da de er så relativt små, i forhold til de omsatte effekter. Figur. 3.13 viser en skitse over kondenseren med nummereringer, der stemmer overens med dem i Figur. 3.3.



Figur 3.13. Udsnit af kondenseren der indgår i Figur 3.3

3.2.8 Modellering

Formlerne for kondenseren er de samme, som for de andre varmevekslere der er beskrevet i dette afsnit. De skal dog tilpasse kondenseren, så nummereringen i formlerne, passer til nummereringen af strengene i kondenseren, som vist på Figur. 3.3. Herunder ses masse- og energibalancerne, og formlerne til beregning af arealet af kondenseren.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad ; \quad \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (3.48)$$

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_8) \quad ; \quad \dot{Q}_k = \dot{m}_{15} \cdot (h_{16} - h_{15}) \quad (3.49)$$

$$\dot{Q}_k = U_k \cdot A_{o,k} \cdot \Delta T_{LMTD,k} \quad (3.50)$$

$$\Delta T_{LMTD,k} = \frac{(T_7 - T_{16}) - (T_8 - T_{15})}{\ln\left(\frac{T_7 - T_{16}}{T_8 - T_{15}}\right)} \quad (3.51)$$

$$\frac{1}{U_k} = \frac{1}{h_7} + \frac{1}{h_{16}} \quad (3.52)$$

$$Nu_7 = \frac{h_7 \cdot D_7}{k_7} \quad ; \quad Nu_{16} = \frac{h_{16} \cdot D_{16}}{k_{16}} \quad (3.53)$$

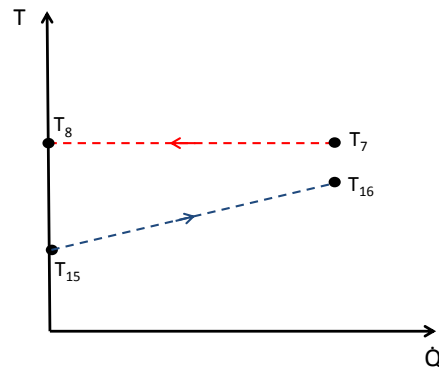
$$Nu_7 = C \cdot Re_7^m \cdot Pr_7^n \quad ; \quad Nu_{16} = C \cdot Re_{16}^m \cdot Pr_{16}^n \quad (3.54)$$

$$Re_7 = \frac{v_7 \cdot \rho_7 \cdot D_7}{\mu_7} \quad ; \quad Re_{16} = \frac{v_{16} \cdot \rho_{16} \cdot D_{16}}{\mu_{16}} \quad (3.55)$$

$$v_7 = \frac{\dot{m}_7}{\rho_7 \cdot A_7} \quad ; \quad v_{16} = \frac{\dot{m}_{16}}{\rho_{16} \cdot A_{16}} \quad (3.56)$$

$$A_7 = \frac{\pi}{4} \cdot D_7^2 \quad ; \quad A_{16} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{16}^2 \quad (3.57)$$

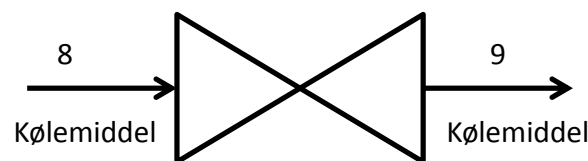
Q-T diagrammet for kondenseren, ser ud som i Figur. 3.14. Heraf kan det aflæses, at varmeafgivelsen fra streng 7 til 8, sker ved konstant temperatur. Dette skyldes, at varmeafgivelsen sker ved kondensering. Det kan derudover aflæses, at kølemediet optager varme fra streng 15 til 16, og at denne varmeoverførsel sker med temperaturændring.



Figur 3.14. Q-T diagram for kondenseren

3.2.9 Ekspansionsventil til kølemiddel

Efter kondenseren i varmepumpekredsen, bliver kølemediet ledt til en ekspansionsventil, hvis formål er at sænke trykket af kølemediet, for at få temperaturen til at falde, så kølemediet kan optage varme fra den kilde, der ønskes kølet. Figur.3.15 viser en skitse af ekspansionsventilen til kølemediet.



Figur 3.15. Udsnit af ekspansionsventilen til kølemediet, der indgår i Figur 3.3

Ekspansionen gennem ekspansionsventilen anses for, ligesom ekspansionsventil til blandingsvæsken, at være isenthalpisk. Derfor ser masse- og enthalpibalancen over ekspansionsventilen til kølemediet, ud som i Formel. 3.58 og 3.59.

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (3.58)$$

$$h_8 = h_9 \quad (3.59)$$

3.2.10 Kølemidler og Absorbenter

I absorptionsvarmepumper bliver der brugt to forskellige fluider, hvor den ene har til formål at optage energi ved fordampning i fordamperen, og den anden har til formål at absorbere denne damp, så den kan transporteres til kondenseren på væskeform. Det kan variere fra varmepumpe til varmepumpe hvilke væskepar, der bliver brugt. Denne variation af væskepar afhænger af formålet for absorptionsvarmepumpen, alt efter hvilke temperaturniveauer den skal operere ved.

De to mest brugte væskepar er vand/liBr og ammoniak/vand. Ved brug af væskeparret vand/liBr er det vandet, der fungerer som kølemiddel og liBr, der fungerer som absorbent, hvor det ved ammoniak/vand er ammoniakken, der fungerer som kølemiddel, og vandet der fungerer som absorbent. Væskeparret vand/liBr tages oftest i brug når formålet med absorptionsvarmepumpen er komfort køling, hvor ammoniak/vand oftest bliver brugt til frysekølingsformål. Dette skyldes, at vand/liBr blandingen er begrænset af vands frysepunkt. Et system med væskeparret vand/liBr kan da kun tages i brug, ved fordampningstemperaturer over 0 °C. Er temperaturen under 0 °C vil væskeparret ammoniak/vand være den bedste af de to, da ammoniak fryser ved lavere temperaturer [21]. Udover at være begrænset af hvilket kølingsformål, de to væskepar bedst fungerer ved, skal der også tages højde for, hvilken højtemperatur kilde der er tilgængelig, da varmepumpen der bruger ammoniak/vand behøver en varmekilde, der kan levere en højere temperatur til generatoren, end en varmepumpe der bruger vand/LiBr. En ammoniak/vand varmepumpe vil behøve en generator temperatur på mellem 125 °C og 170 °C, hvis den bruges til lavtemperatur formål, hvor en vand/LiBr varmepumpe behøver en generator temperatur på mellem 70 °C og 120 °C [16].

Det væskepar, der vil være at foretrække til det formål, der bliver belyst i denne rapport, er vand/liBr, da fordampningstemperaturen ikke forventes at komme under 0 °C. Fordampningstemperaturen forventes at være højere end 0 °C, da varmepumpen forventes kun at være i drift i det varmeste halvår, da det er her solvarmeanlægget forventes at være i drift. Derudover er de generator temperaturer en vand/LiBr varmepumpe fungerer ved, dem, der er mest passende til brug i et solvarmeanlæg. Dette skyldes, at varmekilden til generatoren vil være fjernvarmevand, som kan antages at have en temperatur på omkring 80 °C, hvilket ligger indenfor temperaturspændet for en vand/LiBr varmepumpe.

3.3 Model

Modellen der bruges til dette projekt, er tager udgangspunkt i en model fra www.fchart.com. Dette er firmaet der laver programmet EES, hvori modellen modelleres. Den brugte model er taget fra et offentligt løsningsbibliotek. Modellen er løsningen på opgave 6.2 fra bogen Absorption Chillers and Heat Pumps af Kieth E. Herold, Reinhard Radermacher og Sanford A. Klein [18]. Modellen behøver bestemte inputs for, at kunne regne på absorptionsvarmepumpen. Disse inputs er angivet i Bilag. A.

Denne model fungerer dog ikke, til det formål denne rapport belyser, da de inputs, der skal gives denne model, ikke er de inputs der er tilgængelige, for en den ønskede simulering. Derudover skal modellen tilpasses, så den selv kan regne U-værdierne og arealerne for hedepladerne i varmevekslerne. Disse tilpasninger af modellen vil blive gjort ved at indføre de formler, der er beskrevet i dette afsnit. Dette vil give en model, der kan simulere en absorptionsvarmepumpe ud fra det gældende kølebehov. Simuleringerne af absorptionsvarmepumpen og resultaterne heraf vil blive blive beskrevet og præsenteret i Kapitel. 4.

Simulering 4

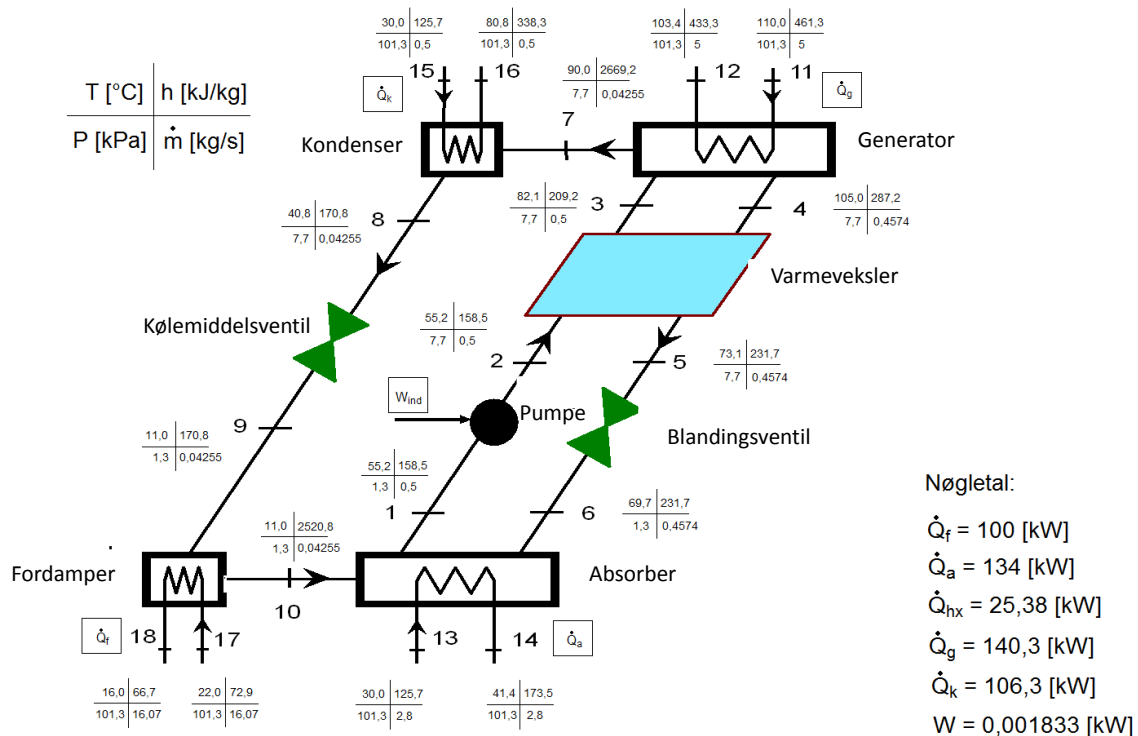
I dette afsnit vil simuleringen af absorptionsvarmepumpen blive beskrevet, og resultaterne af simuleringen vil blive præsenteret. Modellen, der simulerer absorptionsvarmepumpen, er opstillet som beskrevet i Kapitel. 3. For at lave disse simuleringer, skal modellen have en række inputdata. Disse er for den aktuelle anvendelse listet i Tabel. 4.1.

Tabel 4.1. Inputdata til simuleringsmodel

Parameter beskrivelse	Værdi	Enhed
Køleydelse for fordamperen (\dot{Q}_f)	100,0	kW
Masseflow i streng 1 (\dot{m}_1)	0,5	kg/s
Masseflow i streng 11 (\dot{m}_{11})	5,0	kg/s
Masseflow i streng 13 (\dot{m}_{13})	2,8	kg/s
Masseflow i streng 15 (\dot{m}_{15})	2,8	kg/s
Masseflow i streng 17 (\dot{m}_{17})	16,07	kg/s
Temperatur i streng 11 (T_{11})	110,0	°C
Temperatur i streng 13 (T_{13})	30,0	°C
Temperatur i streng 15 (T_{15})	30,0	°C
Temperatur i streng 17 (T_{17})	22,0	°C
Pinch temperatur for streng 9 ($T_{pinch,9}$)	5,0	K
Pinch temperatur for streng 4 ($T_{pinch,4}$)	5,0	K
Tryk i streng 17 ($P_{17,abs}$)	101,325	kPa
Tryk i streng 18 ($P_{18,abs}$)	101,325	kPa
Blandingsforhold i streng 7 (x_7)	0,0	-
Blandingsforhold i streng 8 (x_8)	0,0	-
Blandingsforhold i streng 9 (x_9)	0,0	-
Blandingsforhold i streng 10 (x_{10})	0,0	-
Effektivitet af varmeveksler (η_{vv})	0,64	-
Kvalitet i streng 8 (x_8)	0,0	-
Kvalitet i streng 10 (x_{10})	1,0	-
Kvalitet i streng 11 (x_{11})	0,0	-
Kvalitet i streng 12 (x_{12})	0,0	-
Kvalitet i streng 13 (x_{13})	0,0	-
Kvalitet i streng 14 (x_{14})	0,0	-
Kvalitet i streng 15 (x_{15})	0,0	-
Kvalitet i streng 16 (x_{16})	0,0	-

Nummereringen af inputdata i Tabel. 4.1, henviser til nummeringen af stregerne, set på Figur. 3.3. Af tabellen ses det, at den effekt, der skal køles af fordamperen, er 100 kW. Dette effektinput til fordamperen er en del større end det, den originale model er opsat til at kunne regne ud fra. Derfor skal de angivne masseflows tilpasses den øgede varmemængde, der skal omsættes af absorptionsvarmepumpen. Ud fra beskrivelsen af de to mest brugte blandingsvæsker til absorptionsvarmepumper i Afsnit 3.2.10 i Kapitel. 3 er det blandingen vand/LiBr, der bliver brugt til denne model. Dette skyldes de temperatursæt, der er angivet for fordamperen og generatoren, hvor temperaturen i fordamperen antages ikke at komme under 0 °C, da varmeinputtet hertil er 22 °C, og temperaturen i generatoren antages at være 110 °C. Indgangstemperaturen til generatoren, er sat til, at være 110 °C, da dette giver, som illustreret på Figur. 4.1, en udgangstemperatur fra kondenseren, i streng 16, på ca. 80 °C. Dette er ønsket, da det giver mulighed for, at bruge vandet fra kondenseren, direkte i fjernvarmesystemet. Alternativet til at bruge en varmekilde på 110 °C, kunne være at sænke temperaturen, til f.eks. 100 °C, og øge hedebladearealet i generatoren.

Indgangstemperaturerne til absorberen og kondenseren, i streng 13 og 15, er sat til at være 30 °C, da dette antages at være retur vand fra fjernvarmesystemet. Ud fra disse input data, kan modellen konvergere, og simulere absorptionsvarmepumpen. Simuleringen giver resultaterne vist i Figur. 4.1.



Figur 4.1. Parametre for den simulerede absorptionsvarmepumpe, ud fra inputdataene fra Tabel. 4.1

I figur. 4.1 er resultaterne for temperatur, enthalpi, tryk og masseflow, angivet for hver af strengene. Derudover er de overførte effekter i de fem varmevekslere angivet, som nøgletal. Det kan blandt andet ses, at overskudsvarmen fra pumpehuset vil blive kølet ned til 16 °C, for at holde en konstant temperatur i pumpehuset på 22 °C, at dampen til kondenseren blive opvarmet til 90 °C i generatoren, og at den brugbare udgangstemperatur fra kondenseren streng 16, er 80 °C.

Ud fra de nøgletal der er givet i Figur. 4.1 og Formel. 3.2, bliver COP værdien for den simulerede varmepumpe, som vist i Formel. 4.1.

$$COP = \frac{106,3}{140,3 + 0,001833} = 0,758 \quad (4.1)$$

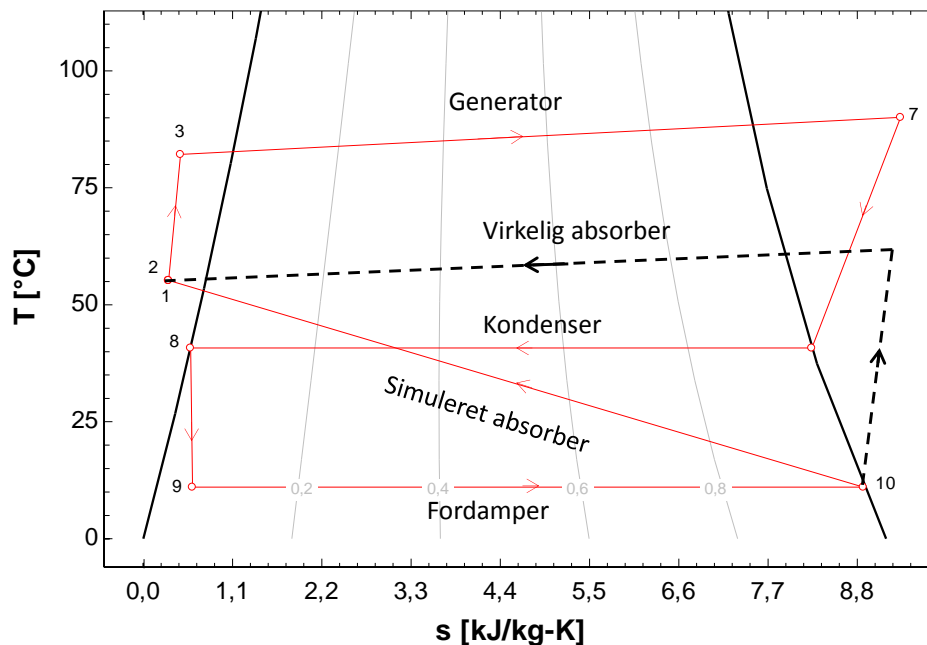
Denne COP er regnet ud fra, at det kun er varmen fra kondenserne, der kan nyttiggøres. Regnes COP værdien ud fra, at det både er varme fra kondenseren og varmen fra absorbereren, der kan nyttiggøres, vil denne COP være, som vist i Formel. 4.2.

$$COP = \frac{106,3 + 134}{140,3 + 0,001833} = 1,713 \quad (4.2)$$

Dette vil give en større nyttiggjort varmemængde, og derved også en bedre COP værdi. Varmen fra absorbereren kan nyttiggøres ved, at forvarme returvandet fra fjernvarmenettet, inden det bliver ledt gennem kondenseren. Dette gør, at den mængde varme der skal overføres i kondenseren, kan gøres mindre. Dette er der dog ikke taget højde for, i Formel. 4.2, da varmemængden der overføres i kondenseren, anses for, at være den samme. Yderligere, vil nyttiggørelsen af varmen fra absorbereren bidrage til, at værdierne for de forskellige parametre rundt om i absorptionskredsen, vil ændre sig. Dette er der ikke fokus på her, så kredsen antages at opføre sig ens, uanset om varmen fra absorbereren bruges til forvarmning eller ej.

Til at rapportere resultaterne for absorptionsvarmepumpen kan der bruges forskellige diagrammer. Valget af diagram varierer fra en mekanisk varmepumpe til en absorptionsvarmepumpe. Dette skyldes, at der til analyse af en mekanisk varmepumpe ofte bliver brugt et log P-h diagram, der viser trykændringen i forhold til enthalpiændringen. Ud fra et log P-h diagram, er der muligt at vurdere, hvordan varmeoverførslerne i de forskellige varmevekslere sker. Dette skyldes, at der i et log P-h diagram er indsat en måtningskurve, hvorfra det kan vurderes, om varmevekslingen sker ved fordampning, kondensering eller ved temperaturændring. Til vurdering af dette for en absorptionsvarmepumpe er et log P-h diagram ikke et godt valg, da trykforskellen vil være minimal. Derfor vil absorptionsvarmepumpen blive analyseret ved hjælp af et T-s diagram. I et T-s diagram analyseres temperaturændringerne i forhold til entropiændringerne. Dette har til formål at vise, hvor i kredsen, der bliver afgivet og optaget varme, og på hvilken måde det sker, da

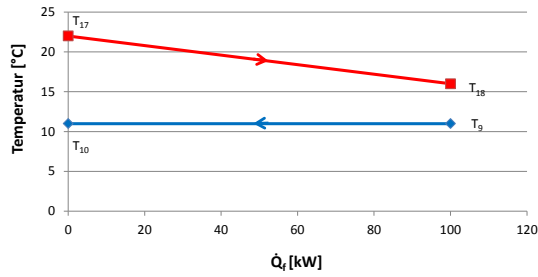
der ligesom i et log P-h diagram er indsat en mætningskurve. T-s diagrammet for simuleringen er vist i Figur. 4.2.



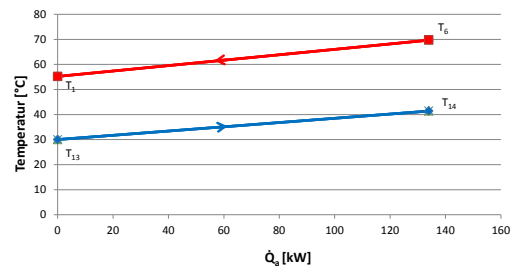
Figur 4.2. T-s diagram for den simulerede absorptionsvarmepumpe

I dette T-s diagram kan det ses, at temperaturen og entropien er konstant over pumpen, fra punkt 1 til 2. Dette skyldes, at pumpen regnes som værende isentropisk. Fra punkt 2 til 3 bliver blandingen forvarmet af varmeveksleren, inden blandingen i generatoren, fra punkt 3 til 7 bliver opvarmet, så den frigiver den absorberede damp. Det kan yderligere ses, at dampen i punkt 7 er overhedet, da punkt 7 ligger udenfor mætningskurven. Punkt 7 til 8 illustrerer kondenseringen i kondenseren, hvor det kan ses, at dampen først bliver kølet ned, til mætningstemperaturen, før det kondenserer. Punkt 8 til 9 viser den isenthalpiske ekspansion i kølemiddelsventilen, og fra punkt 9 til 10 bliver vandet fordampet i fordamperen, hvorfra det kan ses, at varmeoptaget sker ved ren fordampning, da temperaturen gennem fordamperen er konstant. Fra punkt 10 til 1 stiger temperaturen, selvom der bliver afgivet energi. Dette skyldes, at absorptionsprocessen afgiver varme, som bliver fjernet fra kredsen. Den stiplede linje i Figur. 4.2, viser hvordan varmeoverførselen i absorbereren i virkeligheden vil forløbe. Det kan her af ses, at kølemidlet først bliver overhedet, inden det bliver absorberet af absorbenten.

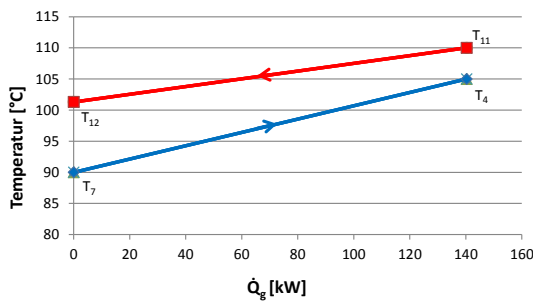
Udover at kunne analysere absorptionskredsen ved hjælp af et T-s diagram, kan varmevekslerne, som beskrevet i Kapitel. 3, beskrives og analyseres ud fra et Q-T diagram. Q-T diagrammerne for de fem varmevekslere, er vist i Figur. 4.3, 4.4, 4.5, 4.6 og 4.7.



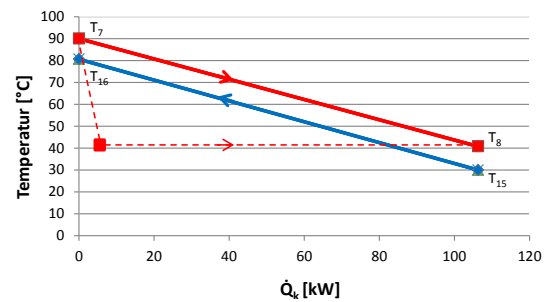
Figur 4.3. Q-T diagram for fordamperen



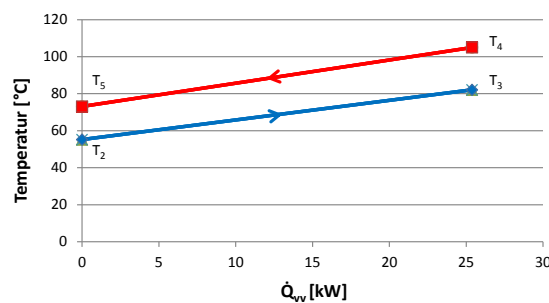
Figur 4.4. Q-T diagram for absorberen



Figur 4.5. Q-T diagram for generatoren



Figur 4.6. Q-T diagram for kondenseren



Figur 4.7. Q-T diagram for varmeveksleren

Modellen er, ud fra teorien beskrevet i Kapitel. 3, blevet modificeret til, at kunne beregne hedebladearealerne af fordamperen, absorberen, generatoren og kondenseren, ud fra U-værdierne. Resultaterne af disse beregninger er vist i Tabel. 4.2.

Tabel 4.2. U-værdi og areal for varmevekslerne

Varmeveksler	U-værdi [W/m ² ·K]	Areal [m ²]
Fordamper	68,75	191,4
Absorber	1607	3,12
Generator	1215	7,46
Kondenser	1928	5,52

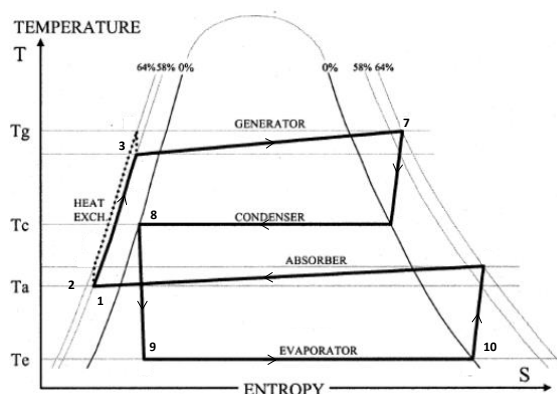
Diskussion 5

I dette kapitel, vil inputdataene og resultaterne fra Kapitel. 4 blive diskuteret, og økonomien for en absorptionsvarmepumpe i forhold til en mekanisk varmepumpe, vil blive sammenlignet.

Inputdataene til simuleringen, tager udgangspunkt i, at temperaturen ud af kondenseren ønskes at være ca. 80 °C. For at opfylde dette krav bliver temperaturen af varmeinputtet til generatoren nødt til, at være 110 °C, hvis ikke hedebladearealet af generatoren skal øges. Dette vil for almindelige solfangere ikke være muligt at levere, hvis det antages, at disse leverer temperaturer på ca. 80 °C på de varmeste sommerdage i Danmark. Det vil derfor være nødvendigt enten at opvarme varmeinputtet til generatoren, så det får den nødvendige temperatur, eller bruge en anden form for kilde til varmeinputtet. Skal varmeinputtet opvarmes, kan dette gøres med røggassen fra en kedel. Alternativt kunne CSP solfangere bruges, da disse kan levere meget højere temperaturer, end almindelige solfangere.

Simuleringen af absorptionsvarmepumpen har vist, at COP værdien er 0,758. Som det kan ses af Bilag. B, er COP værdien for den simulerede absorptionsvarmepumpe, næsten den samme, som for den originale model

. Simuleringen kan vurderes ud fra T-s diagrammet vist på Figur. 4.2, da dette T-s diagram er lignende T-s diagrammet for en reel absorptionsvarmepumpe. Figur. 5.1 viser T-s diagrammet for en reel absorptionsvarmepumpe [16].



Figur 5.1. T-s diagram for en virkelig absorptionsvarmepumpe

Forskellen på T-s diagram vist i Figur. 4.2 og 5.1 er processen der sker, i absorberen, fra punkt 10 til 1. På Figur. 4.2 sker varmevekslingen ved direkte absorption, hvorimod varmevekslingen på Figur. 5.1 sker ved, at dampen bliver overhedet, til den samme temperatur som den stærke blanding, hvorefter absorptionen, der danner den svage blanding, finder sted. På Figur. 5.1 er der også indført mætningskurver, for både den stærke og svage blanding, hvorfra det er muligt at se, hvordan kvaliteten af blandingen udvikler sig. Disse mætningskurver for blandingerne, er ikke indført i T-s diagrammet for simuleringen, da EES ikke er i stand til, at generere mætningskurver for vand/LiBr blandinger.

Q-T diagrammerne vist i Kapitel. 4, viser hvordan varmevekslingen, i de forskellige varmevekslere forløber. Ud fra både T-s diagrammet i Figur. 4.2 og Q-T diagrammerne kan det ses, at varmevekslingen i fordamperen, udelukkende sker ved fordampning, da der ingen ændring er i temperatur. Varmevekslingen i absorberen og generatoren, kan også sammenlignes for de to figurer, da det både ud fra Q-T diagrammerne og T-s diagrammet kan ses, at varmevekslingen ser ved temperaturændring. Anderledes er det for kondenseren, hvor det på T-s diagrammet kan ses, at en del af varmeoverførslen sker ved temperaturændring, og en del sker ved kondensering af dampen. Dette kan ikke ses ud fra Q-T diagrammet for kondenseren, da varmevekslingen her er afbildet som værende udelukkende ved kondensering. Dette skyldes, at T-s diagrammet er tilpasset til, at kunne illustrere afkølingen af dampen, hvilket Q-T diagrammet ikke er. Q-T diagrammet er ikke tilpasset til, at kunne afbilde dampafkølingen, da dette vil kræve en mere dybdegående modellering af kondenseren. Denne modellering vil kræve, at den første del af varmevekslingen, fra overhedet damp til mættet damp, skal udtrykkes som enthalpiændringen fra h_7 til enthalpien ved samme temperatur som T_8 og kvaliteten $x=1$. Den virkelige varmeveksling fra dampen, er dog illustreret ved hjælp af den stiplede linje i Figur. 4.6. Det kan af denne stiplede linje ses, at kondenserens varmeoverførsel ikke er mulig, da temperaturen af strømmingen der ønskes kølet, flere steder i processen er lavere, end temperaturen af strømmingen der ønskes opvarmet, hvilket modstrider termodynamikkens 2. hovedsæt.

I Tabel. 4.2 er resultaterne for U-værdierne og arealerne, for de forskellige varmevekslere vist. Det kan heraf ses, at resultaterne for disse er nogenlunde de samme for hver komponent, med undtagelse af fordamperen. U-værdien for fordamperen er meget mindre, end U-værdierne for de andre varmevekslere, og arealet er tilsvarende større. Dette skyldes, at U-værdien for fordamperen regnes ud fra det konvektive varmeovergangstal for luft, som er meget mindre end for vand. Derfor er hedebladearealet af fordamperen også være tilsvarende større for at kunne overføre den nødvendige varmeeffekt. Disse U-værdier og hedebladearealer kan dog kun betragtes som estimater, da U-værdierne er regnet med forbehold for flere antagelser. Dette er antagelser om, at U-værdien kan regnes kun ud fra det konvektive varmeovergangstal for den fluid, der løber inde i det rør, varmeoverførslen sker gennem. Denne udregning kunne have været mere præcis, hvis

rørets konduktivitet og det konvektive varmeovergangstal for fluiden udenfor røret blev medtaget i beregning af U-værdierne. Hvis det konvektive varmeovergangstal for den udvendige side skulle medtages, vil de Nusselts relationer, der er beskrevet i Kapitel. 3, ikke være tilstrækkelige. Dette skyldes, at disse relationer er gældende for runde rør, og ydersiden af et rundt rør, vil skulle betragtes som værende en cylinder. Derfor vil Nusseltstallet skulle regnes, som set i Formel. 5.1.

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}}{(1 + (\frac{0,4}{Pr^{\frac{1}{3}}}))^{\frac{1}{4}}} \cdot (1 + (\frac{Re}{282000})^{\frac{5}{8}})^{\frac{4}{5}} \quad (5.1)$$

En anden antagelse i forhold til beregning af U-værdierne har været, at blandingen af vand og LiBr har samme stofegenskaber som vand. Dette er antaget, da EES ikke har et bibliotek, hvorfra opslag for Prandtl's tal og densitet for vand/LiBr blandingen kan hentes. Dette vil bidrage til afvigelser i U-værdierne for absorbereren og generatoren, i forhold til virkeligheden.

For at vurdere, om det rent økonomisk vil være en god investering, at købe en absorptionsvarmepumpe, til brug i forbindelse med et solvarmeanlæg, vil en økonomisk analyse af absorptionsvarmepumpen, blive sat i forhold til, en økonomisk analyse af en mekanisk varmepumpe. Til dette er der lavet overslagsberegninger, for en mekanisk varmepumpe, der skal levere samme køleydelse. Disse overslagsberegninger er sammenlignet med ydelsesresultaterne for den simulerede absorptionsvarmepumpe, i tabel. 5.1.

Tabel 5.1. Økonomisk sammenligning af en absorptionsvarmepumpe, med og uden udnyttelse af varmen fra absorbereren, i forhold til en mekanisk varmepumpe

Resultat	MEK VP	AB VP u. \dot{Q}_a	AB VP m. \dot{Q}_a
Køleydelse [kW]	100,0	100,0	100,0
Varmeproduktion [kW]	350,0	106,3	240,3
COP [-]	1,4	0,758	1,713
Elforbrug [kW]	71,43	0,001833	0,001833
\dot{Q}_g [kW]	0,0	140,3	140,3
Drifttimer [Timer]	2185	2185	2185
Samlet elforbrug [kWh]	156.071,4	4,005	4,005
Samlet \dot{Q}_g [kWh]	0,0	306.555,5	306.555,5
Samlet varmeproduktion [kWh]	764.750,0	232.265,5	525.055,5
Samlet køleydelse [kWh]	218.500,0	218.500,0	218.500,0
Elpris [kr/kWh]	2,704	2,704	2,704
Varmepris [kr/kWh]	0,5	0,5	0,5
Kølepris [kr/kWh]	0,5	0,5	0,5
Driftsomkostninger [kr/år]	196.744,4	153.277,8	153.277,8
Indtægt varmesalg [kr/år]	382.375,0	116.132,8	262.527,8
Indtægt af køling [kr/år]	109.250,0	109.250,0	109.250,0
Samlet indtægt [kr/år]	491.625,0	225.382,8	371.777,8
Investering [kr]	521.400,0	447.000,0	447.000,0
Rente [%]	5	5	5
NPV efter 10 år [kr]	1.755.589,83	109.775,70	1.240.199,08

I Tabel. 5.1 er tre forskellige varmepumpe setups sammenlignet. Disse setups er en mekanisk varmepumpe, den simulerede absorptionsvarmepumpe der ikke udnytter varmen fra absorbereren, og den simulerede absorptionsvarmepumpe der udnytter varmen fra absorbereren. COP værdien for den mekaniske varmepumpe, er antaget til at være Carnot effektiviteten af varmepumpen og dette giver en COP på 1,4. Derudover antages varmepumperne, at have 2185 driftstimer om året, da dette ca. er antallet af dagstimer med sol i det varmeste halvår i Danmark. Elforbruget for den mekaniske varmepumpe er regnet ud fra køleydelsen og COP værdien, hvilket sammen med antallet af driftstimer giver det samlede elforbrug. Elprisen er det samlede beløb, af elprisen og elvarmeafgiften. Varmeprisen er valgt til at være 0,5 kr/kWh, da dette var gennemsnitlige varmepris for fjernvarme, i 2016 [22], og køleprisen antages at være den samme som varmeprisen. Driftsomkostningerne er for den mekaniske varmepumpe er beregnet ud fra elprisen og elforbruget, og for absorptionsvarmepumpen er de beregnet ud fra elprisen, elforbruget, varmeprisen og varmeinputtet til generatoren. Den årlige indtægt, for hvert af de tre varmepumpe setups, er fundet ud fra indtægten af varmesalget, og indtægten for køleydelsen. Investeringspriserne er regnet ud fra, de investeringspriser, der er beskrevet i Kapitel. 2. NPV værdierne efter 10 år, er fundet ved hjælp af excels funktion for NPV. I denne funktion indgår renten, det årlige overskud for varmepumperne, og start investeringen af varmepumperne. Det årlige overskud, er fundet ud fra de

samlede årlige indtægter og de årlige driftsomkostninger.

Af sammenligningen i Tabel. 5.1 kan det ses, at det efter 10 år, vil være den mekaniske varmepumpe, der har den største nutidsværdi. Dette skyldes, at den mekaniske varmepumpe, afgiver mere varme i kondenseren, end absorptionsvarmepumpe gør, i de to andre løsningsforslag, i forhold til hvor meget effekt der bliver tilført. Det vil ud fra disse resultater blive konkluderet, hvilket løsningsforslag der vil være mest favorabelt. Dette vil blive konkluderet i Kapitel. 6.

Konklusion 6

Formålet med denne rapport er, at undersøge om et pumpehus kan køles med en absorptionsvarmepumpe, hvordan denne skal dimensioneres, og om det rent økonomisk vil være at forestrække, fremfor en mekanisk varmepumpe.

På baggrund af resultaterne af rapporten, og tilegnet viden om, hvordan en absorptionsvarmepumpe fungerer, og de forskellige processer, der finder sted i en absorptionsvarmepumpe, kan det konkluderes, at en absorptionsvarmepumpe vil være i stand til, at kunne opfylde de kølingskrav, der måtte være i forbindelse med et pumpehus. Dette konkluderes, da simuleringen af modellen har vist, at absorptionsvarmepumpen er i stand til, at optage den 100 kW lavtemperatur varme, der i modellen skal fjernes fra pumpehuset, og opvarme den til en brugbar temperatur på 80 °C. Det kan yderligere konkluderes, at modellen simulerer absorptionsvarmepumpen korrekt, da COP værdien for den modificerede model på 0,758, næsten stemmer overens med COP værdien fra den originale model på 0,724. Denne COP værdi kan ses af resultat figuren, i Bilag. B. Dette er dog med undtagelse af beregningerne for kondenseren, da simuleringen har vist, at varmeoverførslen i kondenseren ikke er mulig, da denne modstrider termodynamikkens 2. hovedsætning. Dette kan ses af Figur. 4.6.

I forhold til dimensioneringen af absorptionsvarmepumpen, har modellen beregnet arealerne for hedefladerne af fordamperen, absorberen, generatoren og kondenseren. Det konkluderes, at resultaterne af disse beregninger kan bruges som overslagsværdier for, hvor store disse skal være. Dette skyldes, at arealerne er afhængige af U-værdierne for de enkelte varmevekslere, og da disse U-værdier er regnet, på baggrund af simplificerende antagelser, kan disse kun betragtes som estimater, for virkelighedens overordnede varmegennemgangstal. U-værdierne anses dog for, at være gode estimater af, hvad virkelighedens værdier vil være, da disse ikke afviger meget, i forhold til de U-værdier der bliver anvendt, i den originale model. Disse værdier kan ses i Bilag. A. Derfor anses arealerne også for, at være forholdsvis virkelighedstro. Dette kan yderligere bakkes op af, at arealerne af de forskellige hedefladerne, stort set er de samme. Dog afviger hedefladearealet for fordamperen, i forhold til de andre hedefladearealer. Dette skyldes, som det kan ses af Tabel. 4.2, at arealet af fordamperen er meget større end arealerne for de øvrige varmevekslere. Grunden til dette er, at U-værdien for fordamperne, er styret af det konvektive varmeovergangstal for luft, som tilmed er meget mindre, end for vand.

Det kan af den økonomiske sammenligning, præsenteret i Tabel. 5.1, ses, at den mekaniske varmepumpe vil være den mest favorable løsning, på pumpehusets kølingsproblem, af de tre løsninger der sammenlignes. Dette kan vurderes, da den mekaniske varmepumpe, over tid vil være den billigste løsning, da denne efter 10 år, vil have en NPV på 1.755.589,83 kr. På baggrund af dette konkluderes det, at der ikke er økonomisk belæg for, at bruge absorptionsvarmepumpen til at køle pumpehuset, da det bedre kan betale sig, at investere i en mekanisk varmepumpe. Skal en løsning med en absorptionsvarmepumpe tages i brug, vil det kræve, at varmeinputtet til generatoren kommer fra overskudsvarme, da dette ikke vil kunne sælges som fjernvarme, og derfor ikke kan anses som et tab i indtægt, at bruge dette.

Det vurderes heraf, at det er muligt at køle pumpehuset, med en absorptionsvarmepumpe, men at det økonomisk set ikke er en favorabel løsning, at bruge varme fra et solvarmeanlæg, som varmeinput til generatoren, da dette vil koste for meget i tabt indtægt, at bruge varmen fra solvarmeanlægget, til absorptionsvarmepumpens generator, fremfor at sælge det direkte, på fjernvarmenettet.

Perspektivering 7

Da denne rapport kun belyser resultaterne af en model, der bygger på simplificerende antagelser, kunne det være interessant, at udbygge modellen ved hjælp af mere dybdegående teori. Dette vil hjælpe til, at simuleringer med modellen vil give nogle mere virkelighednære resultater, der vil kunne bruges som faktiske værdier til dimensionering af varmepumpen. Dette kunne blandt andet være at indføre konduktiviteten og det udvendige konvektive varmeovergangstal, til udregningen af U-værdierne for de forskellige varmevekslere, og anvende formlen for Nusseltstallet for en cylinder, til beregning af det konvektive varmeovergangstal for ydersiden af rørene.

For at kunne studere de økonomiske aspekter ved varmepumpen nærmere, vil det være oplagt, at tage forskellige kølebehov i betragtning, da dette vil give en bedre indsigt i, hvor meget elforbruget til pumpen vil være, og derved hvor store driftsomkostningerne vil være. Dette vil også ændre temperaturerne, og COP for kredsen. I forbindelse med dette vil det være muligt at finde en gennemsnitlig COP for en sæson, dette kaldes også SCOP.

Det kunne derudover være interessant at undersøge, hvor høj elprisen skal være, før absorptionsvarmepumpen vil være den bedste økonomiske løsning på køleproblemet.

Da resultaterne af modellen ikke er blevet verificeret ved fysiske forsøg, kunne dette være interessant at gøre ved fremtidige studier af absorptionsvarmepumpen. Dette kunne lede til yderligere optimering af varmepumpen, og det system den indgår i.

De nævnte emner i dette kapitel, er alle forslag til fremtidigt arbejde med, både absorptionsvarmepumper, og andre varmepumper.

Input til den originale model



I dette Bilag, er inputs til den originale model, givet i Tabel. A.1.

Tabel A.1. Inputdata til den originale model

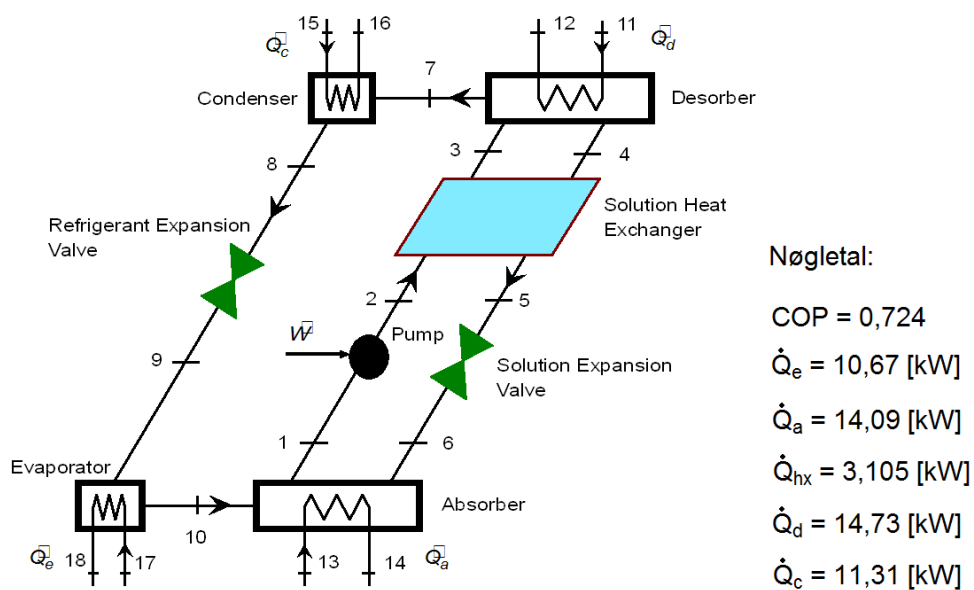
Parameter beskrivelse	Værdi	Enhed
Masseflow i streng 1 (\dot{m}_1)	0,05	kg/s
Masseflow i streng 11 (\dot{m}_{11})	1,00	kg/s
Masseflow i streng 13 (\dot{m}_{13})	0,28	kg/s
Masseflow i streng 15 (\dot{m}_{15})	0,28	kg/s
Masseflow i streng 17 (\dot{m}_{17})	0,40	kg/s
Temperatur i streng 11 (T_{11})	100,0	°C
Temperatur i streng 13 (T_{13})	25,0	°C
Temperatur i streng 15 (T_{15})	25,0	°C
Temperatur i streng 17 (T_{17})	10,0	°C
UA værdi for absorberen (UA_a)	1,80	kW/K
UA værdi for generatoren (UA_g)	1,00	kW/K
UA værdi for kondenseren (UA_k)	1,20	kW/K
UA værdi for fordamperen (UA_f)	2,25	kW/K
Tryk i streng 17 ($P_{17,abs}$)	101,325	kPa
Tryk i streng 18 ($P_{18,abs}$)	101,325	kPa
Blandingsforhold i streng 7 (x_7)	0,0	%
Effektivitet af varmeveksler (η_{vv})	0,64	-
Kvalitet i streng 8 (x_8)	0,0	-
Kvalitet i streng 10 (x_{10})	1,0	-
Kvalitet i streng 11 (x_{11})	0,0	-
Kvalitet i streng 12 (x_{12})	0,0	-
Kvalitet i streng 13 (x_{13})	0,0	-
Kvalitet i streng 14 (x_{14})	0,0	-
Kvalitet i streng 15 (x_{15})	0,0	-
Kvalitet i streng 16 (x_{16})	0,0	-

I Tabel. A.1 referer strengnumrene, til de nummereringer, der er i Figur. 3.3. Ved at give modellen disse inputs kan EES regne sig frem til, hvordan absorptionsvarmepumpen vil klare sig ved de betingelser, den får givet.

Resultater fra den originale model

B

I dette bilag, er nøgletallene for den originale model vist i Figur. B.1.



Figur B.1. Nøgletal for den originale model

Denne figur er taget fra diagram vinduet i EES, for den originale model.

Litteratur

- [1] Enexio. *Absorptionsvarmepumper*. URL <https://enexio.dk/produkter/>. Besøgt 14/01-18.
- [2] VVSøren Rasmussen I/S. *Solvarme*. URL <https://www.vvsoren.dk/energi/solvarme>. Besøgt 14/01-18.
- [3] Aalborg Universitet. *AAU studenterrapport logo*. URL <http://aau.designguiden.dk/visuel-identitet/logo.aspx>. Besøgt 13/01-18.
- [4] Fjernvarme Fyn. *Fjernvarmens historie*. URL <https://www.fjernvarmefyn.dk/viden-om-fjernvarme/historie/>. Besøgt 28/11/2017.
- [5] Energistyrelsen. *Dansk energipolitik, Energistyrelsen, .* URL <https://ens.dk/ansvarsomraader/energi-klimapolitik/fakta-om-dansk-energi-klimapolitik/dansk-energipolitik>. Besøgt 13/11/2017.
- [6] Sune Holm Hansen. Slides fra internt Niras møde, fremlagt af Seniorprojektleder hos Niras, Sune Holm Hansen, brugt d. 28/11/2017.
- [7] Energistyrelsen. *EU's CO₂-kvoteordning, .* URL <https://ens.dk/ansvarsomraader/co2-kvoter/eus-co2-kvoteordning>. Besøgt 20/11/2017.
- [8] Thomas Condra. Personlig kommunikation, 2017.
- [9] Aalborg Universitet København Statens byggeforskningsinstitut. *SBI-ANVISNING 258 ANVISNING OM BYGNINGSREGLEMENT 2015*. URL <https://sbi.dk/anvisninger/Pages/258-Anvisning-om-Bygningsreglement-2015-1.aspx#/6-Indeklima>. Besøgt 05/12/17.
- [10] John M. Cimbala Robert Yunus A. Cengel and H. Turner. *Fundamentals of Thermal-Fluidsciences 4th*. McGraw-Hill Education - Europe, 2012. ISBN 978-0-07-132511-0.
- [11] Energitilsynet. *Prisstatistik for forsyningspligtprodukter*. URL http://energitilsynet.dk/fileadmin/Filer/0_-_Nyt_site/EL/Priser/2015/4.Q.2015Prisstatistik_for_forsyningspligtprodukter_4kvt2015_endelig.pdf. Besøgt 04/12/17.

- [12] R. W. Haywood. *Analysis of Engineering Cycles 2. Edition*. Pergamon Press, 1975. ISBN 0-08-017947-9.
- [13] Energistyrelsen. *Drejebog til store varmepumpeprojekter i fjernvarmesystemet*, . URL <file:///C:/Users/nee/Downloads/Drejebog.pdf>. Besøgt 29/11/17.
- [14] Kim Sørensen. Personlig kommunikation, 2017.
- [15] DI Energi. *Ny aftale: lavere elvarmeafgift og løft af FU*. URL <https://energi.di.dk/nyheder/Pages/Nyerhvervs-ogivaerksaetteraftaleskalgivelavereelvarmeafgift,loefteFUsamtforbedreforholdeneforoffshoreindustrien.aspx>. Besøgt 28/11/2017.
- [16] Carsten Bojesen. Slides stillet til rådighed af lektor Carsten Bojesen, brugt d. 4/12-17.
- [17] Energistyrelsen. *Teknologikataloger, Opdateringskatalog til el og fjernvarme - august 2016 - Opdateret november 2017*, . URL <https://ens.dk/service/fremskrivninger-analyser-modeller/teknologikataloger>. Besøgt 8/12/17.
- [18] Reinhard Radermacher og Sanford A. Klein Keith E. Herold. *Absorption Chillers and Heat Pumps*. CRC Press, 1996. ISBN 0-8493-9427-9.
- [19] R. W. Haywood. *Analysis of Engineering Cycles 4. Edition*. Pergamon Press, 1991. ISBN 0-08-040738-2.
- [20] Mogens Baunwall. *Civilingeniør, Niras Energy*. Personlig kommunikation, 2017.
- [21] René Thiemke. *Absorptionskøling*. Dansk Gasteknisk Center a/s, 1999. ISBN 87-7795-157-3.
- [22] Dansk Fjernvarme. *Fjernvarmeprisen 2016*. URL <http://www.danskfjernvarme.dk/viden-om/statistik-subsection/varmeprisstatistik/fjernvarmeprisen-i-danmark-2016>. Besøgt 14/01/18.