

Norges miljø- og biovitenskapelige universitet
Fakultet for miljøvitenskap og teknologi
Institutt for matematiske realfag og teknologi

Masteroppgave 2015
30+30 stp

Vurdering av programpakken CoolPack som hjelpemiddel ved studier av varmepumpe- og kjølekretser.

Cecilie Hansen og Anne Marte Læg Reid

Forord

Denne oppgaven er en avsluttende masteroppgave ved Institutt for matematiske realfag og teknologi ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet. Oppgaven representerer slutten på våre fem studieår her i Ås, og skal gi innsikt i muligheter for bruk av programpakken CoolPack i undervisning- og læringssammenheng. Arbeidet med oppgaven har vært spennende og lærerikt, og en helt annen type arbeid enn vi har vært vant med tidligere. Vi føler at vi har fått bruk for store deler av kunnskapen vi har tilegnet oss gjennom studiene samtidig som at vi har lært mye nytt.

Vi håper at oppgaven vil komme til nytte for ansatte og studenter ved IMT som vurderer å inkludere bruk av CoolPack i undervisning og læring. Vi håper også at brukerveiledningen kan komme til nytte for NMBU-studenter i fremtiden, og at arbeidet vårt kan føre til at de raskere og enklere kan få innsikt i teknologien bak varmepumper og kjølesystemer.

Vi ønsker å rette en takk til vår veileder Odd-Ivar Lekang for god hjelp og positiv innstilling under hele skriveprosessen. Vi ønsker også å takke våre medstudenter ved universitetet for alt faglig samarbeid og en fantastisk studietid.

Ås, 13.05.2015

Cecilie Hansen

Anne Marte Lægreid

Sammendrag

CoolPack er en gratis samling av beregnings- og simuleringsprogrammer utviklet ved DTU (Danmarks Tekniske Universitet) for bruk til dimensjonering, analyse og design av varmpumpe- og kjølesystemer. Programpakken har termodynamiske tabeller og diagrammer for ulike kjølemedier integrert i verktøyene, i tillegg til flere ulike kretsoppsett.

Formålet med oppgaven er å utforske muligheten for bruk av CoolPack for studenter og andre som ønsker å lære mer om varmpumpe- og kjølekretser. For å avdekke styrker og svakheter ved programmet ble flere av verktøyene i programpakken brukt til å utføre beregninger som antas nyttige for forståelse og læring. Bruk av programmet sammenlignes med utførelse av oppgavene uten dataverktøy, da dette har vært alternativet gjennom vår studietid.

I første omgang ble en teoretisk varmpumpesyklus valgt, slik at CoolPack kunne brukes til å undersøke hvordan ulike parametre påvirker syklusen. Fokuset ble holdt på CoolPack sin gjennomføring av oppgavene, i motsetning til resultatene funnet. Verktøy for dynamisk simulering av en nedkjøling, kompressorberegninger, beregning av UA-verdi og ulike kretsverktøy ble også testet, ved å lage oppgaver verktøyene passet til å utføre. Den siste delen av oppgaven fokuserte på beregninger utført på et varmpumpeanlegg som skal bygges ved energilaboratoriet ved NMBU og benyttes til undervisningsformål. Fra produsenten fikk vi oppgitt et par konkrete begrensninger slik at CoolPack kunne brukes til å se på mulige kombinasjoner av temperaturer og effekter vi kan ha i kretsen. Det ble også utviklet en brukerveiledning for CoolPack-verktøyene benyttet i beregningene. Veiledningen ligger som et vedlegg til oppgaven.

Resultatene CoolPack produserer støtter teorien. Utførelsen av beregningene viser at det er enkelt for brukeren å endre én og én parameter for å se innvirkningen de har på syklusen. Å utføre slike endringer for å se effekten av dem har stort læringsutbytte. Det samme gjelder de ulike diagrammene produsert av CoolPack. Alle disse beregningene hadde vært svært tidkrevende å utføre uten bruk av hjelpemidler. CoolPack sine beregninger på anlegget gjorde det også mulig å utelukke visse scenarier for anlegget som skal bygges ved energilaboratoriet.

Det CoolPack derimot ikke kan er å sette opp et teoretisk anlegg med spesifikke komponenter, for så å utføre analyser eller simuleringer av hvordan dette anlegget ville fungert under varierende driftsbetingelser. En annen ulempe ved CoolPack, er det tunge fokuset på kjølekretsen, til tross for at det vil være minst like relevant for norske studenter å se på varmpumpekretsen. De ulike verktøyene overlapper også til en viss grad, og navngivingen av parametrene er inkonsekvent.

Til tross for at det finnes mangler ved programmet konkluderes det med at CoolPack er en svært nyttig programpakke som med fordel kan inkluderes i en læringsprosess. Oppgaven viser at CoolPack kan brukes i sammenheng med både teoretiske regneoppgaver og praktiske laboratorieoppgaver. Forslag til bruk av CoolPack i studentoppgaver i forbindelse med det kommende varmepumpeanlegget ved energilaboratoriet er derfor presentert. Vi anbefaler også å bruke programpakken ved teoretiske beregninger i introduksjonskurs i termodynamikk og når man først lærer om varmepumpesyklusen. Bruk av CoolPack vil være tidsbesparende og gi økt forståelse. Eksempler på relevante oppgaver er å finne termodynamiske egenskaper for kjølemedier ved gitte forhold, sammenligne ulike kretsoppsett og kjølemedier, beregne kompressorvirkningsgrader med utgangspunkt i målinger og beregne UA-verdi i varmevekslere.

Abstract

CoolPack is a cost-free collection of calculation tools developed at the Technical University of Denmark (DTU) developed for use in dimensioning, analysis and the design of refrigeration cycles. The collection has thermodynamic tables and diagrams for different refrigerants integrated into the calculation tools, in addition to several different refrigeration systems.

The purpose of this thesis is to explore the possibilities of use of CoolPack for students and others wishing to learn more about heat pump cycles and refrigeration cycles. To discover the collection's strengths and weaknesses, the tools were used to perform calculations and simulations deemed useful for learning about and understanding the principles behind heat pump cycles and refrigeration cycles. Use of the collection is compared to performing the same tasks without calculation or simulation tools, since this has been the alternative for us while studying.

Initially, a theoretical heat pump cycle was specified, so that one of CoolPack's cycle-based tools could be used to explore how changing different parameters would influence the cycle. The focus was placed on *how* CoolPack performed the tasks. Thereafter, tools for the dynamic simulation of cooling, compressor calculations, calculation of UA-value as well as several cycle-based tools were tested by designing tasks they would be fitting to perform.

Lastly, CoolPack was used to perform calculations on a heat pump that will be constructed for the energy laboratory at NMBU for educational purposes. The producer informed us of the known specifications and limitations of the system, so that CoolPack could be used to find possible combinations of temperatures, heat flows and work flows.

A user's manual for the tools used in the thesis was also developed. The manual is in Norwegian and can be found as an appendix.

The results found by CoolPack support the theoretic principles of refrigeration cycles. The calculations performed show that changing specific parameters in order to see the respective parameter's influence on the cycle is an easy task for the tool collection. Performing such tasks and creating diagrams with the tools is very beneficial to the learning process. Performing the same tasks without calculation tools or simulation tools would on the other hand be a time-consuming process. The calculations carried out in CoolPack also made it possible to exclude certain scenarios for the future heat pump system at the energy laboratory.

What CoolPack on the other hand *cannot* do, is analyse how a specific system would work under changing operational conditions. Another disadvantage to the tool collection is the heavy focus on refrigeration as opposed to heat pumps. For Norwegian students, the heat pump cycle is just as relevant, if not *more* relevant. Several of the tools in the collection overlap to a certain extent and the naming of parameters is inconsistent.

Despite a few deficiencies in some of the tools in the collection, it is concluded that CoolPack is a useful program and advantageous to the learning process. The thesis shows that CoolPack can be used both in theoretical calculations and in practical laboratory exercises. As a result, suggestions for using CoolPack in student tasks connected to the future heat pump at the energy laboratory is included. We also recommend using the tool collection for theoretical calculations in introductory thermodynamical courses and when first learning about the refrigeration cycle. Examples are finding thermodynamic properties for a refrigerant at specific circumstances, finding heat of vaporization for a given amount of a refrigerant, and calculating COP for different refrigeration cycles and refrigerants.

Innholdsfortegnelse

Forord	i
Sammendrag	iv
Abstract	vi
Figurer	ix
Tabeller	xiii
1 Introduksjon	1
2 Teoretisk bakgrunn	3
2.1 Varmepumpesyklusen	3
2.1.1 Fra Carnot til varmepumpe	3
2.1.2 Hovedkomponenter	11
2.2 Andre komponenter og alternative utforminger	18
2.2.1 Andre komponenter	18
2.2.2 Underkjølingsvarmeveksler	19
2.2.3 Overhetingsvarmeveksler	19
2.2.4 Internvarmeveksler(sugegassvarmeveksler)	20
2.2.5 To-trinns anlegg	22
2.2.6 Ett- og to-trinns transkritisk syklus med CO ₂	24
2.3 Kjølemedier	25
2.3.1 Egenskaper og krav	25
2.3.2 Gruppering og eksempler	27
2.4 Styring og regulering av varmepumper	31
2.5 Varmepumpeanlegget ved energilaboratoriet ved NMBU	33
3 Gjennomføring og antakelser	35
3.1 Tester av <i>One-stage cycle with DX evaporator</i> til endring av enkeltparametre	36
3.2 Tester av spesifikke CoolPack-verktøy	39
3.3 Tester av CoolPack til bruk i beregninger på anlegget ved energilaboratoriet	40
3.4 Oversettelser	40

4	Tester av CoolPack	41
4.1	Tester av <i>One-stage cycle with DX evaporator</i> til endring av enkeltparametre	41
4.1.1	Effekt av valg av kjølemedium	41
4.1.2	Effekt av endring av kondenseringstemperatur	44
4.1.3	Effekt av endring av fordampningstemperatur	46
4.1.4	Effekt av overheting i fordamperen	51
4.1.5	Effekt av inkludering av internvarmeveksler	52
4.2	Tester av spesifikke CoolPack-verktøy	54
4.2.1	Simulering av nedkjøling av et reservoar	54
4.2.2	Beregninger på kompressor	57
4.2.3	Beregning av UA-verdi i varmevekslere	59
4.2.4	Sammenligning av ett- og to-trinns syklus	62
4.2.5	Sammenligning av ett- og to-trinns transkritisk syklus	64
4.3	Tester av CoolPack til bruk i beregninger på varmepumpeanlegget ved NMBU	66
4.3.1	Mulige scenarier for anlegget	66
4.3.2	Underkjølingens innvirkning på varmepumpekretsen	71
4.3.3	Omgjøring til to-trinns kaskade-anlegg	73
5	Diskusjon	77
5.1	Vurdering av CoolPack til bruk i studiesammenheng	77
5.1.1	Vurdering av de spesifikke verktøyene	79
5.1.2	Vurderinger rundt varmepumpeanlegget ved energilaboratoriet	82
5.1.3	Bruk av CoolPack til dimensjonering og design	83
5.2	Muligheter for videre arbeid	85
6	Konklusjon	87
	Referanser	88
	Vedlegg	91
A	Input og rådata	93
B	Bruerveiledning CoolPack	107

Figurer

2.1	Carnotsyklus i PV- og T-s-diagram	3
2.2	Omvendt Carnotsyklus i PV- og T-s-diagram	4
2.3	Illustrasjon av strupningstap i en varmepumpesyklus i et T-s-diagram. Tapet representerer forskjellen mellom den isentropiske ekspansjonen(3-4) som foregår i den omvendte carnotsyklusen og den isentalpiske Joule-Thomson-ekspansjonen(3-4') som foregår i varmepumpesyklusen	5
2.4	Ideell varmepumpesyklus i logP-h-diagram.	6
2.5	Illustrasjon av COP for omvendt carnotsyklus og varmepumpesyklus som funksjon av temperaturdifferanse mellom reservoarene[1].	8
2.6	Illustrasjon av effektdekking for varmepumpe dimensjonert for 60% av maksimalt effektbehov.	9
2.7	Spesifikt kompressorarbeid med(w_2) og uten(w_1) trykkfall i fordamper og kondensator	12
2.8	Isentropisk virkningsgrad som funksjon av trykkforhold for stempelkompressorer av forskjellig størrelse[1].	14
2.9	Eksempler på volumetrisk virkningsgrad som funksjon av trykkforhold i en stempelkompressor[1].	15
2.10	Illustrasjon av varmepumpekrets med underkjølingsvarmeveksler.	19
2.11	Illustrasjon av varmepumpekrets med overhetingsvarmeveksler.	20
2.12	Illustrasjon av en varmepumpekrets med internvarmeveksler.	20
2.13	Illustrasjon av krets med internvarmeveksler i et logP-h-diagram med stiplede temperaturlinjer tegnet inn.	21
2.14	Illustrasjon av mellomkjøleren i to-trinns kretser.	22
2.15	Illustrasjon av to-trinns sykluser i logP-h-diagram.	23
2.16	Illustrasjon av et kaskade-anlegg i et logP-h-diagram. De to kurvene representerer to ulike medier, som ofte er tilfelle i kaskade-anlegg.	23
2.17	Illustrasjon av to-trinns transkritisk syklus i logP-h-diagram.	24
2.18	Illustrasjon av metningstrykket til ulike kjølemedier som funksjon av temperatur.	25
2.19	Illustrasjon av metningstrykket til ulike kjølemedier som funksjon av temperatur. Diagrammet inkluderer ikke CO_2 , for bedre å kunne illustrere forskjellen mellom de andre mediene.	26
2.20	Navngiving av kjølemedier	27

2.21	LogP-h-diagrammer for seks vanlige kjølemedier. Man ser tydelig hvordan den transkritiske syklusen med CO ₂ skiller seg fra andre. Foruten den transkritiske kretsen (som har 5°C i fordampere og 100 bar i gasskjøleren) har alle kretsene 5°C i fordampere og 20°C i kondensatoren. Slik kan man se at entalpidifferansene og trykkforholdet i kretsen varierer med kjølemedium. Det kommer også frem at medienes kritiske trykk og metningskurver varierer, samt at temperaturkurvene hos blandingsmediene R407c og R410a er skrå i to-fase-området.	30
2.22	Illustrasjon av temperaturen over tid i et reservoar varmet opp av varmepumpe med og uten inverterstyring.	32
2.23	Prinsippskisse av varmepumpeanlegget som skal bygges ved energilaboratoriet ved NMBU. Figuren er lagd med utgangspunkt i samtaler med produsenten [2] og emneansvarlig for faget anlegget skal brukes i [3].	33
3.1	De ulike trykk- og temperaturdifferanser som må oppgis i CoolPack illustrert i et logP-h-diagram. Legg merke til den logaritmiske y-aksen, som fører til at like store trykkfall ikke vil se like store ut ved forskjellig høyde i diagrammet.	36
3.2	Isentropisk virkningsgrad som funksjon av trykkforhold for en kompressor. Figuren er lagd for å brukes i beregninger der isentropisk virkningsgrad må oppgis.	37
4.1	Visningen av input og output i CoolPack-verktøyet One-stage cycle with DX evaporator ved beregning av COP med R290 som kjølemedium.	42
4.2	LogP-h-diagram produsert i One-stage cycle with DX evaporator med R290 som kjølemedium.	42
4.3	Illustrasjon av varmepumpekretser med ulik kondenseringstemperatur. Kretsene bruker R290 som kjølemedium.	44
4.4	Plot av COP som funksjon av kondenseringstemperatur for en varmepumpecyklus med $T_F = -10^\circ\text{C}$. Figuren er et resultat fra beregninger i CoolPack og videre behandling av beregningsresultatene.	45
4.5	Illustrasjon av endring i fordampningstemperatur for varmepumpekrets med R290 som kjølemedium.	46
4.6	COP for varmepumpecyklusen (COP_{VP}) og for den omvendte Carnotsyklusen som funksjon av fordampningstemperatur. Kondenseringstemperatur er lik 25°C. Ved utregning av COP for den omvendte Carnotsyklusen er en temperaturdifferanse på 5K i varmevekslerne benyttet	47
4.7	Forbruket av elektrisk effekt til en eksempelvarmepumpe som skal levere 8kW ved ulike utetemperaturer. Temperaturdifferansen i fordampere er 5K og kondensatortemperaturen er lik 25°C.	48
4.8	COP som funksjon av fordampningstemperatur for ulike medier i en varmepumpekrets med kondenseringstemperatur på 25°C. Figuren er et resultat fra beregninger i CoolPack og videre behandling av beregningsresultatene.	49

4.9	Forbruket av elektrisk effekt for en varmepumpe i en tenkt bolig for ulike utetemperaturer, der effektbehovet varierer med utetemperaturen. Figuren er et resultat fra beregninger i CoolPack og videre behandling av beregningsresultatene.	50
4.10	COP for ulike medier i en varmepumpekrets ved ulik grad av overheting. Figuren er et resultat fra beregninger i CoolPack og videre behandling av beregningsresultatene.	51
4.11	Reservoartemperatur(sort kurve) som funksjon av tid ved kjøling av et teoretisk reservoar fra 25°C til 5°C. Reservoaret består av 1000kg vann og temperaturen holdes mellom 4 og 6°C. Den røde kurven viser når kompressoren er av(0) og på(1) for å demonstrere reguleringen av anlegget .	55
4.12	Omgivelsestemperatur T_a Load(grønn kurve), reservoartemperatur T_{load} (sort kurve) som funksjon av tid ved nedkjøling av et reservoar med en 7m ³ /h kompressor. Den røde kurven viser når kompressoren er av(0) og på(1).	56
4.13	Diagrammet i verktøyet Compressor - isentropic and volumetric efficiencies. .	58
4.14	Beregning av UA-verdi og LMTD i en kondensator med CoolPack-verktøyet <i>Condenser - UA-value</i>	60
4.15	Beregning av UA-verdi og LMTD i en fordamper med CoolPack-verktøyet <i>Evaporator - UA-value</i>	61
4.16	Innvirkning av underkjøling på COP for R290.	71
4.17	Innvirkning av underkjøling på COP for ulike kjølemedier.	72
4.18	Prinsippskisse av varmepumpeanlegget ved energilaboatoriet ved NMBU dersom det inkluderes et nytt trinn. Anlegget er da et kaskade-anlegg med kjølemedier R290 i lavtrykkskretsen og R717, R290, R134a, R407c eller R410a i høytrykkskretsen.	74
A.1	Input for figur 4.11	98
A.2	Input for figur 4.12	99
A.3	Input og resultater ved beregning av isentropisk og volumetrisk virkningsgrad for 50% dellast i en teoretisk laboratorieoppgave.	100
A.4	Input- og ouputvindu for beregningene bak sammenligning av ett- og to-trinns syklus med fylte fordampere.	101
A.5	Beregningene på ett- og to-trinns syklus med transkritisk drift.	102
A.6	Input for beregninger gjort ved omgjøring av anlegget ved energilaboratoriet til et to-trinns kaskade-anlegg.	106

Tabeller

2.1	Relevante egenskaper hos noen vanlige kjølemedier	29
3.1	Oppgavens og CoolPacks navngivning av ulike parametre.	40
4.1	Kompressoreffekt \dot{W}_{el} , innsugd volum \dot{V}_S og COP for fem ulike kjølemedier i en teoretisk varmepumpe med avgitt effekt $\dot{Q}_K = 8\text{kW}$ i kondensatoren. . . .	43
4.2	Effektbehov i en tenkt bolig ved ulike utetemperaturer. Figuren er et resultat fra beregninger i CoolPack og videre behandling av beregningsresultatene. .	50
4.3	Tilført effekt \dot{W} , nødvendig elektrisk effekt \dot{W}_{el} og COP for varmepumpekrets med og uten internvarmeveksler.	52
4.4	Trykkgasstemperatur for kretser med og uten internvarmeveksler(SGHX) for hvert av mediene.	53
4.5	Et teoretisk sett med antakelser og målte verdier for en kompressor. Verdiene skal brukes til å vurdere gjennomføringen av CoolPacks beregning av isentropisk og volumetrisk virkningsgrad for kompressoren i CoolPack-verktøyet Compressor - isentropic and volumetric efficiencies. Siste rad skal også brukes til å beregne elektromotorens virkningsgrad for 100% og 50% delast. .	57
4.6	Resultat ved beregning av virkningsgrader i CoolPack-verktøyet	58
4.7	Input i ett-trinns- og to-trinnsverktøyene i CoolPack ved beregninger på ett- og to-trinns anlegg ved samme driftsforhold.	62
4.8	Trykkgasstemperatur T_{TG} , kompressoreffekt \dot{W} , innsugd volum i kompressorene \dot{V}_S og kjøle-COP for ett- og to-trinns kretser ved samme driftsbetingelser. . .	63
4.9	Input i ett- og to-trinnsverktøyene i CoolPack ved beregninger på ett- og to-trinns transkritisk anlegg ved samme driftsforhold.	64
4.10	Trykkgasstemperatur T_{TG} , COP for kjøling og innsugd volum i kompressoren for et ett-trinns- og to-trinns transkritisk anlegg ved samme driftsforhold. . .	65
4.11	Nødvendig kompressoreffekt \dot{W} og avgitt effekt \dot{Q}_K i kondensatoren for ulike kondensatortemperaturer T_K beregnet i CoolPack. \dot{W}_{el} og COP funnet fra resultatene. Verdiene gjelder for et effektopptak \dot{Q}_F i kompressoren på 20,9kW. .	67
4.12	Temperaturøkning ΔT , LMTD og UA-verdi for massestrøm $\dot{m}_1 = 2000\text{kg/h}$ og $\dot{m}_2 = 1500\text{kg/h}$. Verdiene gjelder for et varmeopptak \dot{Q}_F i fordampere på 20,9kW.	68
4.13	Nødvendig kompressoreffekt \dot{W} og avgitt effekt \dot{Q}_K i kondensatoren beregnet i CoolPack. \dot{W}_{el} og COP beregnet i regneark. Verdiene gjelder for et varmeopptak \dot{Q}_F i fordampere på 17,4kW.	69

4.14	Temperaturøkning ΔT , LMTD og UA-verdi for massestrøm $\dot{m}_1 = 2000\text{kg/h}$ og $\dot{m}_2 = 1500\text{kg/h}$. Verdiene gjelder for et varmeopptak \dot{Q}_F i fordamperen på 17,4kW.	69
4.15	Relevante verdier for ett-trinns-anlegget som skal sammenlignes med det nye to-trinns-anlegget.	73
4.16	Total nødvendig kompressoreffekt $\dot{W}_{T,el}$, avgitt effekt \dot{Q}_K i kondensatoren og total COP for et kaskadeanlegg med ulike kjølemedier i høytrykkskretsen. . .	74
A.1	Rådata ved beregning av COP for ulike medier i samme krets. Rådataene er grunnlaget for tabell 4.1. η_{is} er funnet fra figur 3.2 og trykkforholdet π , som er funnet i CoolPack. \dot{W} er funnet i CoolPack og \dot{W}_{el} er funnet ved å dividere \dot{W} på volumetrisk virkningsgrad η_V . COP_{VP} er funnet ved å dividere $\dot{Q}_K = 8\text{kW}$ på \dot{W}_{el}	93
A.2	Rådata og input ved beregning av COP ved ulike kondenseringstemperaturer for ulike medier i en varmepumpesyklus. Rådataene er grunnlaget for figur 4.4. π er funnet i CoolPack og η_{is} er funnet med figur 3.2. \dot{W} er funnet i CoolPack og \dot{W}_{el} er funnet ved å dividere \dot{W} på volumetrisk virkningsgrad ($\eta_V = 0,85$). COP er forholdet mellom $\dot{Q}_K = 8\text{kW}$ og \dot{W}_{el}	94
A.3	Rådata og input for beregning av COP og elektrisk effektbehov ved varierende fordampningstemperatur for ulike medier i en varmepumpesyklus. Rådataene er grunnlaget for 4.6, 4.7 og 4.8. π er funnet i CoolPack og η_{is} er funnet med figur 3.2. \dot{W} er funnet i CoolPack og \dot{W}_{el} er funnet ved å dividere \dot{W} på volumetrisk virkningsgrad ($\eta_V = 0,85$). COP er forholdet mellom \dot{Q}_K og \dot{W}_{el}	95
A.4	Rådata for beregning av elektrisk effektforbruk \dot{W}_{el} ved varierende utetemperatur og effektbehov \dot{Q}_K . Dataene er grunnlag for figur 4.9. \dot{Q}_K presenteres i tabell 4.2, π er funnet med CoolPack og η_{is} er funnet ut ifra figur 3.2. \dot{W} er funnet i CoolPack og \dot{W}_{el} er \dot{W} dividert med η_V	96
A.5	Rådata og input for tabell 4.10, der COP er beregnet for standardkretsen med varierende grad av overheting for ulike kjølemedier.	97
A.6	Rådata og input tabell 4.3, beregning av COP med og uten internvarmeveksler.	98
A.7	Rådata for beregning av motorvirkningsgrad i et teoretisk laboratorieforsøk.	100
A.8	Rådata og input for tabell 4.11 og 4.12, der det er satt opp mulige scenarier for anlegget ved NMBU dersom det tas opp 20,9kW i fordamperen.	103
A.9	Rådata for input for tabell 4.14, der det er satt opp mulige scenarier for anlegget ved NMBU dersom det tas opp 17,4kW i fordamperen.	103
A.10	Rådata ved beregning av COP for varierende grad av underkjøling i en varmepumpekrets. Rådataene er grunnlaget for figur 4.16.	104
A.11	Rådata for beregning av COP for en varmepumpekrets med varierende grad av underkjøling for ulike medier. Dataene er grunnlaget for figur 4.17.	105
A.12	Rådata for beregninger av avgitt effekt i kondensatoren og COP for to-trinns kaskade-anlegg med 35°C i kondensatoren.	106

Kapittel 1

Introduksjon

Motivasjonen for denne masteroppgaven er inkludering av programpakken CoolPack i studiesammenheng. CoolPack er en samling av beregningsprogrammer utviklet ved DTU(Danmarks Tekniske Universitet) som er gratis og tilgjengelig for alle. Hele pakken lastes ned i én omgang og man får tilgang til så mange som 32 verktøy. Verktøyene er ment for bruk til dimensjonering, energianalyse og optimering av varme- og kjølesystemer og har som mål å være lette å bruke. I oppgaven er versjon 1.50 av programpakken tatt i bruk.

CoolPack-verktøyene er delt inn i tre hovedkategorier, hvorav én har fire undergrupper.

- Refrigeration Utilities
- EESCoolTools
 - Cycle Analysis, Design, Evaluation, Auxiliary
- Dynamic

Verktøyene i kategorien *Refrigeration Utilities* har fokus på kjølemedier og deres termodynamiske egenskaper. Her kan man produsere plot som logP-h, T-s og h-s-diagrammer og slå opp tabellverdier for de ulike mediene. Kategorien *EESCoolTools* er en samling av verktøy utviklet ved hjelp av Engineering Equation Solver(EES) som tar for seg komponenter og ulike typer fullstendige kretser. I undergruppen *Cycle Analysis* finner man analyseverktøy for ulike typer ett- og to-trinns kretser. I *Design* kan man designe et anlegg, mens man i *Evaluation* kan evaluere kostnadsbesparelse ved utskiftninger. I *Auxiliary* kan man analysere enkeltkomponenter, rør og reservoarer. I kategorien *Dynamic* kan man utføre en dynamisk simulering av en nedkjøling av et reservoar.

I oppgaven er CoolPack brukt til å gjennomføre en rekke beregninger og oppgaver som ses på som relevante for studenter og andre som ønsker å lære mer om kjøle- og varmepumpekretser. Vi ser i første omgang for oss at programpakken skal brukes av studenter ved NMBU i emner vi kjenner til og/eller har vært gjennom selv. Dette kan både være i laboratoriesammenheng og i sammenheng med forståelsesfremmende regneoppgaver. Det tas utgangspunkt i at alternativet til bruk av programpakken er å utføre beregninger og oppgaver uten dataverktøy. Hensikten med å gjennomføre beregningene gjort i oppgaven er å se hva slags beregninger CoolPack kan utføre og å avdekke eventuelle begrensninger og mangler ved programmet. Hovedresultatene i oppgaven er derfor ikke tabellene og figurene,

men heller det vi lærte om programmet ved gjennomføringen av oppgavene som produserte tabellene og figurene.

Da det ble valgt ut problemstillinger var fokuset å finne oppgaver som var lærerike. Det er ikke fokusert på bruk av programmet i profesjonell sammenheng, eller bruk til dimensjonering og design av nye anlegg. Derfor har vi ikke tatt i bruk verktøyet som ligger under *Design* og *Evaluation*, men kun verktøy i gruppene *Refrigeration Utilities*, *Cycle Analysis*, *Auxiliary* og *Dynamic*. Teoretiske problemstillinger og vurderinger vi ønsket å ta for oss var

- Effekt av valg av kjølemedium
- Effekt av endring av kondenseringstemperatur
- Effekt av endring av fordampningsstemperatur
- Effekt av overheting i fordamperen
- Effekt av inkludering av internvarmeveksler(sugegassvarmeveksler)
- Dynamisk simulering av nedkjøling av et reservoar
- Beregninger av kompressorvirkningsgrader i laboratoriesammenheng
- Beregning av LMTD og UA-verdi for en varmeveksler
- Sammenligning av ett- og to-trinns syklus
- Sammenligning av ett- og to-trinns transkritisk syklus

I tillegg til teoretiske scenarier ønsket vi å ta for oss en reell situasjon. Valget falt på et varmpumpeanlegg som skal bygges ved energilaboratoriet ved NMBU og brukes til undervisningsformål. Anlegget bruker brønnvann både som kilde og som sluk. Siden byggingen av anlegget ikke er startet og det fortsatt er usikkert hvilke komponenter som skal brukes, tok vi for oss en vurdering av hvilke muligheter som finnes for valg av temperaturer og effekter i kretsen. Vi brukte også CoolPack til å se på effekten av underkjøling i kondensatoren for en slik krets og muligheter for å inkludere et ekstra trinn for å øke kondensatortemperaturen. Forøvrig er CoolPack også benyttet til å produsere plot og diagrammer til illustrasjon i teoridelen. Det er også lagd en brukerveiledning for de CoolPack-verktøyene brukt i oppgaven, som vi håper vil komme til nytte for studenter og andre som ønsker å lære mer om varmpumpe- og kjølekretser.

I oppgavens andre kapittel gjennomgås relevant kjøle- og varmpumpeteknologi. Grunnleggende termodynamikk forutsettes kjent. Den teoretiske bakgrunnen brukes til motivasjon og bakgrunn for testene av CoolPack. Deretter presenteres antakelser og metode for testingen av CoolPack i kapittel 3. Selve testene av programmet gjennomgås i kapittel 4, før programpakkens utførelse av oppgavene og muligheter for bruk diskuteres og vurderes i kapittel 5. Ved vurdering av programmet tas det utgangspunkt i at den vedlagte brukerveiledningen er lest og forstått. I oppgavens siste kapittel presenteres konklusjonen av vurderingene, der hovedpoengene fra diskusjonen trekkes frem. I tillegg til brukerveiledningen er rådata for alle beregninger lagt ved oppgaven. Da brukerveiledningen skal kunne lagres og tas i bruk som et eget dokument, har den egen side- og figurnummerering.

Kapittel 2

Teoretisk bakgrunn

2.1 Varmepumpesyklusen

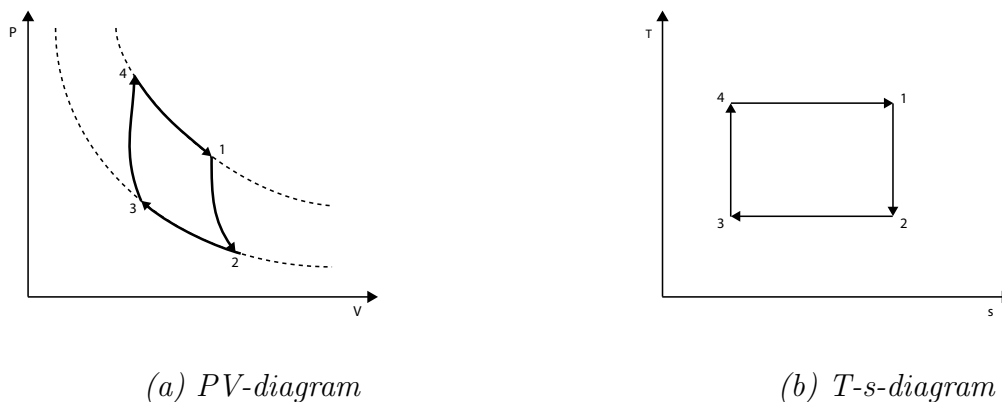
2.1.1 Fra Carnot til varmepumpe

Carnotsyklus

Termodynamikkens andre lov forteller oss at vi ikke kan ha en varmemaskin med 100% virkningsgrad. En varmemaskin er en maskin som omdanner varme til arbeid. Den teoretisk høyeste virkningsgraden til en varmemaskin under gitte forhold får man ved benyttelse av Carnotsyklusen. Den består av fire faste prosesser som er uavhengige av kjølemedium og forhold. De fire prosessene er[4]

- 1-2 Reversibel adiabatisk ekspansjon
- 2-3 Reversibel isoterm kompresjon
- 3-4 Reversibel adiabatisk kompresjon
- 4-1 Reversibel isoterm ekspansjon

Prosessene er illustrert i PV- og T-s-diagram i figur 2.1



Figur 2.1: Carnotsyklus i PV- og T-s-diagram

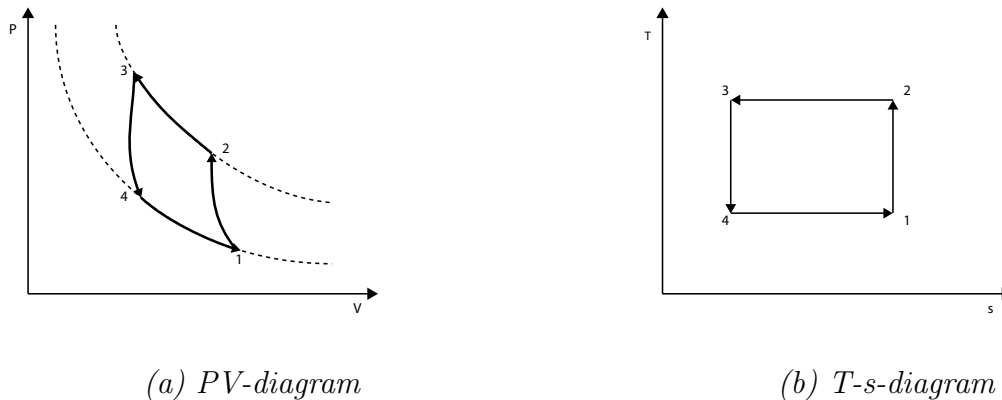
Dersom man benytter Carnotsyklusen til å omdanne varme til arbeid, vil prosess 1-2 være drift av en turbin, 2-3 vil være der det tapes varme til omgivelsene, 3-4 vil være der det tilføres pumpearbeid og 4-1 vil være der det tas opp varme i kjølemediet.

Omvendt Carnotsyklus

Dersom man snur Carnotsyklusen får man en syklus som overfører varme fra et kaldt reservoar til et varmere reservoar på en meget effektiv måte. Syklusen kan benyttes til kjøling eller oppvarming av et reservoar, og er utgangspunktet for varmepumpesyklusen. Denne omvendte syklusen består av disse fire prosessene:

- 1-2 Reversibel adiabatisk kompresjon
- 2-3 Reversibel isoterm kompresjon
- 3-4 Reversibel adiabatisk ekspansjon
- 4-1 Reversibel isoterm ekspansjon

Prosessene er illustrert i PV- og T-s-diagram i figur 2.2



Figur 2.2: Omvendt Carnotsyklus i PV- og T-s-diagram

To viktige momenter i overgangen fra den omvendte Carnotsyklusen til den ideelle varmepumpesyklusen er at prosess 1-2 nå vil foregå mens mediet er overhett gass og at prosess 3-4 nå vil være en fri ekspansjon av mediet. En fri ekspansjon foregår i en ventil og er ikke en isentropisk ekspansjon, slik som prosess 3-4 i den omvendte Carnotsyklusen. Det som derimot foregår er en såkalt Joule-Thomson-ekspansjon[5]. Det er den prosessen som foregår når et medium tvinges fra et gitt trykk gjennom en isolert ventil til et lavere trykk. Vi har altså en adiabatisk ekspansjon, der

$$q = 0$$

Termodynamikkens første lov gir oss dermed

$$\Delta u = q + w = w$$

Arbeidet er definert som positivt dersom det gjøres av mediet på omgivelsene, og som negativt dersom det gjøres av omgivelsene på mediet. Det spesifikke arbeidet avgitt av mediet i en Joule-Thomson-ekspansjon er

$$w = P_1v_1 - P_2v_2$$

og første lov blir derfor seende slik ut;

$$u_2 - u_1 = P_1v_1 - P_2v_2$$

$$u_2 + P_2v_2 = u_1 + P_1v_1$$

Spesifikk entalpi er definert som

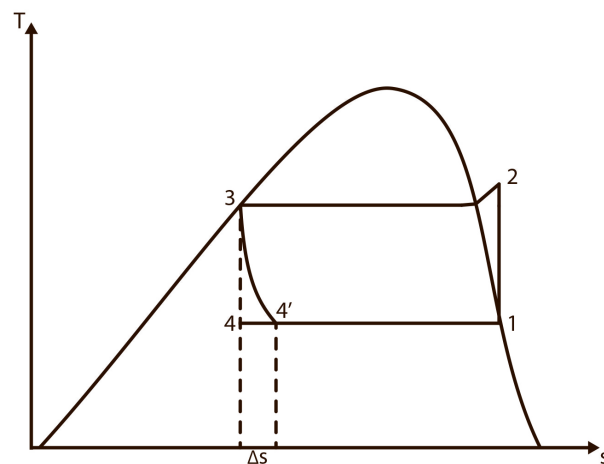
$$h = u + Pv$$

slik at vi får

$$h_2 = h_1$$

som sier oss at en Joule-Thomson-ekspansjon er isentalpisk.

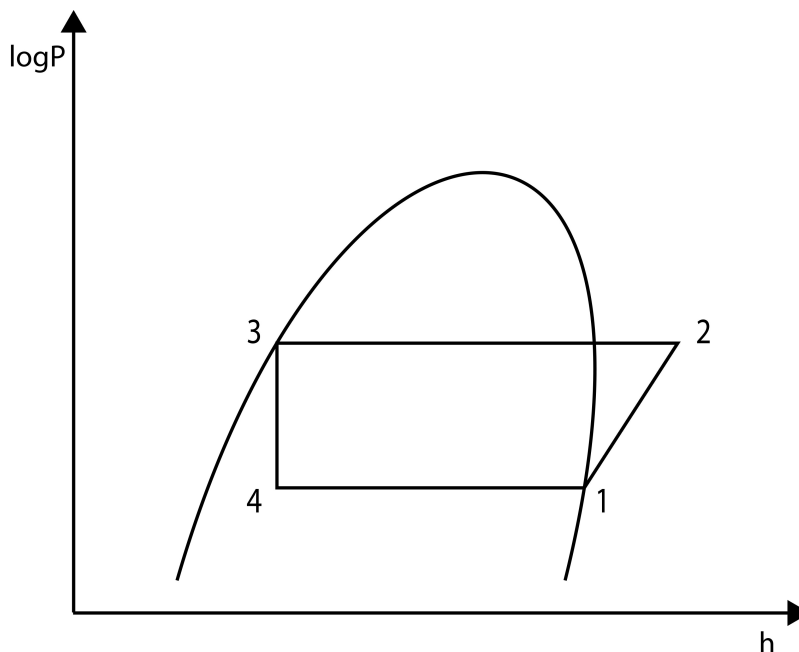
Siden prosessen ikke er reversibel øker entropien i mediet. Eksergitapet $T\Delta s$ i prosessen kalles strupningstap. Forskjellen mellom en isentropisk og en isentalpisk prosess varierer med kjølemediets termodynamiske egenskaper og temperaturdifferansen i prosessen. En illustrasjon av dette strupningstapet er illustrert i et T-s-diagram i figur 2.3, der den isentalpiske ekspansjonen er prosess 3-4, mens den isentropiske ekspansjonen er prosess 3-4'. Det er forøvrig forsket en del på muligheter for å inkludere en komponent som omformer eksergien til arbeid i kjølekretser med høyt temperaturløft[6][7].



Figur 2.3: Illustrasjon av strupningstap i en varmepumpesyklus i et T-s-diagram. Tapet representerer forskjellen mellom den isentropiske ekspansjonen(3-4) som foregår i den omvendte Carnotsyklusen og den isentalpiske Joule-Thomson-ekspansjonen(3-4') som foregår i varmepumpesyklusen

I figuren over kommer det også frem at prosess 1-2 er flyttet ut i gass-området, at prosess 2-3 er nedkjøling og kondensering og at prosess 3-4 er fordampning. Når man tar for seg varmepumpesyklusen er det vanlig å ta for seg logP-h-diagrammet til mediet i kretsen[8]. LogP-h-diagrammet illustrerer som navnet tilsier hvordan mediets logaritmiske trykk og

spesifikke entalpi endrer seg i løpet av prosessene i syklusen. Prosessene tegnes inn i diagrammet sammen med en metningskurve. Metningskurven omslutter området der mediet er en kombinasjon av væske og gass; to-fase-området. Langs venstresiden av metningskurven eksisterer mediet som mettet væske (gasskvalitet $x = 0$) og langs høyresiden som tørr gass ($x = 1$). I toppen av kurven finnes det kritiske punktet, som er der mediet slutter å eksistere som en blanding av to faser, og begynner å eksistere i superkritisk tilstand. Til venstre for kurven er mediet i væskeform og til høyre for kurven er mediet i gassform[9]. I figur 2.4 har vi skissert en ideell varmepumpesyklus i et $\log P$ - h -diagram.



Figur 2.4: Ideell varmepumpesyklus i $\log P$ - h -diagram.

I en ideell varmepumpesyklus fordampes kjølemediet fullstendig til mettet gass i prosess 4-1. En reversibel kompresjon av en gass vil følge en isentropisk linje i diagrammet. I gassområdet er slike linjer skrå. Derfor vil prosess 1-2 følge en skrå kurve, slik at prosess 2-3 starter med overhettet gass. Det vanlige er å la kjølemediet kondensere til mettet væske i kondensatoren, før det ekspanderes i ventilen (prosess 3-4). Prosess 3-4 er en isentalpisk ekspansjon i den ideelle varmepumpesyklusen.

Mål på kvalitet

Virkningsgrad For systemer som utfører energiomforming er det naturlig å ha fokus på virkningsgraden til systemet. Virkningsgrad og effektivitet er hyppig brukte begreper, og beskriver en form for forhold mellom utnyttet og tilgjengelig energi. Dette vil alltid gi et tall mellom 0 og 1, og er et tydelig begrep på hvor godt man får utnyttet energien som er tilgjengelig. For eksempel vil den termiske virkningsgraden η_T for en varmemaskin være forholdet mellom netto arbeid avgitt W_{net} og tilført varme Q .

$$\eta_T = \frac{W_{net}}{Q} = \frac{w_{net}}{q} \quad (2.1)$$

COP For varmepumper og kjølesystemer er det derimot vanlig å bruke COP, coefficient of performance. COP er også et begrep på hvor godt syklusen utnytter energien tilført, men tar kun for seg det tilførte arbeidet W . Man ser altså ikke på varmen Q_F som tas opp i fordampningen i en varmepumpe som tilført energi. Grunnen til dette er at Q_F tas fra omgivelsene, i motsetning til å tilføres ved f.eks. å oksidere et brensel. COP for en varmepumpe blir derfor forholdet mellom avgitt spesifikk varme i kondensatoren $q_K(h_2 - h_3$ i figur 2.4) og tilført spesifikt arbeid $w(h_2 - h_1)$.

$$COP_{VP} = \frac{q_K}{w} \quad (2.2)$$

Avgitt varme i kondensatoren er fordampningsvarmen til mediet. Entalpidifferansen mellom den overheteede gassen i punkt 2 og den mettede gassen vil derfor være et tap, dersom man ikke benytter en overhetingsvarmeveksler. Vi kommer tilbake til dette.

For kjøleskap og andre kjølesystemer er hensikten å kjøle kuldereservoaret. Derfor blir COP forholdet mellom spesifikt varmeopptak i fordampningen $q_F(h_1 - h_4)$ og det spesifikke arbeidet tilført w .

$$COP_{KS} = \frac{q_F}{w} \quad (2.3)$$

Den viktigste forskjellen mellom COP og virkningsgrad er at COP ikke er mellom 0 og 1, men derimot et tall større enn 1. Man får altså flere ganger så mye energi ut som det man tilfører i form av arbeid. Det er dette som gjør at oppvarming med varmepumpe er så lønnsomt sammenlignet med elektrisk oppvarming. På norsk blir COP tidvis referert til som effektfaktor, men i denne oppgaven bruker vi det engelske uttrykket COP.

Som tidligere nevnt vil en carnotsyklus (og dermed også den omvendte carnotsyklusen) være den beste mulige energiutnyttelsen for et gitt tilfelle. COP for den omvendte carnotsyklusen, COP_{OC} beregnes med formel 2.4, og kan ses på som et mål på energioverføringspotensialet som ligger i temperaturdifferansen mellom de to reservoarene. Her er T_V absolutt temperatur i det varme reservoaret og T_K absolutt temperatur i det kalde reservoaret.

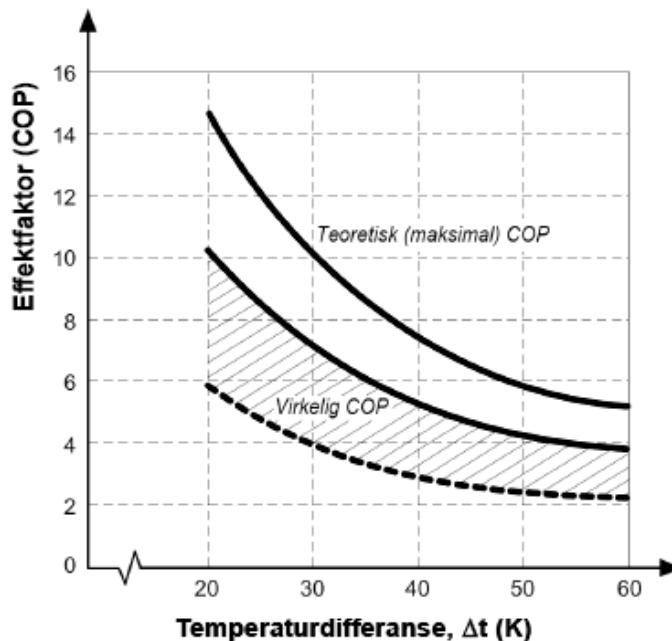
$$\eta_{COP_{OC}} = \frac{T_V}{T_V - T_K} \quad (2.4)$$

Det kan være relevant å se på hvor nærme en varmepumpe er å utnytte dette potensialet. Dette kan betegnes med carnotvirkningsgraden η_C .

$$\eta_{C,VP} = \frac{COP_{VP}}{COP_{OC}} \quad (2.5)$$

COP_{VP} er da varmepumpens faktiske COP, mens COP_{OC} er den omvendte carnotsyklusens COP ved samme forhold. På samme måte vil carnotvirkningsgraden for kjølesystem være forholdet mellom kjølesystemets COP og COP for carnotsyklusen ved samme forhold.

$$\eta_{C,KS} = \frac{COP_{KS}}{COP_{OC}} \quad (2.6)$$



Figur 2.5: Illustrasjon av COP for omvendt Carnotsyklus og varmepumpesyklus som funksjon av temperaturdifferanse mellom reservoarene[1].

Carnotvirkningsgraden til en varmepumpe ligger oftest mellom 0,3 og 0,7[1]. Som figur 2.5 viser, er den teoretiske og den reelle COP mye høyere for lave temperaturdifferanser. Med tanke på COP er det derfor svært lønnsomt å velge en varmekilde med høyest mulig temperatur og også senke temperaturen på varmereservoaret hvis mulig. For luft-vann eller vann-vann varmepumper kan sistnevnte gjennomføres ved å velge et gulvvarmesystem fremfor radiatorer.

Årsvarmefaktor og effektdekking Et annet relevant mål på kvaliteten til en varmepumpe er årsvarmefaktor. Den skiller seg fra COP ved å være summert opp over tid, mens COP er en momentanverdi. COP for en varmepumpe varierer kraftig med temperaturen i kuldereservoaret. F.eks. vil en luft-luft eller luft-vann varmepumpe i en bolig ha høyere COP om sommeren enn om vinteren. Ved å summere opp over hele året, får man tatt med variasjonene over døgnet og sesongen, og dermed få et bedre mål på energisparing og -forbruk. Årsvarmefaktor forkortes med SPF (seasonal performance factor).

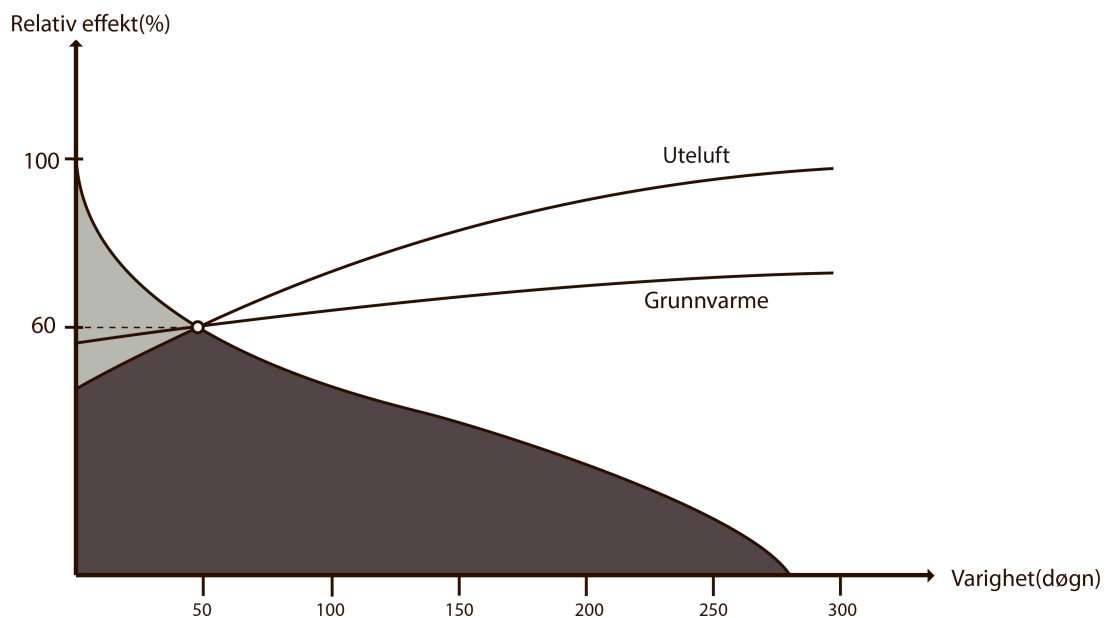
$$SPF = \frac{Q_{VP}}{E_{VP}} = \sum_{i=1}^{31536000} \frac{\dot{Q}_{k,i}}{W_{el,i}} \quad (2.7)$$

Q_{VP} er årlig varmeleveranse fra varmepumpa og E_{VP} er årlig elektrisk energiforbruk. Årsvarmefaktoren er COP summert over alle sekundene i et år og kalles derfor års-COP.

Energibehovet i en bygning karakteriseres ved et høyt effektbehov en relativt kort del av året. Ofte brukes da en varmepumpe som grunnlast. Det vil si at man ikke dimensjonerer varmepumpa for 100% effektdekking, men har en annen energikilde for å dekke varmebehovet de kaldeste dagene. Dette kan være andre varmekilder eller spisslast integrert i varmepumpeanlegget. Det vanlige er å dimensjonere for at varmepumpen skal

dekke 40-70% av det maksimale momentane effektbehovet. Da vil ca. 80-95% av det årlige energibehovet være dekket[8].

Figur 2.6 viser relativt effektbehov som funksjon av varighet for en varmepumpe. Tallene på x-aksen viser hvor mange dager som har et effektbehov som er høyere enn den tilhørende verdien på y-aksen. Varmepumpen er dimensjonert for å dekke 60% av det maksimale effektbehovet. Det lyseste området under grafen representerer andelen energi som dekkes av spisslast, og det mørkeste området dekkes av varmepumpa. Varmepumpens ytelseskaraktistikk for henholdsvis grunnvarme og for uteluft som kilde er også tegnet inn. De viser at varmepumpens varmeproduksjon synker på de kaldeste dagene. Dette er fordi temperaturen i kuldereservoaret synker, og vil spesielt være relevant for varmepumper som bruker uteluft som kilde. Dersom det brukes grunnvarme, vil temperaturen synke mindre enn ved bruk av uteluft.



Figur 2.6: Illustrasjon av effektdekking for varmepumpe dimensjonert for 60% av maksimalt effektbehov.

For noen varmepumpeanlegg er varmebehovet tilnærmet konstant hele året, f.eks i industrielle sammenhenger. For disse anleggene er ikke årsvarmefaktoren så relevant, da COP er lik hele året. Disse varmepumpene dimensjoneres som regel for å dekke hele effektbehovet, i stedet for å brukes som grunnlast.

Å ”dimensjonere for en prosentandel av maksimalt effektbehov” består i å dimensjonere for en prosentandel av det største effektbehovet som finnes i løpet av året. Effektbehovet i et reservoar eller i en bygning er i stor grad avhengig av temperaturdifferansen mellom reservoaret og omgivelsene. For dimensjonering av varmepumper benyttes det ofte en dimensjonerende utetemperatur(DUT). DUT tilsvarer gjennomsnittet av de tre kaldeste dagene i året[10]. Effektbehovet på disse dagene er derfor maksimalt effektbehov. Ved vanlige omstendigheter(ikke ved oppvarming eller nedkjøling, f.eks) kan effektbehovet antas å være proporsjonalt med temperaturdifferansen mellom bygningen og omgivelsene. Grunnen til dette er at effektbehovet ved vanlige omstendigheter kun er den effekten som tapes til

omgivelsene. Hvis man velger å dimensjonere for 60% av effektbehovet, dimensjonerer man for effektbehovet man har når temperaturdifferansen mellom inne og ute er 60% av det den er ved DUT. Dersom man skal ha 20°C inne i bygget, mens DUT er -22°C, dimensjoneres det for en temperaturdifferanse på

$$60\% \times (20^{\circ}C - (-22^{\circ}C)) = 25,2^{\circ}C$$

Hvis man skal installere en varmepumpe i en bygning som skal holde 20°C mens DUT er -22°C velger man derfor en varmepumpe som arbeider best under følgende forhold; Innetemperatur på 20°C og utetemperatur på

$$20^{\circ}C - 25,2^{\circ}C = -5,2^{\circ}C$$

Deretter velger man å dimensjonere for det effektbehovet bygningen har ved denne temperaturen. For å finne dette behovet må man vite bygningens UA-verdi eller termisk motstand i vegger, tak og gulv. Store overflater og dårlig isolasjon vil gi mer varmetap, og dermed et høyere effektbehov. Nyere bygninger har naturligvis et mye lavere effektbehov enn eldre bygninger av samme størrelse. Etter hvert som utetemperaturen synker vil effektbehovet i boligen øke.

2.1.2 Hovedkomponenter

Fordamper og kondensator

Fordamperen og kondensatoren er varmevekslere, og står for varmeoverføringen i syklusen. Det finnes to hovedgrupper av fordampere; tørrfordampere og fylte fordampere[11]. Tørrfordamperen bruker temperaturforskjellen mellom kuldereservoaret og kjølemediet til å fordampe kjølemediet til gass, mens ved utgangen av den fylte fordamperen er kjølemediet i to-fase. En fylt fordamper utnytter arealet bedre fordi arealet i varmeveksleren kun utnyttes til fordampning av mediet til en viss gasskvalitet og ikke til overheting. Den må dog benyttes i sammenheng med en receiver for å skille gassen fra væsken før kompressoren.

Kondensatoren bruker temperaturforskjellen mellom varmereservoaret og kjølemediet til å kondensere kjølemediet til mettet væske. Man tvinger frem prosessene i varmevekslerne ved å velge det rette trykket i varmevekslerne. Trykket i fordamperen er bestemt slik at kokepunktstemperaturen til kjølemediet er lavere enn temperaturen i kuldereservoaret. Trykket i kondensatoren er bestemt slik at kokepunktstemperaturen til mediet er høyere enn temperaturen i varmereservoaret.

Et vanlig avvik fra den ideelle varmepumpesyklusen er å la mediet overhetes i fordamperen. Dette gjelder for tørre fordampere. Slik forsikrer man seg mot å få væske inn i kompressoren. Siden trykkgasstemperaturen også øker, vil entalpidifferansen gjennom kondensatoren være større ved overheting i fordamperen. Grunnet økningen i mediets spesifikke volum ved overheting, vil kompressoreffekten måtte øke for å opprettholde samme avgitte effekt i kondensatoren. Om den totale effekten på COP for kretsen blir positiv eller negativ avhenger av kjølemedium[12]. Økningen i mediets spesifikke volum vil gjøre det nødvendig med et stort fordamperareal. Man kan også underkjøle mediet i kondensatoren. Se delkapittel 2.2.2.

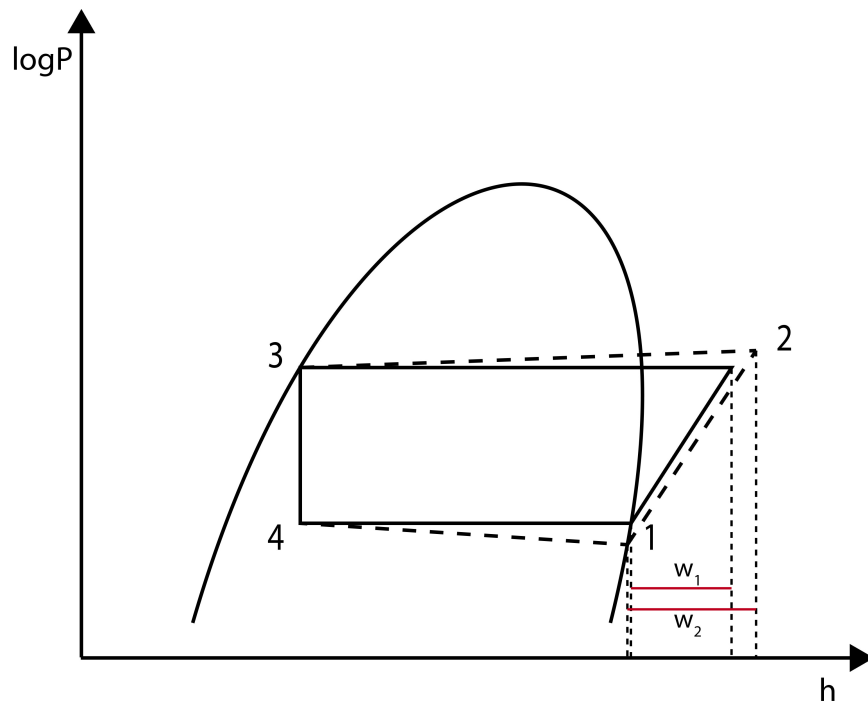
Hvor stor og effektiv energioverføringen i varmevekslerne er, bestemmes i hovedsak av temperaturforskjellen mellom mediet og reservoaret. Siden temperaturen i reservoaret vil øke/minke eksponentielt kan vi tilnærme oss temperaturforskjellen med LMTD(Logarithmic Mean Temperature Difference). LMTD beregnes med formel 2.8[13]. Her er ΔT_{inn} definert som temperaturdifferansen mellom kjølemediet og reservoaret i den enden av varmeveksleren der vannet/lufta i reservoaret strømmer inn. ΔT_{ut} er temperaturdifferansen der vannet/lufta i reservoaret strømmer ut.

$$LMTD = \frac{\Delta T_{inn} - \Delta T_{ut}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{inn}}{\Delta T_{ut}}\right)} \quad (2.8)$$

Sammen med LMTD bestemmes varmeoverføringen av varmevekslerens kvalitet og utforming. Som mål på varmevekslerens evne til å overføre energi bruker man egenskapen UA-verdi, som kan beskrives som inversen av den termiske motstanden. Den er satt sammen av varmevekslerens U-verdi og arealet for varmeoverføring. UA-verdien har benevnningen W/K og forteller altså hvor høy effekt varmeveksleren kan overføre til eller fra mediet per K temperaturdifferanse. Dersom varmepumpa skal levere høy effekt, trenger man derfor varmevekslere med høy UA-verdi. Effekten \dot{Q} som overføres er produktet av den logaritmiske temperaturdifferansen $LMTD$ og varmevekslerens UA-verdi:

$$\dot{Q} = UA \times LMTD \quad (2.9)$$

Som nevnt tas det utgangspunkt i en eksponentiell endring i temperaturdifferanse når man beregner LMTD. Dette stemmer godt dersom temperaturen i mediet forholder seg tilnærmet konstant gjennom varmeveksleren. Det er å vanlig å anta at trykket holder seg konstant når man gjør beregninger, men på grunn av friksjon har vi imidlertid alltid et trykkfall i varmevekslerne. Et lite trykkfall er nødvendig for å drive kjølemediet gjennom varmeveksleren, men et større trykkfall fører til at vi må tilføre en større kompressoreffekt. Økningen i det spesifikke kompressorarbeidet ved økt trykkfall i varmevekslerne illustreres i figur 2.7. Endring i trykk fører også til endring i temperatur. Trykkfallet kan derfor også oppgis som en temperaturdifferanse.



Figur 2.7: Spesifikt kompressorarbeid med(w_2) og uten(w_1) trykkfall i fordampner og kondensator

Kompressor

Kompressorens oppgave er å øke trykket til kjølemediet. Den kan ha mange ulike sammensetninger, men hovedprinsippet består i at kjølemediet slippes inn, komprimeres og slippes ut ved nytt, høyere trykk. Prosessen drives av en elektromotor. De tre vanligste kompressortypene for små varme- og kuldesystemer er stempelkompressor, scrollkompressor og skruekompressor.

Den eldste kompressortypen i bruk er stempelkompressoren[8]. Stempelkompressoren består av en sylinder og et bevegelig stempel festet til en veivaksel. Når stempelet beveger seg ut blir gassen sugd inn gjennom en sugeventil, for deretter å bli komprimert når stempelet beveger seg inn. Gassen slippes ut gjennom en trykkventil når den er ved kondensatortrykket. Avhengig av ønsket kompressoreffekt, kan stempelkompressoren bestå av én eller flere sylindre.

Skruekompressorer består av én eller to skrueformede sylindere i et kammer. Skruene er formet slik at de lukkede rommene som dannes av skruene og kammeret er mindre i den ene enden av kompressoren, slik at mediet komprimeres i krympende rom ved at skruene roterer. Skruekompressorer er svært driftssikre og kan brukes for relativt høye effekter.

Hovedkomponentene i en scrollkompressor er to identiske spiraler, festet til hver sin dekselplate. Spiralplatene ("scrollene") legges inne i hverandre slik at det dannes måneformede rom. Rommene er mindre jo nærmere midten av kompressoren man kommer. Kjølemediet føres inn i åpningene ytterst, og komprimeres ved at man kretser én av scrollene og forflytter mediet inn mot midten. I midten slippes det trykksatte mediet ut. Scrollkompressorer er stillegående og har få bevegelige deler. De brukes mye for lavere effekter.

Kompressorer grupperes også etter hvordan kompressoren er sammenbygget med elektromotoren. Vi skiller mellom åpne, hermetiske og semi-hermetiske kompressorer. En åpen kompressor har kompressoren og elektromotoren adskilt, mens for en hermetisk kompressor er elektromotoren bygget sammen med kompressoren til én lukket enhet som ikke kan åpnes. Den semi-hermetiske kompressoren består også av én enhet, men denne kan åpnes for vedlikehold og reparasjon[8].

Kompressorens størrelse kan beskrives på flere måter. En mulighet er ved den elektriske effekten elektromotoren trekker fra nettet. En annen er å oppgi kompressorens slagvolum ($V_S[m^3]$) og frekvens (rpm) eller innsugd volum (\dot{V}_S eller $\dot{V}[m^3/h]$). Uttrykket kompressorvolum brukes i tillegg om både elektrisk effekt og om andel kompressoreffekt av maksimalt, altså dellast. I denne oppgaven brukes uttrykket innsugd volum og betegnelsen \dot{V}_S .

Den mekaniske kompresjonen utført av kompressoren avviker fra den reversible, adiabatisk kompresjonen i den omvendte Carnotsyklusen. Avviket og begrunnelsen for dette kan beskrives med fire ulike virkningsgrader.

Isentropisk virkningsgrad Friksjonen og tapene som finner sted i den mekaniske kompresjonen gjør prosessen irreversibel. Prosesstapene øker med trykkforholdet og temperaturdifferansen i kompressoren. Forholdet mellom det spesifikke arbeidet i en isentropisk kompresjon w_{is} og det spesifikke arbeidet w som tilføres mediet betegnes med den isentropiske virkningsgraden η_{is} .

$$\eta_{is} = \frac{w_{is}}{w} = \frac{\dot{W}_{is}}{\dot{W}} \quad (2.10)$$

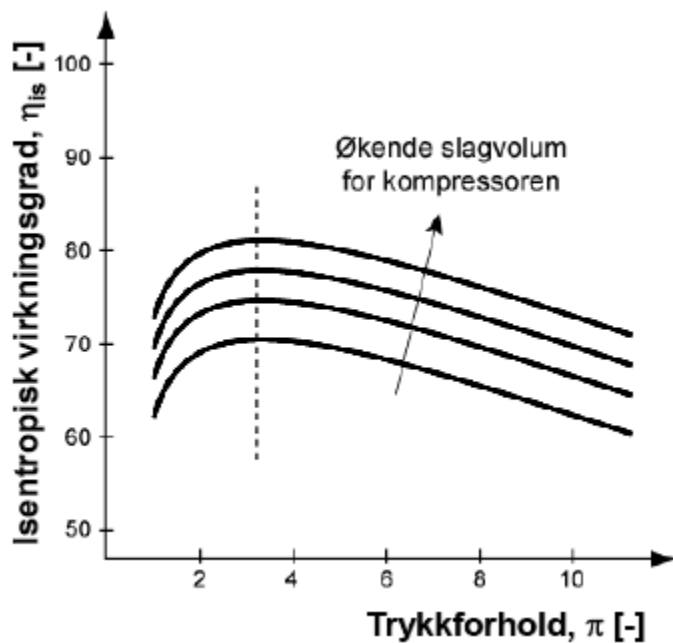
Isentropisk virkningsgrad skiller seg fra de andre virkningsgradene i kompressoren, ved at effekten man får utnyttet faktisk er effekten man tilfører. Mediet vil da få en høyere temperatur og bli overhett i større grad enn ved isentropisk kompresjon. Arbeidet tilført og avgitt varme i kondensatoren øker begge med Δh og opptatt varme i fordampner forblir den samme. Jo lavere isentropisk virkningsgrad, jo større Δh må tilføres.

$$COP = \frac{(h_2 - h_3) + \Delta h}{(h_2 - h_1) + \Delta h}$$

Forholdet mellom avgitt varme og tilført arbeid vil derfor minke med synkende isentropisk virkningsgrad og gi en lavere COP.

$$\lim_{\Delta h \rightarrow \infty} COP = 1$$

Den isentropiske virkningsgraden hos en kompressor er typisk høyere dersom sugegassen har høyere spesifikt volum, f.eks. ved overheting av mediet i fordampere. Den er derimot lavere for et større trykkforhold og økt temperaturredifferanse over kompressoren. Hvordan isentropisk virkningsgrad varierer med trykkforholdet for stempelkompressorer, vises i figur 2.8. Vi ser at den isentropiske virkningsgraden er høyere for større kompressorytelser.



Figur 2.8: Isentropisk virkningsgrad som funksjon av trykkforhold for stempelkompressorer av forskjellig størrelse[1].

Varmetap Det er også vanlig å inkludere et prosentvis varmetap f_Q i kompressoren, da en mekanisk kompresjon sjelden kan anses som fullstendig adiabatisk. Dersom det ses bort ifra trykktap i rør og andre tap i kretsen har man følgende energibevaring i varmepumpekretsen.

$$\dot{Q}_F + (\dot{W}_{uv} - \dot{W}_{uv} \times f_Q) = \dot{Q}_K \quad (2.11)$$

Sammenhengen mellom effekten som tilføres mediet \dot{W} og effekten \dot{W}_{uv} tilført dersom vi har en kompressor uten varmetap blir da

$$\dot{W}_{uv} = \frac{\dot{W}}{(1 - f_Q)}$$

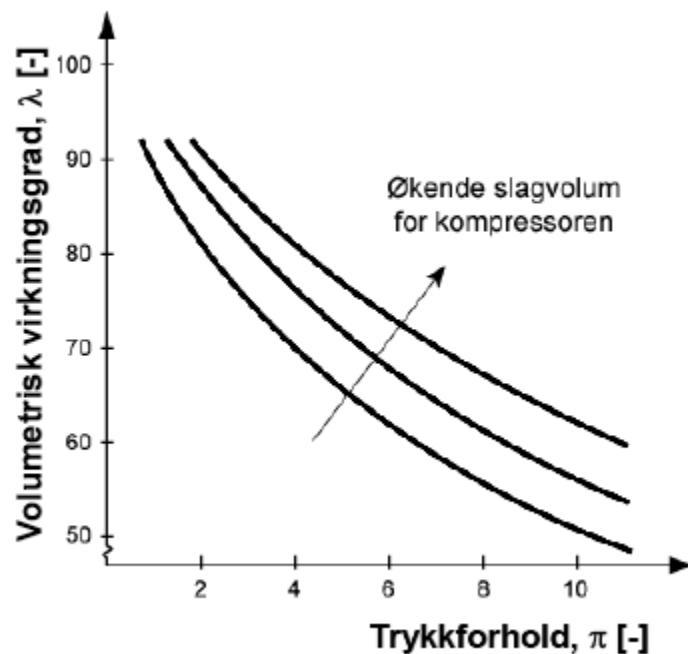
Volumetrisk virkningsgrad Teoretisk sett skal det innsugde volumet i kompressoren være produktet av slagvolumet og frekvensen. Forholdet mellom det virkelige innsugde volumet \dot{V}_r og det teoretiske innsugde volumet \dot{V}_t , betegnes med den volumetriske virkningsgraden η_V .

$$\eta_V = \frac{\dot{V}_r}{\dot{V}_t} \quad (2.12)$$

Man bruker altså den effekten som kreves for å komprimere det teoretiske volumet, men komprimerer kun det sanne volumet. Effekten \dot{W} vi får utnyttet er derfor lik den mekaniske effekten i kompressoren \dot{W}_{mek} ganget med den volumetriske virkningsgraden η_V . Den volumetriske virkningsgraden er altså forholdet mellom disse effektene:

$$\eta_V = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_{mek}} \quad (2.13)$$

Det finnes en rekke effekter som fører til en forskjell mellom \dot{V}_t og \dot{V}_r . I stempelkompressorer er f.eks. det vi kaller skadelig volum et vanlig problem; Når det føres komprimert medium ut av kompressoren vil det bli igjen en liten andel, og dette mediet vil derfor oppta plass i kompressorrommet. Man er ikke i stand til å tømme kompressorrommet fullstendig. I tillegg kan varmeoverføring fra omgivelsene føre til at mediets tetthet reduseres, slik at massestrømmen minker. Gasslekkasjer mellom sylinderveggene og stempelet kan også føre til problemer. Hvordan volumetrisk virkningsgrad varierer med trykkforholdet i en stempelkompressor vises i figur 2.9.



Figur 2.9: Eksempler på volumetrisk virkningsgrad som funksjon av trykkforhold i en stempelkompressor[1].

I twinskruekompressorer har man typisk mindre volumetriske tap enn i stempelkompressoren, men også her finnes det utfordringer. Eksempler er gasslekkasjer mellom rom og gjennom ventilene. De volumetriske tapene i en twinskruekompressor øker ikke like mye med trykkforholdet som de gjør i en stempelkompressor.

En scrollkompressor er uten ventiler og har ikke noe skadelig volum. De volumetriske tapene har vi kun på grunn av lekkasje fra de ytterste rommene tilbake til lavtrykkssiden. Scrollkompressoren har derfor høy volumetrisk virkningsgrad som varierer lite med trykkforhold.

Motorens virkningsgrad Elektromotoren som driver kompressoren har også en egen virkningsgrad. Dette skyldes resistiviteten i koppervindingene, hysteres- og virvelstrømtapet i jernet, luftgapstap mellom stator og rotor og rent friksjonstap. For hermetiske og semi-hermetiske kompressorer er tapene fra motoren oftest inkludert i den isentropiske virkningsgraden, mens for åpne kompressorer betrakter vi motortapene for seg selv. Virkningsgraden til motoren η_M er forholdet mellom den mekaniske effekten \dot{W}_{mek} faktisk overført til kompressoren og den elektriske effekten \dot{W}_{el} trukket fra nettet.

$$\eta_M = \frac{\dot{W}_{mek}}{\dot{W}_{el}} \quad (2.14)$$

Virkningsgraden i en elektromotor varierer med lasten. Den er høyest for merkelast, og synker raskt for dellast under halvparten av merkelast. Hvor høy virkningsgraden er ved full last og dellast er avhengig av motorens størrelse, og er lavest for små motorer. Dette skyldes at de ulike tapene utgjør en større andel for små motorer.

Ekspansjonsventil

Ekspansjonsventilen har to oppgaver i kretsen.

1. Opprettholde en differanse i trykk mellom kondensatoren og fordamperen.
Som nevnt kreves det høyt nok trykk i kondensatoren og lavt nok trykk i fordamperen til å gi effektiv energioverføring begge steder.
2. Regulere mengden kjølemedium som føres inn i fordamperen.
Dersom massestrømmen inn i fordamperen er for stor i forhold til kuldereservoartemperaturen, vil ikke mediet bli fullstendig fordampet før kompresjon. Dette vil skape problemer for kompressoren.
Dersom massestrømmen inn i fordamperen er for liten med tanke på kuldereservoartemperaturen, vil kjølemediet overhetes. Dette vil gjøre at kompressoren må jobbe med overhettete gass, som har lavere massetetthet enn mettet gass.

Noen typer ekspansjonsventiler er kun i stand til å utføre den første oppgaven. Eksempler på dette er kapillærrør og faste innsnevninger. De er mindre kompliserte og har vanligvis et lavere prisnivå, men gir en fast massestrøm. Dette krever at temperaturen i kuldereservoaret holder seg meget stabil, og gir et innsnevret arbeidsområde for varmepumpa. En mer komplisert ventil, som også er i stand til å regulere massestrømmen vil typisk gi en bedre utnyttelse av energipotensialet. Dersom ventilen ikke utfører massereguleringen godt, vil det påvirke effektiviteten til hele kretsen.

Regulering av massestrømmen i fordamperen gjøres ved å bruke en ventil med regulerbar åpning. Hvor stor åpningen skal være bestemmes da ved å måle overheting og væskeinnhold etter fordamperen, slik at man alltid får den overhetingen man ønsker. Dersom mediet overhetes for mye, åpnes ventilen slik at massestrømmen økes. Dersom mediet ikke fordampes fullstendig eller ikke overhetes nok, presses ventilen sammen og slipper gjennom en mindre massestrøm. Registrering av overheting kan gjøres manuelt, termostatisk eller elektrisk.

En termostatisk ventil er koblet til en liten beholder plassert inntil det røret som leder kjølemediet ut av fordamperen. Man velger en ønsket overheting, slik at gassen i bulben holder denne temperaturen, og utvider seg dersom mediet overhetes mer enn ønskelig. Utvidet gass fører til åpning av ventilen, og omvendt.

En elektronisk ventil styres med reguleringsteknikk. Slike ventiler har flere komponenter enn termostatiske ventiler og brukes i systemer som krever en rask, nøyaktig regulering.

2.2 Andre komponenter og alternative utforminger

2.2.1 Andre komponenter

Mellom fordamperen og kompressoren har man også det man kaller en suction line, eller sugeline. Navnet kommer av at det er her mediet suges inn i kompressoren. Dette er i prinsippet bare et rør, men siden varmeoverføringen og tapene i dette røret har mye å si for syklusen og dens COP, kan den ses på som en egen komponent. Dersom det overføres varme fra omgivelsene til sugegassen, vil mediet overhetes. Da vil mediets spesifikke volum øke, noe som gir en lavere massestrøm i kretsen. Lavere massestrøm fører til økt spesifikt kompressorarbeid og redusert avgitt varme i kondensatoren. For å redusere overhetingen i sugelinen er den godt isolert. Isolasjonen hindrer også kondensering på utsiden av rørene. Det er også vanlig med et lite trykktap i sugelinen, da det er nødvendig med en viss helning for at mediet skal kunne transporteres gjennom røret[14]. Dette fører til videre økning av mediets spesifikke volum. Det skiller mellom overheting som foregår i fordamperen og i sugelinen. Årsaken til dette er at for et kjølesystem bidrar overhetingen i fordamperen til en større effekt overført fra det kalde reservoaret, mens overhetingen i sugelinen er unyttig[15]. For en varmepumpe vil unyttig overheting ha samme effekt som vanlig overheting.

I tillegg til hovedkomponentene finnes det en rekke mindre komponenter i et varmepumpeanlegg. Eksempler på dette er akkumulator(væskeutskiller), oljeutskilling og -retur, receiver og filtretørker.

Filtretørkeren(også kalt tørkefilter eller smussfilter) filtrerer ut forurensende stoffer fra kjølemediet. Stoffene kan være korrosjon fra rørene eller andre komponenter, vann, lim, isolasjon, eller andre rester etter installasjonen. Filteret plasseres mellom fordamperen og kompressoren, foran en eventuell akkumulator.

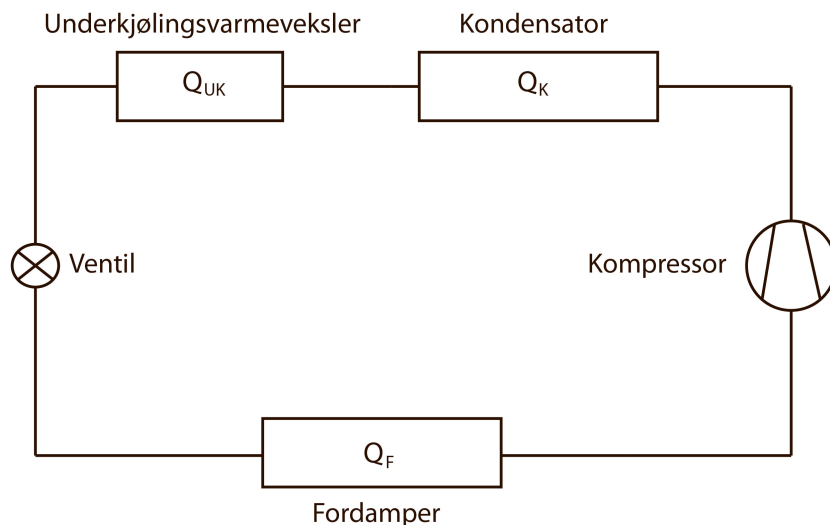
Akkumulatorens jobb i kretsen er å passe på at det kun føres tørr gass inn i kompressoren. Den er i prinsippet en liten tank konstruert slik at kun gass kan føres videre, mens væske vil samles opp og fordampes. Akkumulatoren kan også kombineres med et system for oljeretur, da det er naturlig at olje samles opp her.

Oljeutskilling og -retur er nødvendig fordi oljen som smører kompressoren dras med ut i kretsen av kjølemediet og kan feste seg på de varmeoverførende flatene i kondensatoren og fordamperen og hindre varmeoverføringen. En annen ulempe med olje i kjølemediet er at den har en tendens til å stivne i ventilen på grunn av den lave temperaturen. Dette tetter igjen ventilen og ødelegger væskestrømreguleringen. Oljen må derfor trekkes ut av systemet igjen, og eventuelt returneres til kompressoren for å brukes på nytt.

Receiveren er plassert mellom kondensator og ekspansjonsventil og samler opp flytende medium, slik at dette ikke havner i kompressoren.

2.2.2 Underkjølingsvarmeveksler

En underkjølingsvarmeveksler plasseres mellom kondensatoren og ekspansjonsventilen som illustrert i figur 2.10. Hensikten er å få varmeoverføring til et reservoar som har mye lavere temperatur enn kondenseringstemperaturen til kjølemediet, uten å måtte tilføre et større kompressorarbeid. Oppvarming på et slikt temperaturnivå kan for eksempel være relevant ved forvarming av returvann før det ettervarmes i kondensatoren. Siden temperaturen i mediet synker godt under metningspunktet, vil man få en mindre temperaturdifferanse over ekspansjonsventilen.



Figur 2.10: Illustrasjon av varmepumpekrets med underkjølingsvarmeveksler.

Den totale utnyttede energien blir summen av varmen Q_{UK} fra underkjølingsvarmeveksleren og varmen Q_K fra kondensatoren. COP øker tilsvarende. Se likning 2.15. Siden det avgis mer spesifikk varme, gjør en underkjølingsvarmeveksler at massestrømmen i kretsen kan være mindre for samme avgitte effekt.

$$COP_{VP} = \frac{Q_K + Q_{UK}}{W} \quad (2.15)$$

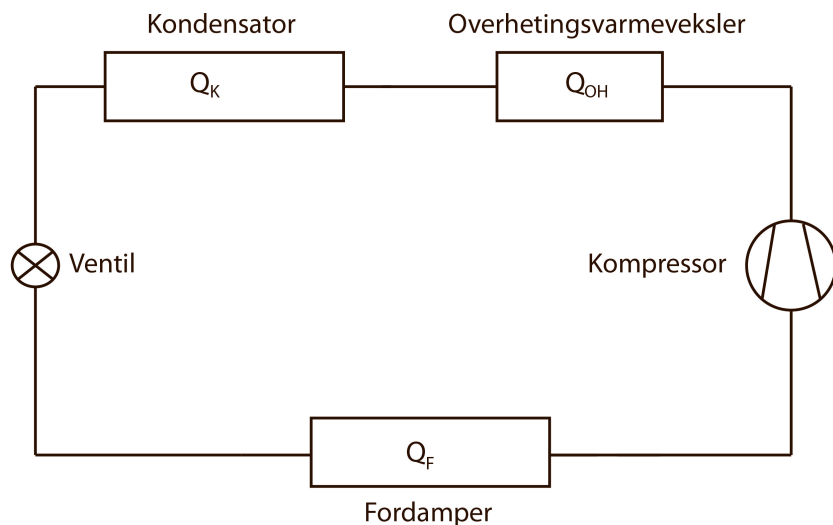
Hvor mye COP øker ved underkjøling er avhengig av kjølemediet. R717 skiller seg typisk ut ved å ha minst økning[12].

2.2.3 Overhetingsvarmeveksler

Mellom kompressoren og kondensatoren kan det installeres en overhetingsvarmeveksler. Den utnytter varmen i nedkjølingen av den høytempererte komprimerte gassen ned til duggpunktet og kan derfor dekke varmebehov ved høyere temperaturer. Eksempler på bruk av dette er ved oppvarming av tappevann, der vi ønsker forholdsvis høy temperatur. Tappevannet forvarmes da først i kondensatoren og ettervarmes i overhetingsvarmeveksleren. Ved bruk av en overhetingsvarmeveksler vil den totale utnyttede energien være summen av varmen Q_{OH} fra overhetingsvarmeveksleren og varmen Q_K fra faseovergangen i

kondensatoren. COP øker tilsvarende. Se likning 2.16. Også her får man ut mer spesifikk varme, og kan ha en lavere massestrøm i kretsen ved samme avgitte effekt.

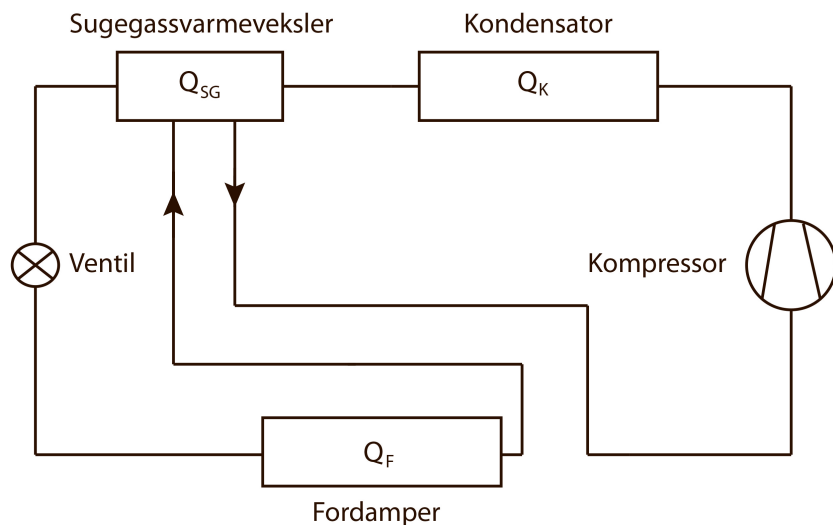
$$COP_{VP} = \frac{Q_{OH} + Q_K}{W} \quad (2.16)$$



Figur 2.11: Illustrasjon av varmepumpekrets med overhetingsvarmeveksler.

2.2.4 Internvarmeveksler(sugegassvarmeveksler)

En varmepumpekrets med en internvarmeveksler er vist i figur 2.12. I internvarmeveksleren varmeveksles kondensatet(væsken ut av kondensatoren) med sugegassen(gassen inn i kompressoren).



Figur 2.12: Illustrasjon av en varmepumpekrets med internvarmeveksler.

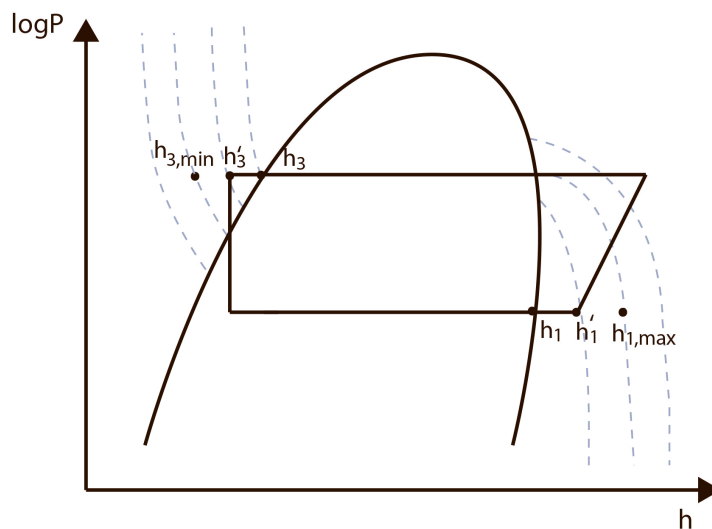
Kjølemediet går gjennom varmeveksleren to ganger, slik at kondensatet underkjøles og sugegassen overhettes med én og samme komponent.

Fordelen med å underkjøle kondensatet er at temperaturdifferansen over ekspansjonsventilen minker og gir lavere strupningstap. Fordelen med å overhete gassen er at vi sikrer at vi ikke får væske i kompressoren og minker med dette sjansen for å ødelegge kompressoren. Å utføre denne overhetingen med en internvarmeveksler fører til en høy trykkgasstemperatur, som kan utnyttes til varmtvannsberedning. Man unngår også å bruke fordamperearealet på overheting.

Om den totale innvirkningen på COP blir positiv eller negativ avhenger av kjølemediet og hvor stort strupningstapet er i utgangspunktet. Kjølemedier som typisk egner seg for bruk i et slikt system er HFK-mediene, propan og CO_2 . Ammoniakk skiller seg typisk ut ved å få stor reduksjon i COP[8].

Størrelsen på internvarmeveksleren kan beskrives med termisk virkningsgrad η_T . Den representerer hvor stor varmeoverføringen i internvarmeveksleren er i forhold til det som er maksimalt gjennomførbart. Det vil kun være mulig å overføre varme dersom det er en differanse i temperatur mellom det underkjølte mediet og den overhete sugegassen. Sammenhengen mellom den maksimale spesifikke varmen overført q_m og den termiske virkningsgraden η_T beskrives med formel 2.17[16]. Entalpidifferansene er illustrert i figur 2.13.

$$\eta_T = \frac{h_3 - h'_3}{q_m} = \frac{h'_1 - h_1}{q_m} \quad (2.17)$$



Figur 2.13: Illustrasjon av krets med internvarmeveksler i et $\log P$ - h -diagram med stiplede temperaturlinjer tegnet inn.

Den maksimale spesifikke varmen q_m vil være den minste verdien av de to entalpidifferansene ($h_3 - h_{3,min}$) og ($h_{1,max} - h_1$). Her er $h_{3,min}$ den spesifikke entalpien til kondensatet når fordampningstemperaturen T_1 nås og $h_{1,max}$ den spesifikke entalpien til sugegassen når kondensatortemperaturen T_4 nås. Med en termisk virkningsgrad på 1 vil det derfor overføres en effekt som gir samme temperatur i den overhete sugegassen som i

den underkjølte væsken og med en termisk virkningsgrad på 0,4 vil 40% av denne effekten overføres.

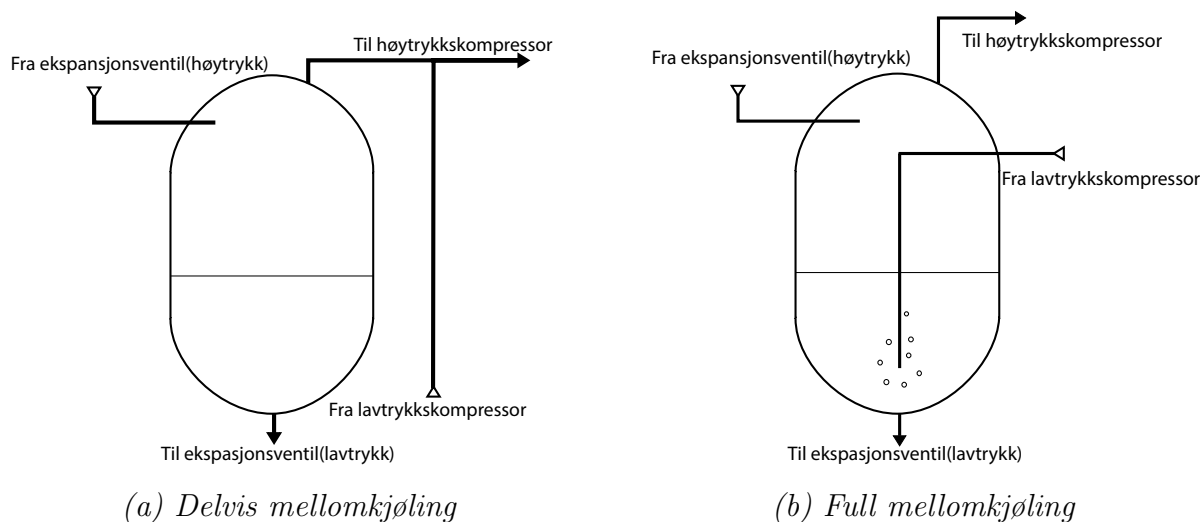
2.2.5 To-trinns anlegg

I et to-trinns anlegg har vi to seriekoblede kompressorer og to-trinns struping. Hovedmotivasjonen for å dele kretsen inn i to trinn er redusert strupnings- og kompressortap. Som nevnt minker den isentropiske virkningsgraden ved økte trykkforhold og med to kompressorer fås et mindre trykkforhold over hver kompressor. Mellomkjølingen i mellomtrykksbeholderen gjør også at man får et lavere effektforbruk i kompressorene og en redusert trykkgasstemperatur, som kan være en utfordring ved store temperaturløft. Redusert trykkgasstemperatur fører til lavere risiko for problemer med nedbryting av oljen og havari av kompressoren.

Den beste utnyttelsen av en ideell to-trinns syklus fås ved å sette mellomtrykket til den geometriske middelen av trykkene i fordamperen og kondensatoren. Den geometriske middel mellom to trykk er bestemt av formel 2.18[17]. Tap i kretsen vil føre til avvik fra denne, men den er et godt utgangspunkt.

$$P_M = \sqrt{P_F \times P_K} \quad (2.18)$$

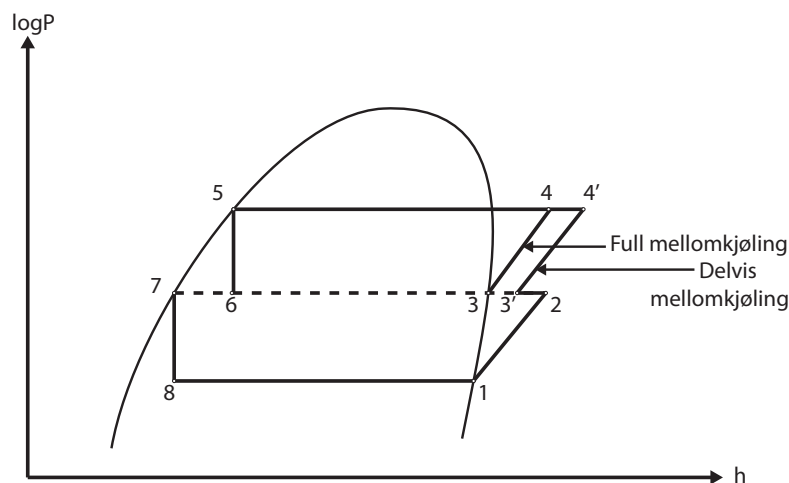
Man kan enten ha to separate kretser eller én dobbel krets med det samme kjølemediet gjennom hele systemet. En dobbel krets har en mellomtrykksbeholder der det tilføres oppvarmet medium fra lavtrykkskretsen og trekkes ut medium til høytrykkskretsen. Oppsettet av delvis og full mellomkjøling er illustrert i figur 2.14.



Figur 2.14: Illustrasjon av mellomkjøleren i to-trinns kretser.

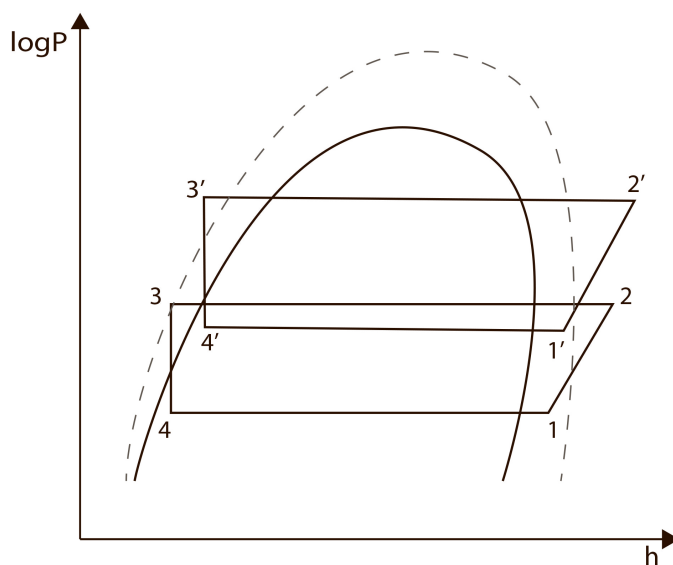
Ved full mellomkjøling føres trykkgassen fra lavtrykkskretsen inn i mellomtrykksbeholderen, og kjøles ned til mettet væske. Herfra trekkes mettet gass ut til sugelinen i høytrykkskretsen. Ved delvis mellomkjøling er sugegassen i høytrykkskretsen en blanding av trykkgassen fra lavtrykkskretsen og den mettede gassen fra mellomtrykksbeholderen, slik at trykkgassen fra lavtrykkskretsen aldri føres inn i mellomtrykksbeholderen. Dermed vil gassen som suges inn

i kompressoren ha en temperatur mellom mellomtrykksbeholdertemperaturen og den nedre kretsens trykkgasstemperatur. De to ulike syklusene er illustrert i figur 2.15.



Figur 2.15: Illustrasjon av to-trinns sykluser i logP-h-diagram.

Bruk av to separate kretser kalles kaskade-anlegg og gjør det mulig å bruke to ulike kjølemedier. Her brukes en såkalt kaskade-varmeveksler til å overføre varmen fra den ene kretsen til den andre. Ulike kjølemedier har ulike logP-h-diagrammer med ulik form på metningskurven, isentroper og andre kurver. Dette vil forøvrig være hensikten med å bruke ulike kjølemedier i de to kretsene - noen kjølemedier passer bedre til bruk ved høye temperaturer. Kretsene i et kaskade-anlegg illustreres i figur 2.16. Det er tegnet inn to metningskurver for å illustrere de to mediene.



Figur 2.16: Illustrasjon av et kaskade-anlegg i et logP-h-diagram. De to kurvene representerer to ulike medier, som ofte er tilfelle i kaskade-anlegg.

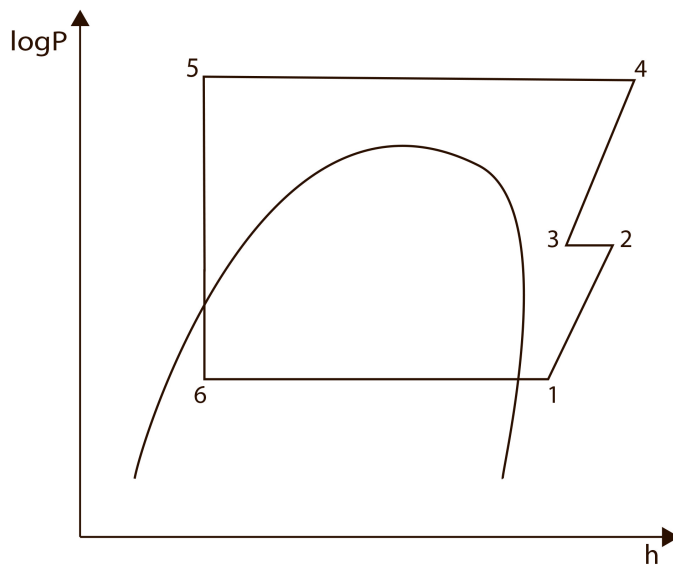
Når det gjelder temperaturdifferansen mellom den nedre kretsens kondenseringstemperatur og den øvre kretsens fordampningstemperatur, vil en liten differanse føre til at man trenger en stor varmeveksler med høy UA-verdi. En stor differanse vil på den andre siden føre til at man får store temperaturløft i begge kretsene, og dermed en dårlig utnyttelse av de to trinnene. Temperaturdifferansen tilsvarer et temperaturløft som må gjøres to ganger. Derfor er det vanlig at kaskade-varmeveksleren har store dimensjoner, slik at temperaturdifferansen kan være minst mulig[18].

Et to-trinns anlegg vil være dyrere å produsere enn et ett-trinns anlegg, mens den økte COPen gir lavere driftskostnader. Hvor mye COP økes ved å bytte til to-trinns anlegg varierer med temperaturløftet i kretsen. To-trinns anlegg brukes ofte i industrielle sammenhenger med høye temperaturløft[19]. Kaskadeanlegg er også en god løsning for systemer som både skal kjøle og varme, der det er høy temperaturdifferanse mellom reservoarene[20].

2.2.6 Ett- og to-trinns transkritisk syklus med CO_2

CO_2 skiller seg som nevnt fra andre kjølemedier med sitt lave kritiske punkt. Sykluser der temperaturen i varmereservoaret er høyere enn den kritiske temperaturen ($31,1^\circ\text{C}$ for CO_2) er transkritiske, og har derfor en gasskjøler i stedet for en kondensator. Varmen avgis altså ikke ved kondensering, men ved glidende temperatur.

En to-trinns transkritisk syklus med CO_2 kan ha flere ulike sammensetninger. Et eksempel er at kompresjonen skjer i to trinn med mellomkjøling. På samme måte som beskrevet i delkapittel 2.2.5 vil man ved å dele kompresjonen i to trinn få et lavere effektbehov i kompressoren og lavere trykkgasstemperatur. Figur 2.17 viser en to-trinns transkritisk syklus med CO_2 som kjølemedium.



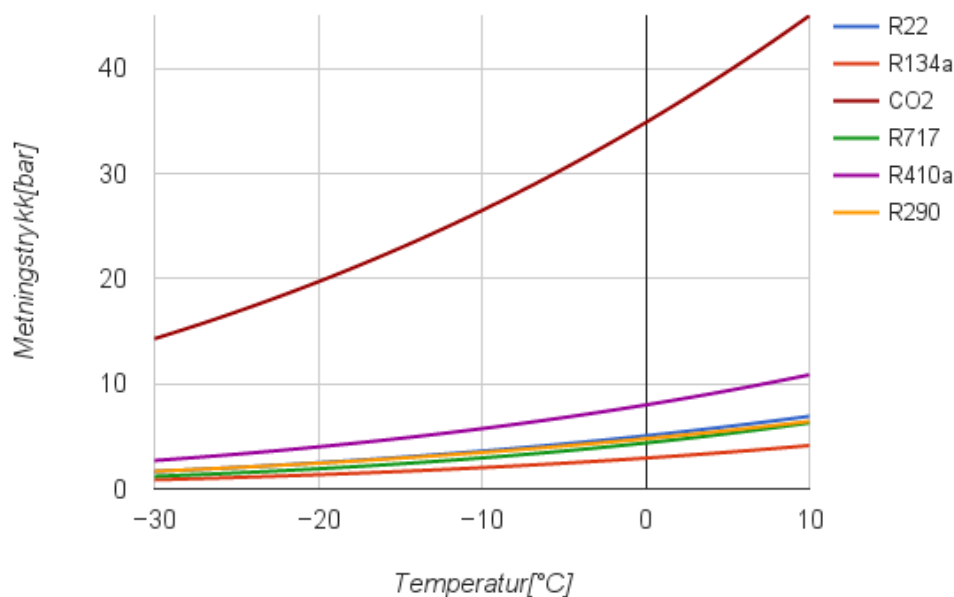
Figur 2.17: Illustrasjon av to-trinns transkritisk syklus i logP-h-diagram.

2.3 Kjølemedier

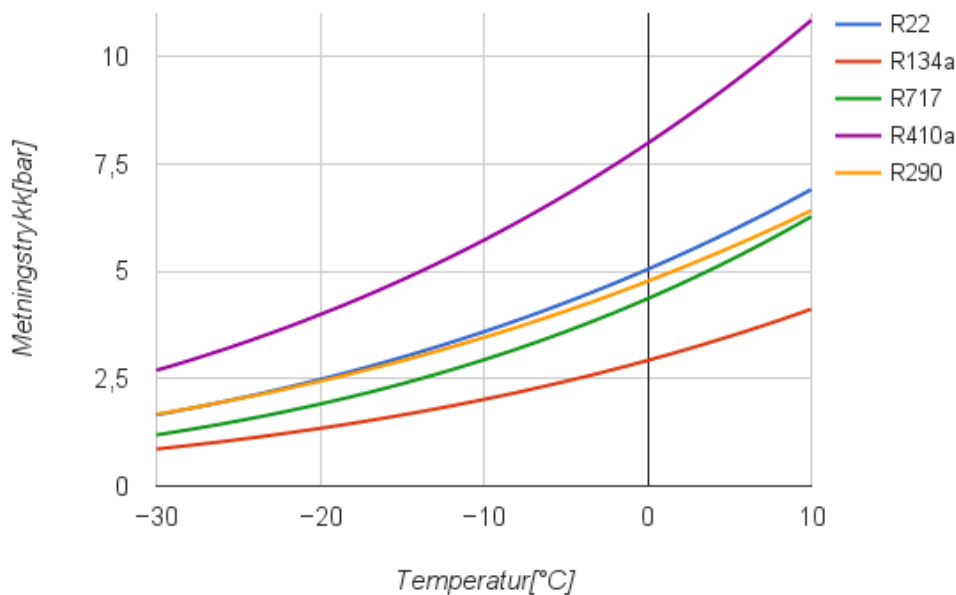
2.3.1 Egenskaper og krav

Den viktigste egenskapen til et kjølemedium er et lavt kokepunkt. Stoffer med høyere kokepunkt fordampes under lavere trykk. Lavere trykk øker risikoen for uønskede lekkasjer i systemet, og er generelt en større utfordring når det kommer til dimensjonering og drift.

Figur 2.18 viser metningstrykket til ulike kjølemedier som funksjon av temperatur. Metningstrykket er det trykket mediet kondenserer eller fordampes ved for en gitt temperatur. Jo brattere kurve, jo større trykkdifferanse for en gitt temperaturdifferanse. Dersom trykket er høyere enn metningstrykket for en gitt temperatur er mediet i væskeform (til venstre for metningskurven i logP-h-diagrammet). Dersom trykket derimot er lavere, er mediet i gassform (til høyre for kurven i logP-h-diagrammet). Lufttrykket på jorden ved havets overflate er 1 atm, som tilsvarer 1,01 bar. Grafen illustrerer derfor tydelig kjølemedienes lave kokepunkt, da alle vil være i gassfase ved standard trykk og temperatur. R744, karbondioksid, skiller seg fra de andre kjølemediene med et ekstra høyt metningstrykk. For bedre å kunne illustrere ulikhetene i de andre kjølemediene er det inkludert en figur uten CO_2 . Se figur 2.19.



Figur 2.18: Illustrasjon av metningstrykket til ulike kjølemedier som funksjon av temperatur.



Figur 2.19: Illustrasjon av metningstrykket til ulike kjølemedier som funksjon av temperatur. Diagrammet inkluderer ikke CO_2 , for bedre å kunne illustrere forskjellen mellom de andre mediene.

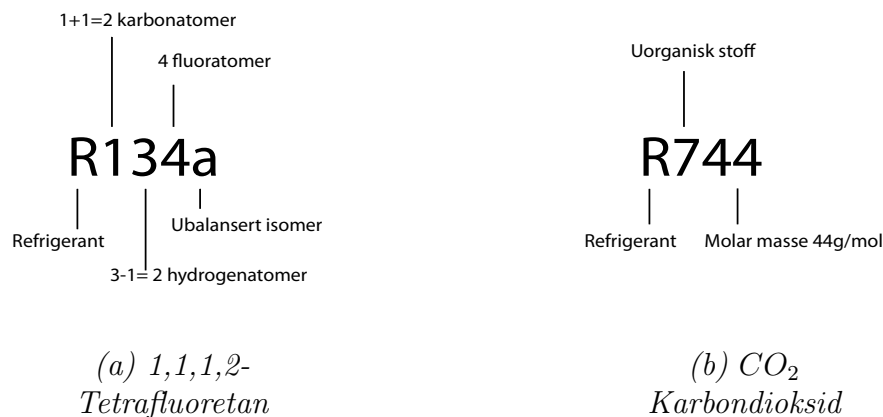
I tillegg til det lave kokepunktet, er det en rekke andre egenskaper som er svært relevante for kjølemedier. Man ønsker et medium som er kjemisk stabilt inne i systemet, men som samtidig løser seg opp dersom det slippes ut i atmosfæren. Det skal heller ikke være giftig, brennbart eller eksplosivt. De siste årene har det også blitt et større fokus på andre miljøhensyn, hvor de to viktigste faktorene vi ser på er ODP og GWP. Begge disse tar for seg konsekvenser av at kjølemediet lekker ut og beveger seg opp i atmosfæren[9]. ODP står for Ozone Depletion Potential. Kjølemedier som inneholder klor eller brom bidrar til nedbryting av ozonlaget. Verdien er bestemt slik at kjølemediet R11 har ODP 1. GWP står for Global Warming Potential og sier altså noe om hvor stort potensial gassen har til å bidra til global oppvarming. Verdien er bestemt slik at CO_2 har GWP 1.

Det foretrekkes en forholdsvis liten volumstrøm i kretsen. En mindre volumstrøm gir lavere anleggskostnader fordi man kan ha små dimensjoner på rør og komponenter. Hvor mye energi man kan få utnyttet per innsugd volum kalles volumetrisk varmelytelse.

2.3.2 Gruppering og eksempler

Det er flere måter å klassifisere kjølemedier på. Én av dem er etter kjemisk sammensetning. Vi skiller mellom KFK (klorfluorkarboner), HKFK (hydroklorfluorkarboner), HFK (hydrofluorkarboner), HFO (hydrofluorolefiner) og naturlige arbeidsmedier. KFK og HKFK er syntetiske arbeidsmedier som er faset ut grunnet et høyt ODP. HFK er syntetiske arbeidsmedier som i stor grad har tatt over for KFK og HKFK. HFO er syntetiske arbeidsmedier introdusert i nyere tid. Naturlige arbeidsmedier er stoffer som finnes naturlig i jordens biosfære, og har blitt mer populære som kjølemedier ettersom miljøfokusset har økt i samfunnet.

Det finnes et internasjonalt system for å navngi kjølemedier. Mediet betegnes med en R og deretter en tallkode. Bokstaven R står for refrigerant, som er engelsk for kjølemedium. Oftest kommer det tre tall etter denne bokstaven, altså Rxyz. X-verdien representerer antallet karbonatomer minus én, y-verdien representerer antallet hydrogenatomer pluss én og z-verdien representerer antallet fluoratomer. Dersom det i tillegg befinner seg et ettall før x-verdien, betyr det at stoffet er umettet. Dersom stoffet ikke er organisk, er x-verdien 7 og yz-verdien molekylets molare masse. En bokstav a, b eller c etter tallverdiene betegner en ubalansert isomer. Figur 2.20 viser to eksempler på navngiving av kjølemedier.



Figur 2.20: Navngiving av kjølemedier

R134a 1,1,1,2-Tetrafluoretan(R134a) er et HFK og har blitt tatt i bruk som en erstatning for blant annet R11 og R12. HFKer har ofte høyt GWP, og R134a er intet unntak. R134a har også forholdsvis lav volumetrisk varmeytelse, og kretsen må derfor ha en stor volumstrøm.

R717 Ammoniakk(NH₃ eller R717) er et naturlig kjølemedium som er svært energieffektivt og kan brukes over et bredt temperaturområde. I tillegg er både GWP og ODP lik null. Det brukes i dag kun i industrielle sammenhenger fordi det ved en eventuell lekkasje er farlig å puste inn og kan antennes blandet med luft[21].

R22 R22 er en av de utfasede HKFKene, og har svært gode termodynamiske egenskaper og forholdsvis høy volumetrisk varmeytelse. Derfor er det brukt mye ressurser på å finne gode erstatninger til allerede eksisterende anlegg som ikke er skadelige for ozonlaget. En god

erstatning vil i tillegg ha et lavere GWP. Dersom man ikke finner et medium med de rette termodynamiske egenskapene for prosessen man ønsker å gjenskape, er det en mulighet å lage en syntetisk blanding av flere kjølemedier.

Blandingsmedier Ved blanding av flere kjølemedier har det mye å si hvilke kokepunkter de ulike komponentene har. Dersom komponentene har tilnærmet likt kokepunkt, kan blandingen sies å være azeotrop, som betyr at blandingen oppfører seg som ett enkelt medium. Temperaturen vil da holde seg konstant i to-fase-området. Dersom komponentene har ulikt kokepunkt, sies blandingen å være zeotrop. Dette betyr at man har en glidende temperatur i to-fase-området. Om temperaturdifferansen er mindre enn 10°C er blandingen såkalt "nær azeotrop". To ofte brukte kjølemedier under denne kategorien er R410a og R407c[22]. Typisk for alle slike blandinger er at de har ODP lik null, men ganske høyt GWP.

R290 Propan(C_3H_8 eller R290) er en annen mulig erstatning for HKFKet R22, da de har like termodynamiske egenskaper når det kommer til energieffektivitet og volumetrisk varmeytelse. Propan har lavt GWP i forhold til andre kjølemedier, men er meget brennbar. Anlegg som benytter propan har derfor strenge krav til utforming og elektrisk utstyr. En fordel er dog at man kan bruke propan som brensel i ettertid.

R744 Karbondioksid(CO_2), eller R744, er ett av kjølemediene som er blitt mer populært de siste årene, da det har høy volumetrisk varmeytelse. Det som kjennetegner karbondioksid som *kjølemedium* er en lav kritisk temperatur på $31,1^{\circ}\text{C}$. Som vi ser i figur 2.18 vil det derfor være høyt trykk i en tradisjonell varmepumpekrets med karbondioksid som medium. Ved normale driftstilstander for CO_2 har man derfor transkritisk drift, som er over og utenfor kurven i figur 2.4. I stedet for kondensatoren brukes det derfor en gasskjøler, der temperaturen til mediet reduseres. Det bør nevnes at selv om GWP er definert ut fra at CO_2 er 1, er GWP for CO_2 som kjølemedium lik 0. Det er fordi det ikke dannes nytt CO_2 når det brukes som kjølemedium.

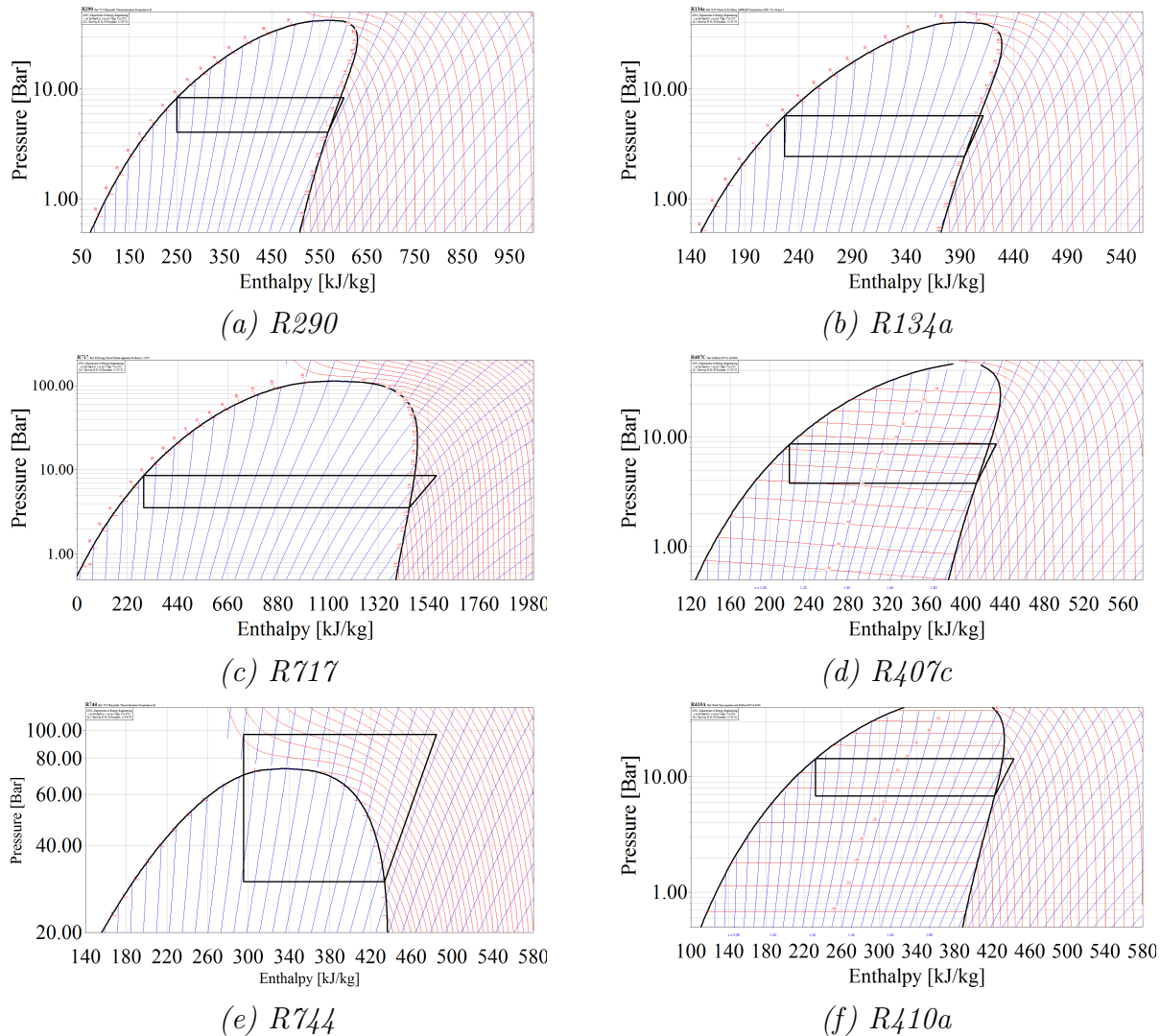
Viktige egenskaper til kjølemediene R717, R134a, R290, R22 og R407c er oppsummert i tabell 2.1[8]. Kjølemediene har positive og negative egenskaper som må veies opp mot hverandre. Eksempelvis har R290(propan) ODP og GWP lik null, men er brennbar. R134a er derimot verken brennbar eller giftig, men har GWP lik 1300. Foruten R22 er alle disse kjølemediene i bruk i dag.

Tabell 2.1: Relevante egenskaper hos noen vanlige kjølemedier

Egenskaper	R717	R134a	R290	R22	R407c
Type	Naturlig	HFk	Naturlig	HKFK	HFkblending
Metningstrykk ved 30°C[bar]	11,98	7,58	10,92	12,11	13,6
Metningstrykk ved -10°C[bar]	2,94	2,02	3,46	3,59	4
GWP	0	1300	0	1500	1610
ODP	0	0	0	0,055	0
Giftig	Ja	Nei	Nei	Nei	Nei
Br.bar	Nei*	Nei	Ja	Nei	Nei

*R717 - brennbar i konsentrasjon mellom 15 og 28vol% i luft.

Som nevnt illustreres varmepumpesyklusen ofte i logP-h-diagram. Figur 2.21 viser logP-h-diagrammer for seks vanlige kjølemedier. Her kan man se hvordan kritisk trykk og metningslinjer varierer mellom de ulike mediene. Man kan også se at temperaturkurvene hos blandingsmediene R410a og R407c er skrå i to-fase-området. Det er også tydelig hvordan syklusen for CO₂ skiller seg fra de andre syklusene ved at varmeavgivelsen foregår over det kritiske trykket og at kretsen operer på et høyere trykknivå enn de andre kretsene.



Figur 2.21: LogP-h-diagrammer for seks vanlige kjølemedier. Man ser tydelig hvordan den transkritiske syklusen med CO_2 skiller seg fra andre. Foruten den transkritiske kretsen (som har 5°C i fordampere og 100bar i gasskjøleren) har alle kretsene 5°C i fordampere og 20°C i kondensatoren. Slik kan man se at entalpидifferansene og trykkforholdet i kretsen varierer med kjølemedium. Det kommer også frem at mediens kritiske trykk og metningskurver varierer, samt at temperaturkurvene hos blandingemediene R407c og R410a er skrå i to-fase-området.

2.4 Styring og regulering av varmepumper

For varmepumper i f.eks. boliger vil varmebehovet og kildetemperaturen variere med døgn og sesong. Dersom det er kaldere utenfor boligen, må trykket i fordampere reduseres, slik at man får effektiv varmeoverføring til mediet. Lavere utetemperaturer vil også typisk føre til mer varmetap i boligen, slik at effektbehovet i kondensatoren blir større. For å øke varmeoverføringen i kondensatoren må massestrømmen i kretsen økes.

Det er kompressoren og ekspansjonsventilen som bestemmer volumstrøm og trykkforhold i kretsen. Kompressoren har et fast slagvolum, slik at man regulerer volumstrømmen ved å regulere frekvensen.

Start/stopp

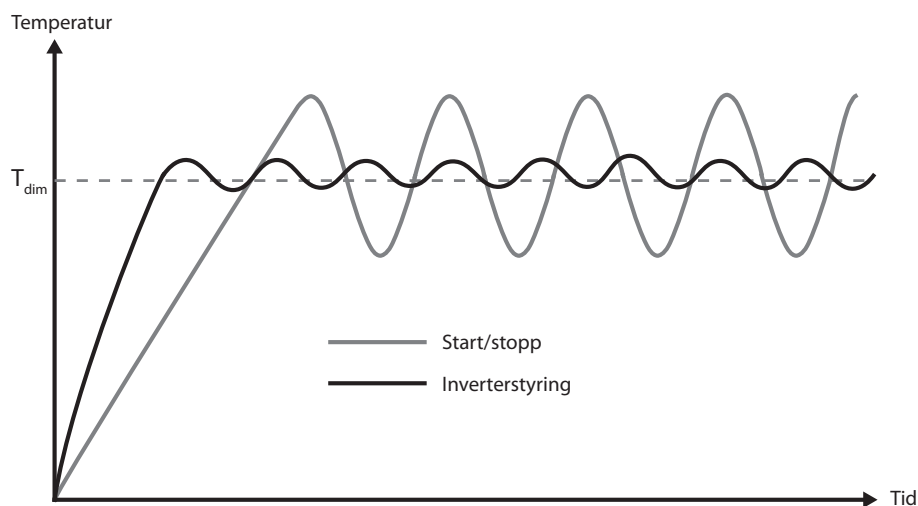
En mulighet er at kompressoren går med en viss frekvens helt til temperaturen i reservoaret når et ønsket nivå, og dermed skrus av. Den skrus på igjen når temperaturen i reservoaret går under en bestemt nivå. Med denne typen regulering vil temperaturen variere innenfor en øvre og nedre temperaturgrense[23]. Se figur 2.22. Et slikt oppsett gjør at kompressoren er nødt til å starte og stoppe mye, og man får høy slitasje på de bevegelige delene. En kompressor som styres på denne måten har derfor forholdsvis kort levetid.

Inverterstyring

Inverterstyring betyr at man regulerer elektromotorens turtall ved å bruke en frekvensomformer(inverter). En frekvensomformer er en komponent som omformer frekvensen i vekselstrømmen fra nettet til en elektrisk frekvens som gir det turtallet vi ønsker i elektromotoren. Sammenhengen mellom den elektriske frekvensen vi får ut av frekvensomformeren og turtallet elektromotoren driver kompressoren med bestemmes av formel 2.19.

$$n = \frac{120f}{p} \quad (2.19)$$

Her er n turtall i rpm, f elektrisk frekvens i Hz og p antallet poler i elektromotoren. Inverteren gjør at man har trinnløs styring av kompressorens turtall. Dette gjør at man får nøyaktig regulering og færre start/stopp av motoren, slik at man reduserer strømforbruket og øker levetiden til varmepumpa. Temperaturen i reservoaret vil i tillegg holde seg jevn over tid og nå ønsket temperatur raskere. Se figur 2.22

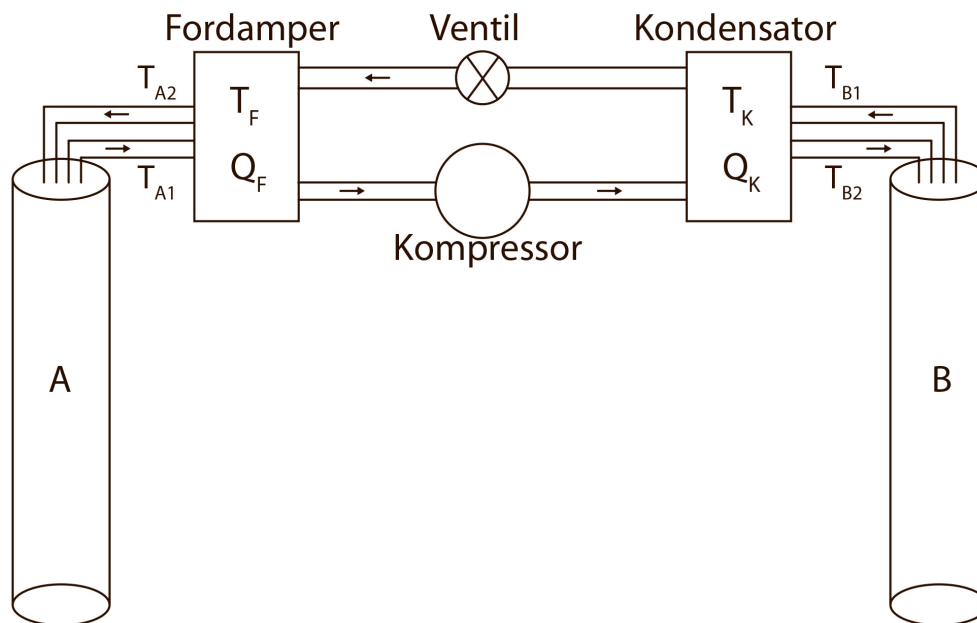


Figur 2.22: Illustrasjon av temperaturen over tid i et reservoar varmet opp av varmepumpe med og uten inverterstyring.

En varmepumpe med inverterstyring vil oppnå en høyere årsvirkningsgrad enn en varmepumpe uten inverterdrift. Som nevnt tidligere, er elektromotorens virkningsgrad dårligere for dellast, slik at den elektriske effekten vi trekker fra nettet ikke endrer seg proporsjonalt med kompressoreffekten. Inverterdrift gjør det mulig å operere over motorens synkronhastighet. Dette gjør at man kan investere i en mindre kompressor og dermed få lavere kompressorutgifter[24]. I dag har nesten alle nye varmepumpesystemer en frekvensomformer.

2.5 Varmepumpeanlegget ved energilaboratoriet ved NMBU

Ved energilaboratoriet ved NMBU skal det bygges et varmpumpeanlegg til bruk i laboratoriekurset FYS375. Det borres to brønner i bakken, hvorav én skal brukes som kilde og én skal brukes som sluk. Tanken er at man skal kunne ”snu” anlegget slik at det kan variere hvilken av brønnene som er varmekilde. Kretsen skal også kunne manipuleres og styres, slik at studentene ved energilaboratoriet kan gjøre analyser av hvordan anlegget fungerer under varierende driftsbetingelser. Anlegget er skissert i figur 2.23.



Figur 2.23: Prinsippskisse av varmpumpeanlegget som skal bygges ved energilaboratoriet ved NMBU. Figuren er lagd med utgangspunkt i samtaler med produsenten[2] og emneansvarlig for faget anlegget skal brukes i[3].

Etter e-post-korrespondanse med produsenten av anlegget[2] og personlige samtaler med emneansvarlig for FYS375[3] er følgende informasjon kjent;

Anlegget skal ha en stempelkompressor med en kapasitet mellom 2 og 4kW. Kjølemediet skal være propan(R290). Det antas at bakken rundt brønnene har en temperatur på 7°C , og i oppgaven antas det at kildebrønnen er dyp nok til at vannet som pumpes opp har en konstant temperatur på $T_{A1} = 7^{\circ}\text{C}$. Da det er ønskelig å bruke rent vann uten glykol, må vannet returneres til kildebrønnen med en temperatur større enn eller lik 1°C . Da er man forsikret mot at vannet fryser ved normal drift. I beregningene antas det derfor at $T_{A2} = 1^{\circ}\text{C}$. Massestrømmen i brønnen på side A skal maksimalt være 3000kg/h og massestrømmen på side B skal maksimalt være 2000kg/h , i følge produsenten[2]. Trykket/fordampningstemperaturen i varmevekslerne er altså verdier som kan velges fritt ved beregninger gjort i denne oppgaven. Videre antakelser gjort ved beregninger på anlegget presenteres i delkapittel 4.3.1.

Kapittel 3

Gjennomføring og antakelser

For å kunne utføre en vurdering av CoolPack til bruk i læringssammenheng ble flere av verktøyene i programmet brukt til å finne informasjon om ulike varmepumpe- og kjølekretser. Slik ble det testet hva slags type beregninger CoolPack har mulighet til å utføre og styrker og svakheter i programmet ble avdekket.

Testingen av CoolPack ble utført i tre hoveddeler. I første omgang ble CoolPack brukt til å se på hvordan endring av enkeltparametre påvirker kompressoreffekt og COP for en teoretisk standardkrets, da dette er svært relevante oppgaver for studenter og lærende. Til å utføre alle disse oppgavene ble krets-verktøyet *One-stage cycle with DX evaporator* benyttet. Denne kretsen er en ett-trinns krets med tørrfordamper. Her ble kjølemediet, kondensatortemperaturen, fordampertemperaturen og overhetingen i fordampere variert. Innvirkningen av en internvarmeveksler på kretsen ble også sett på.

Deretter ble andre utvalgte CoolPack-verktøy testet og vurdert for bruk av studenter og lærende, slik at testoppgavene ble laget med utgangspunkt i verktøyet. De aktuelle verktøyene er verktøy for dynamisk simulering av en nedkjøling, verktøy for kompressorberegninger, verktøy for beregning av UA-verdi, verktøy for kretser med fylte fordampere og verktøy for transkritiske kretser med CO_2 .

Den siste delen bestod i å vurdere muligheten for diverse scenarier for varmepumpeanlegget som skal bygges og driftes ved energilaboratoriet ved NMBU. Hensikten er å vurdere CoolPacks evne til å utføre slike vurderinger, og å se på muligheter for bruk av CoolPack i gjennomføringen av faget FYS375 Energiteknologi.

For å kunne utføre beregninger i CoolPack må det gjøres en rekke antakelser for input som kreves av programmet. Disse presenteres i dette delkapittelet. Dersom det ønskes en dypere forståelse av hvordan CoolPack brukes til å utføre oppgavene, kan en brukerveiledning for programmet finnes i Vedlegg B. I vurderingen av programpakken i kapittel 5 tas det utgangspunkt i at informasjonen som oppgis i brukerveiledningen er kjent.

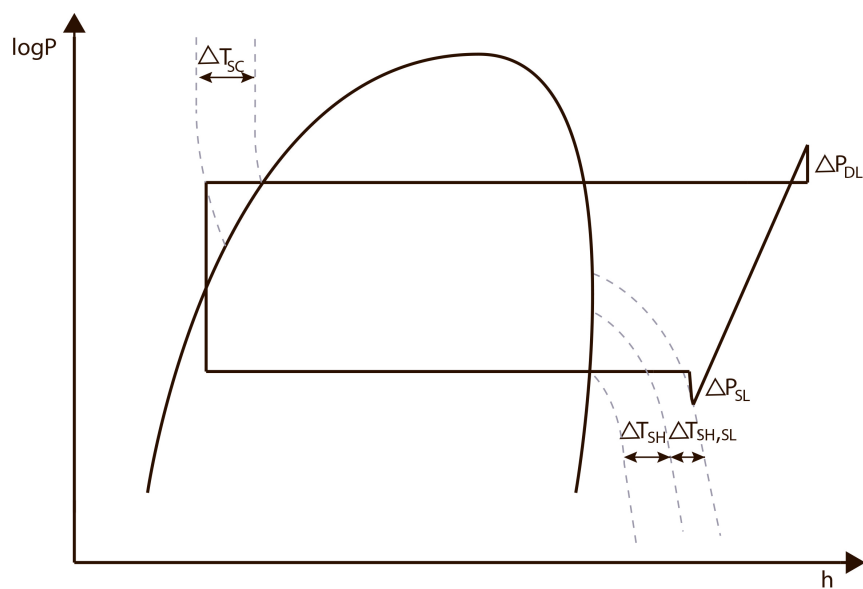
Det er verdt å merke seg at CoolPack-verktøyene beregner og oppgir COP for de betingelsene man har valgt, men at denne verdien gjelder ved bruk av kretsen som kjølekrets. Derfor ble COP_{VP} beregnet utenfor CoolPack. I beregningen av COP_{VP} ble elektrisk kompressoreffekt \dot{W}_{el} og avgitt effekt \dot{Q}_K i kondensatoren brukt. Når CoolPack oppgir avgitt effekt i kondensatoren er effekten fra den overopphetede gassen inkludert i tillegg til kondenseringsenergien. For å utnytte denne energien benyttes en overhettingsvarmeveksler. Se formel 2.16. Entalpidifferansen mellom den overopphetede gassen og den mettede gassen blir altså ikke sett på som et tap i CoolPack.

3.1 Tester av *One-stage cycle with DX evaporator* til endring av enkeltparametre

For beregningene som gjelder det teoretiske anlegget ble det valgt en fast syklus som utgangspunkt, heretter referert til som standardsyklusen. Kretsoppsettet i *One-stage cycle with DX evaporator* er brukt. Verktøyet er et av syklus-verktøyene i undergruppen *Cycle Analysis* under *EESCoolTools*. Input-vindu og diagrammet som vises i dette verktøyet vises i første test (se delkapittel 4.1.1). Standardsyklusen har fordampertemperatur $T_F = -10^\circ\text{C}$, kondensatortemperatur $T_K = 25^\circ\text{C}$ og et konstant effektbehov $\dot{Q}_K = 8\text{kW}$. Andre antakelser for standardkretsen følger.

Overheting og underkjøling

Siden standardkretsen har en tørrfordamper må det bestemmes grad av overheting i fordamperen. En overheting ΔT_{SH} på 5K og en underkjøling ΔT_{SC} på 2K er standard input i CoolPack, som ble beholdt i beregningene våre. Det samme gjelder en varmetapsandel f_Q på 10% i kompressoren. I CoolPack må det også oppgis en uutnyttet overheting $\Delta T_{SH,SL}$, som er den overhetingen som foregår i rørene etter fordamperen (i sugelinen). $\Delta T_{SH,SL}$ er satt til 1K i alle våre beregninger. Se figur 3.1 for illustrasjon av parameterne.



Figur 3.1: De ulike trykk- og temperaturdifferanser som må oppgis i CoolPack illustrert i et logP-h-diagram. Legg merke til den logaritmiske y-aksen, som fører til at like store trykkfall ikke vil se like store ut ved forskjellig høyde i diagrammet.

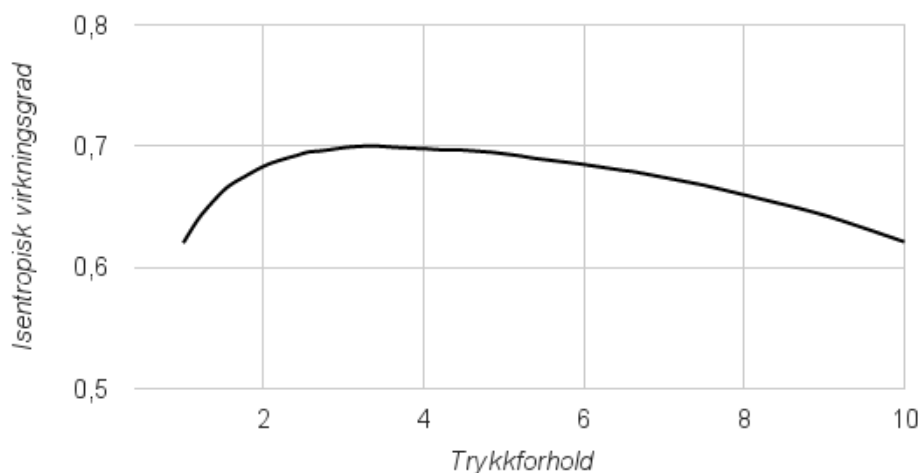
Trykktap

Det må også oppgis et trykktap før og etter kompressoren. Trykktapet før kompressoren heter ΔP_{SL} og er altså i sugelinen(SL). Trykktapet etter kompressoren heter ΔP_{DL} , da CoolPack kaller røret etter kompressoren for discharge line(DL). Standard input i CoolPack er 0,5K for begge, hvilket er beholdt i alle beregninger. I to-trinns sykluser er standard input i CoolPack for trykktapene før og etter kompressorene 0,2K i begge trinn. CoolPack neglisjerer trykktap i fordampere og kondensator. Se figur 2.7. Dette gjør at man også kan anta eksponentiell endring i temperaturforskjell i varmevekslerne, slik at LMTD kan brukes som temperaturredifferanse. Se formel 2.9.

I figur 3.1 vises en varmepumpesyklus i et logP-h-diagram hvor trykk- og temperaturredifferanser som må oppgis i CoolPack er markert.

Isentropisk virkningsgrad

Isentropisk virkningsgrad η_{is} er en av parameterne man er nødt til å oppgi i CoolPack, og kan ikke beregnes i programmet. Den varierer som nevnt med trykkforholdet i kretsen, som igjen varierer med både kjølemedium og andre input. Derfor ble figur 2.8 brukt til å lage en egen graf for isentropisk virkningsgrad η_{is} som funksjon av trykkforhold π . Figur 2.8 viser isentropisk virkningsgrad η_{is} som funksjon av trykkforhold for stempelkompressorer av ulik størrelse. Økende slagvolum gir større isentropisk virkningsgrad, og en kurve som ligger høyere i diagrammet. Det ble tatt utgangspunkt i den laveste virkningsgradskurven. Resultatet vises i figur 3.2. Grafen er blitt brukt til å velge isentropisk virkningsgrad i alle våre beregninger dersom ikke annet er nevnt.



Figur 3.2: Isentropisk virkningsgrad som funksjon av trykkforhold for en kompressor. Figuren er lagd for å brukes i beregninger der isentropisk virkningsgrad må oppgis.

Motorvirkningsgrad

Det er ikke mulig å oppgi motorvirkningsgrad CoolPack. I beregningene våre har vi derfor neglisjert motortapene og satt motorvirkningsgraden lik 100%.

Volumetrisk virkningsgrad

Volumetrisk virkningsgrad er ikke en parameter som CoolPack tar hensyn til når COP beregnes. Denne faktoren er inkludert i våre beregninger. Fra figur 2.9 kan man se at den volumetriske virkningsgraden for en stempelkompressor synker fra rundt 90% til 50% når trykkforholdet π nærmer seg 10. Scrollkompressorer og skruekompressorer har derimot høyere virkningsgrader som varierer mindre med trykkforhold. Siden hensikten med oppgaven er en vurdering av CoolPack og ikke en vurdering av de ulike kretsene det gjøres beregninger på, ble det i beregningene beholdt en konstant volumetrisk virkningsgrad på 85% dersom ikke annet er nevnt. Da motorvirkningsgraden er 100% beregnes altså den elektriske effekten W_{el} slik:

$$\dot{W}_{el} = \frac{\dot{W}}{\eta_V} \quad (3.1)$$

Regulering

Gjennom hele oppgaven ble det antatt at alle scenarier er mulige med det reguleringsystemet og de komponentene som eksisterer i anlegget det gjøres beregninger på.

3.2 Tester av spesifikke CoolPack-verktøy

Mens testene i første del ble utformet for å utføre oppgaver vi selv hadde planlagt å utføre, ble testene i andre del utformet med utgangspunkt i det enkelte verktøyet. Verktøyene som ble testet:

- *Dynamic Cooling*, som ligger under *Dynamic*
- *Compressor - isentropic and volumetric efficiencies*, som ligger i undergruppen *Auxiliary* under *EESCoolTools*
- *UA-value* for fordampere og kondensator, som begge ligger i undergruppen *Auxiliary*
- *One-stage cycle with flooded evaporator* og *Two-stage cycle - Flooded evaporators, open intercooler*, som begge ligger i undergruppen *Cycle Analysis* under *EESCoolTools*
- *One-stage transcritical cycle with CO₂* og *Two-stage transcritical cycle with CO₂, no intermediate load*, som begge ligger i undergruppen *Cycle Analysis*.

For å teste verktøyet *Dynamic Cooling* ble det utformet en test der temperaturkurver for et kjølerom skal produseres, mens det for kompressor-verktøyet ble utformet et tenkt laboratorieforsøk der kompressorvirkningsgradene beregnes i verktøyet ut ifra oppdiktede måleverdier. For *UA-value*-verktøyene ble det utformet tester der det ble beregnet nødvendig UA-verdi for en kondensator og en fordampere under gitte forhold, og for to-trinnsverktøyene ble det utformet tester der ett- og to-trinns kretser ble sammenlignet. Da antakelsene og fremgangsmåten for testene er valgt spesifikt for verktøyene, er de beskrevet i hvert enkelt delkapittel.

3.3 Tester av CoolPack til bruk i beregninger på anlegget ved energilaboratoriet

Testene i tredje del ble alle utført med tanke på det fremtidige varmepumpesystemet ved energilaboratoriet ved NMBU. Spesifikasjonene for anlegget som skal bygges er som nevnt ikke forhåndsbestemt. Ut ifra informasjon om brønnforholdene ble det tatt utgangspunkt i en fordampertemperatur. Forskjellige muligheter for massestrømmer i brønnene og temperatur i kondensatoren ble deretter funnet. I beregningene gjort på anlegget er de andre antakelsene for parametre like antakelsene for standardkretsen. Også her ble det antatt at det blir brukt tørrfordamper i kretsen. Isentropisk virkningsgrad følger figur 3.2, volumetrisk virkningsgrad holdes konstant på 85% og standard input for trykktap beholdes. Antakelsene for overheting, underkjøling og regulering gjelder også.

Syklus-verktøyet *One-stage cycle with DX evaporator* ble testet i å utføre en analyse av hvilke scenarier som er mulige for det fremtidige anlegget. Deretter ble to tester av CoolPacks evne til å utføre mulige teoretiske oppgaver for studentene ved energilaboratoriet gjennomført:

- Beregning av endring av COP for kretsen ved underkjøling av mediet
- Analyse av muligheter for utvidelse til to-trinns kaskade-anlegg

Flere av oppgavene gjennomført i testene i de to første delene kan også være relevante teoretiske oppgaver for studentene ved energilaboratoriet. Dette blir diskutert i kapittel 5.1.3. Underkjølingsberegningene ble også gjort i *One-stage cycle with DX evaporator*, mens kaskade-analysen ble gjort i et av de andre syklus-verktøyene under *Cycle Analysis; Combination of one-stage cycles, two-stage cascade system*.

Testene av CoolPack i tilknytning til det fremtidige anlegget ved energilaboratoriet ble brukt til å vurdere CoolPacks generelle nytte for studenter og til å analysere muligheter for bruk av programpakken i laboratoriekurset FYS375 som er kurset der anlegget skal brukes.

3.4 Oversettelser

Siden oppgaven er skrevet på norsk mens CoolPack bruker engelsk som programspråk, oppgis disse oversettelsene:

Tabell 3.1: Oppgavens og CoolPacks navngivning av ulike parametre.

Parameter	Oppgaven	CoolPack
Kondensatortemperatur	T_K	T_C
Fordampertemperatur	T_F	T_E
Avgitt varme i kondensator	Q_K	Q_C
Opptatt varme i fordamper	Q_F	Q_E

Kapittel 4

Tester av CoolPack

4.1 Tester av *One-stage cycle with DX evaporator* til endring av enkeltparametre

4.1.1 Effekt av valg av kjølemedium

En typisk læringsoppgave vil være å se på kjølemediets innvirkning på COP for en bestemt krets. Det kan også være relevant å se hva slags innsugd volum man får for de ulike mediene, da dette er en viktig spesifisering ved valg av kompressor.

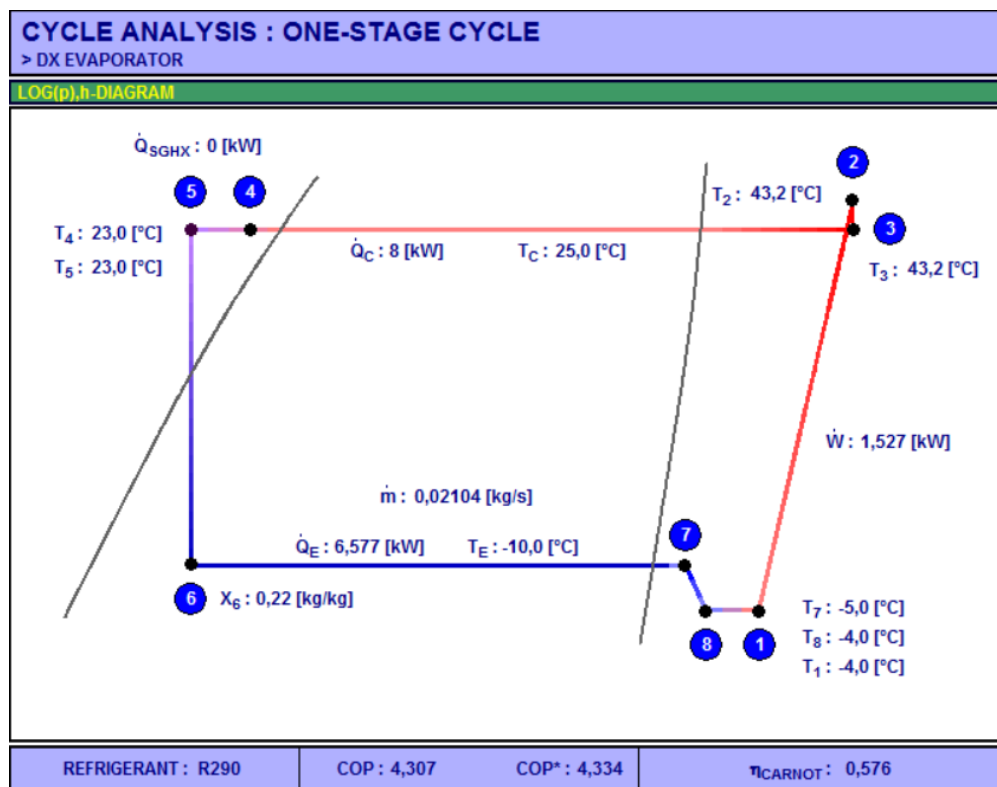
Verktøyet *One-stage cycle with DX evaporator* under *Cycle Analysis* innehar informasjon om termodynamiske egenskaper for ulike kjølemedier, slik at kjølemediene kan testes opp mot hverandre til bruk i et varmepumpeanlegg.

For å kunne vurdere CoolPacks gjennomføring av en slik test, ble det tatt utgangspunkt i standardsyklusen og beregnet COP og innsugd volum for fem ulike medier. Da dette er første beregning i CoolPack vises vinduet fra programmet med alle input (grønne tall) og output (blå tall) med R290 som kjølemedium. Se figur 4.1. Parametre med direkte sammenheng er plassert ved siden av hverandre, på samme rad. Slik er det enkelt å se hvilke parametre som påvirker hverandre og hvilken sammenheng det er mellom dem.

I programmet produseres det også et logP-h-diagram. Diagrammet er ikke målbart, og endrer seg ikke med input, men viser parameterne plassering i og innvirkning på kretsen. Se figur 4.2. Alle relevante temperaturer og effekter er inkludert i illustrasjonen.

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
T_E [°C]:	-10,0	ΔT_{SH} [K]:	5	No SGHX	R290
T_C [°C]:	25,0	ΔT_{SC} [K]:	2	0,30	
		Δp_{SL} [K]:	0,5		
		Δp_{DL} [K]:	0,5		
CYCLE CAPACITY					
Heating capacity \dot{Q}_C [kW]	8	\dot{Q}_E : 6,577 [kW]	\dot{Q}_C : 8 [kW]	\dot{m} : 0,02104 [kg/s]	\dot{V}_S : 10,39 [m ³ /h]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Isentropic efficiency η_{IS} [-]	0,697	η_{IS} : 0,697 [-]	\dot{W} : 1,527 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss factor f_Q [%]	10	f_Q : 10,0 [%]	T_2 : 43,2 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 0,1527 [kW]	
SUCTION LINE					
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	1,0	\dot{Q}_{SL} : 41 [W]	T_8 : -4,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 1,0 [K]	

Figur 4.1: Visningen av input og output i CoolPack-verktøyet One-stage cycle with DX evaporator ved beregning av COP med R290 som kjølemedium.



Figur 4.2: LogP-h-diagram produsert i One-stage cycle with DX evaporator med R290 som kjølemedium.

Beregningsresultatene vises i tabell 4.1. Her er den elektriske kompressoreffekten, innsugd volum og COP for de fem kjølemediene presentert. Rådata finnes i tabell A.1 i Vedlegg A.

Tabell 4.1: Kompressoreffekt \dot{W}_{el} , innsugd volum \dot{V}_S og COP for fem ulike kjølemedier i en teoretisk varmepumpe med avgitt effekt $Q_K = 8kW$ i kondensatoren.

Kjølemedium	π	$\dot{W}_{el}[\text{kW}]$	$\dot{V}_S[\text{m}^3/\text{t}]$	COP
R290	2,83	1,796	10,39	4,45
R134a	3,43	1,772	15,03	4,52
R407c	3,26	1,801	9,98	4,44
R410a	2,97	1,825	6,03	4,38
R717	3,58	1,787	9,05	4,48

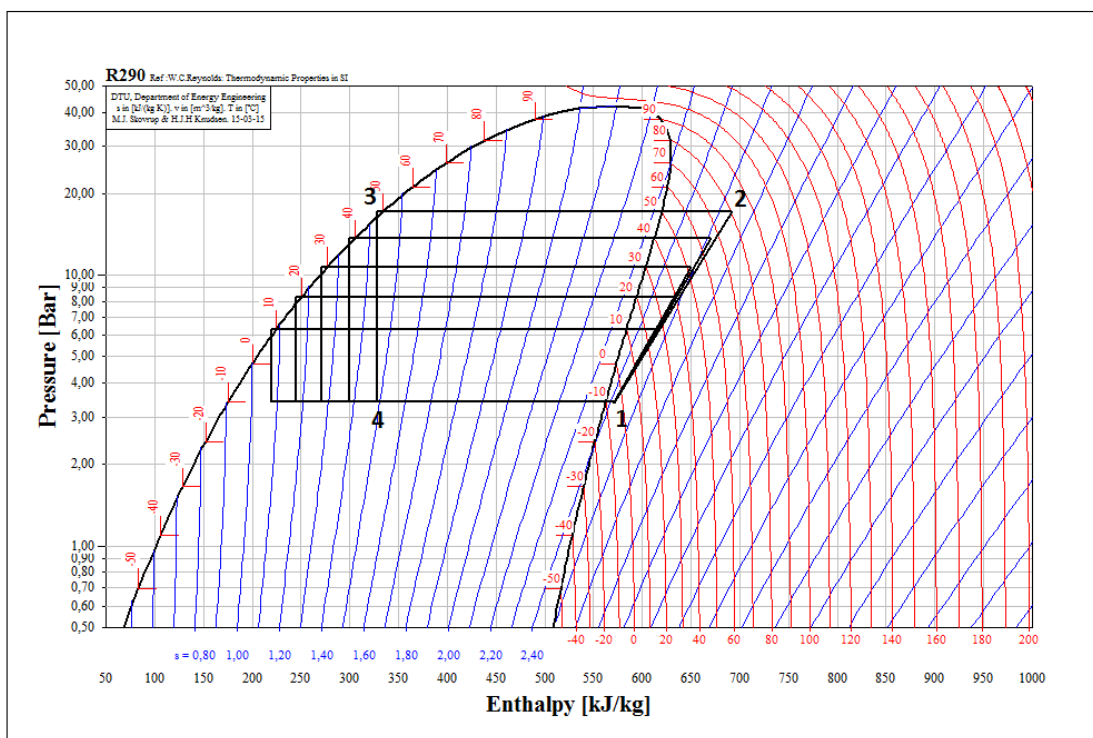
Resultatet viser at det er relativt små forskjeller i COP for de ulike mediene. De forskjellene som er skyldes medienes ulike termodynamiske egenskaper. Mediene i beregningene er alle kjølemedier som er i bruk i varme- og kjølekretser, så resultatene støtter teorien. Det beregnes relativt store forskjeller i innsugd volum. Det innsugde volumet påvirker installasjonskostnadene, og muligens kompressorens virkningsgrad.

Det kan altså bekreftes at CoolPack produserer resultater som stemmer med teorien. CoolPack oppgir resultatene av beregningene på en enkel og forståelig måte, både som diagram og ved å oppgi verdier med direkte sammenheng ved siden av hverandre. Når alle input for kretsen er ført inn, kan man raskt og enkelt endre kjølemedium og beregne på nytt.

4.1.2 Effekt av endring av kondenseringstemperatur

En annen typisk læringsoppgave vil være å se på forskjellen i COP mellom varmepumpekretser med ulik kondenseringstemperatur og konstant fordampningstemperatur. Slike beregninger vil kunne brukes som utgangspunkt for valg av innetemperatur i en bygning, eller til å øke studentenes forståelse av sammenhengen mellom temperaturløft og COP. For å kunne vurdere CoolPacks gjennomføring av en slik oppgave, ble det produsert et plot av COP for en varmepumpe som funksjon av kondenseringstemperatur.

En illustrasjon av kretsene med ulike kondenseringstemperaturer i et logP-h-diagram ble i tillegg laget i *Refrigeration Utilities*. Se figur 4.3. Her er isokorer og linjer for konstant gasskvalitet fjernet, mens isentropier (blå linjer) og isotermer (røde linjer) er beholdt. Entalpidifferansen $h_2 - h_3$ avtar med økende kondenseringstemperatur. Siden tettheten i sugelinen er konstant vil derfor avgitt effekt \dot{Q}_K i kondensatoren minke.



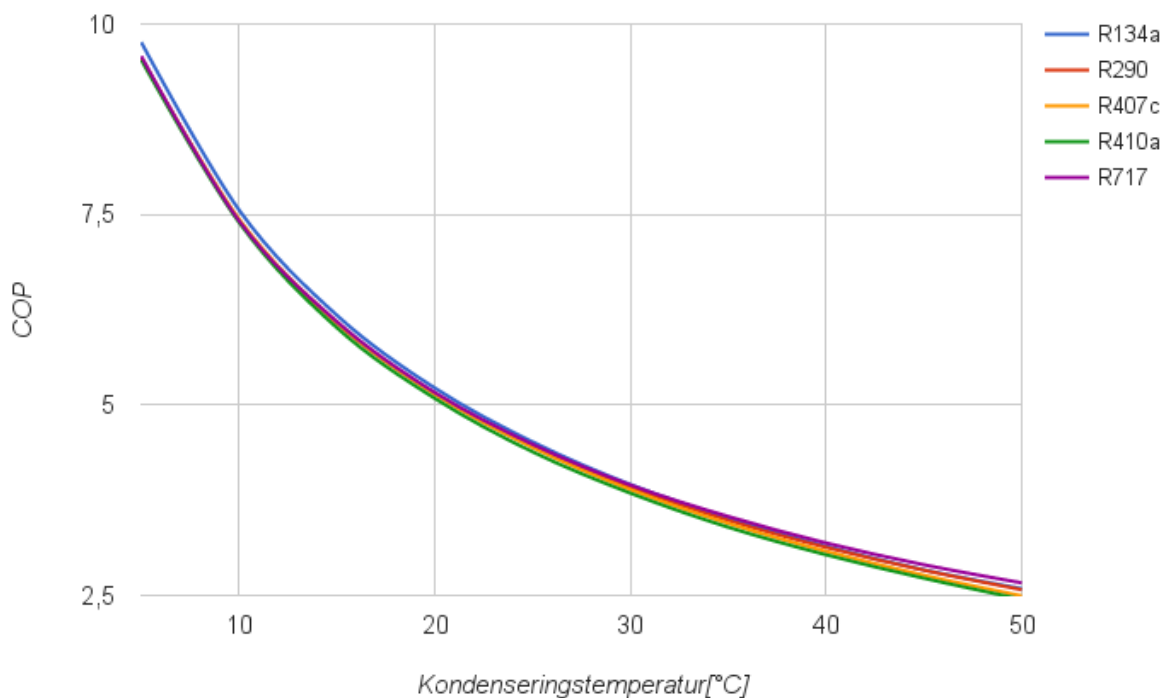
Figur 4.3: Illustrasjon av varmepumpekretser med ulik kondenseringstemperatur. Kretsene bruker R290 som kjølemedium.

Det økende trykkforholdet vil i tillegg føre til redusert isentropisk og volumetrisk virkningsgrad og en økt trykkgasstemperatur. Kompressoreffekten \dot{W} øker og COP reduseres. Hvor mye den reduseres beregnes som nevnt i CoolPack-verktøyet *One-stage cycle with DX evaporator*.

I et reelt scenario med en bolig ville effektbehovet \dot{Q}_K antakelig vært høyere for høyere innetemperaturer, siden effektbehovet er sterkt avhengig av temperaturredifferansen mellom

boligen og omgivelsene. Det ble likevel antatt et konstant effektbehov i disse beregningene.

Nødvendig kompressoreffekt og COP ble beregnet for kondenseringstemperatur T_K på 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45 og 50°C med R290, R134a, R410a, R407c og R717 som kjølemedier. Beregnet trykkforhold, valgt isentropisk virkningsgrad og beregnet kompressoreffekt finnes i tabell A.2 i Vedlegg A. Plot av COP som funksjon av kondenseringstemperatur T_K presenteres i figur 4.4.



Figur 4.4: Plot av COP som funksjon av kondenseringstemperatur for en varmepumpesyklus med $T_F = -10^\circ\text{C}$. Figuren er et resultat fra beregninger i CoolPack og videre behandling av beregningsresultatene.

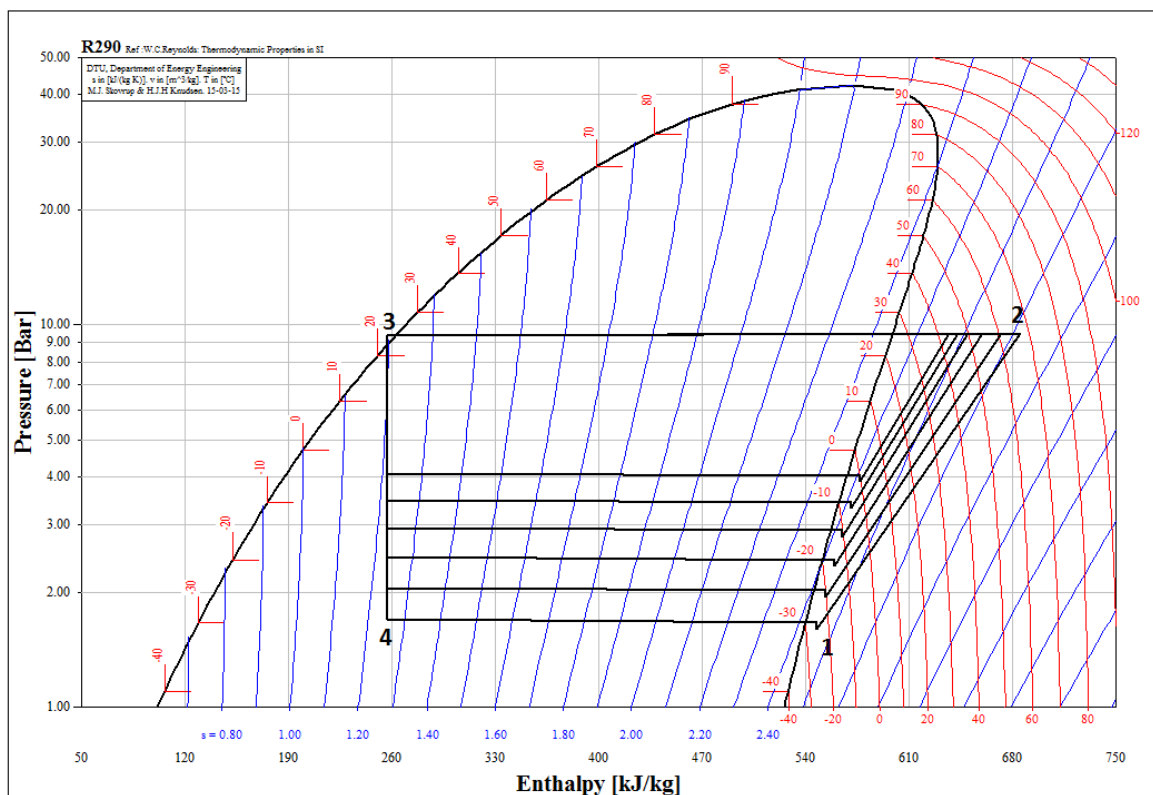
CoolPack sine resultater viser at COP for en gitt krets avtar med økende kondenseringstemperatur, og støtter dermed teorien. Beregningene er enkle å utføre, da man kun behøver å endre kjølemedium og isentropisk virkningsgrad mellom hver beregning. Før beregningene er man likevel nødt til å sjekke trykkforholdet for alle mediene, siden isentropisk virkninggrad er avhengig av trykkforholdet i kretsen.

Det er viktig å påpeke at dette *ikke* er en dynamisk simulering av en varmepumpekrets under varierende driftsbetingelser, men heller enkeltsimuleringer av tilstandene. CoolPack beregner kun nødvendig kompressoreffekt for et gitt temperaturløft og tar ikke hensyn til at enhver kompressor har begrensninger og varierende motorvirkningsgrad. Reelle varmevekslere vil også være begrenset av en UA-verdi, slik at det vil være nødvendig med en større temperaturdifferanse dersom det skal overføres en større effekt i den samme varmeveksleren.

4.1.3 Effekt av endring av fordampningstemperatur

En annen naturlig læringsoppgave vil være å gjøre samme type beregninger for ulike fordampningstemperaturer. Slike beregninger kan brukes som utgangspunkt for analyser av elektrisk effektforbruk i en varmepumpe i en bolig, eller som utgangspunkt for beregninger av spart elektrisk effekt ved økning av temperaturen i et kjøle- eller fryserom. Det finnes flere måter å illustrere endringene i en krets ved endring av fordampningstemperatur på. CoolPacks evne til å utføre flere slike oppgaver ble testet, med utgangspunkt i standardkretsen som varmepumpekrets.

Først ble varmepumpekretser med ulike fordampningstemperaturer illustrert i et logP-h-diagram ved hjelp av *Refrigeration Utilities* på samme måte som for ulike kondenseringstemperaturer. Se figur 4.5.

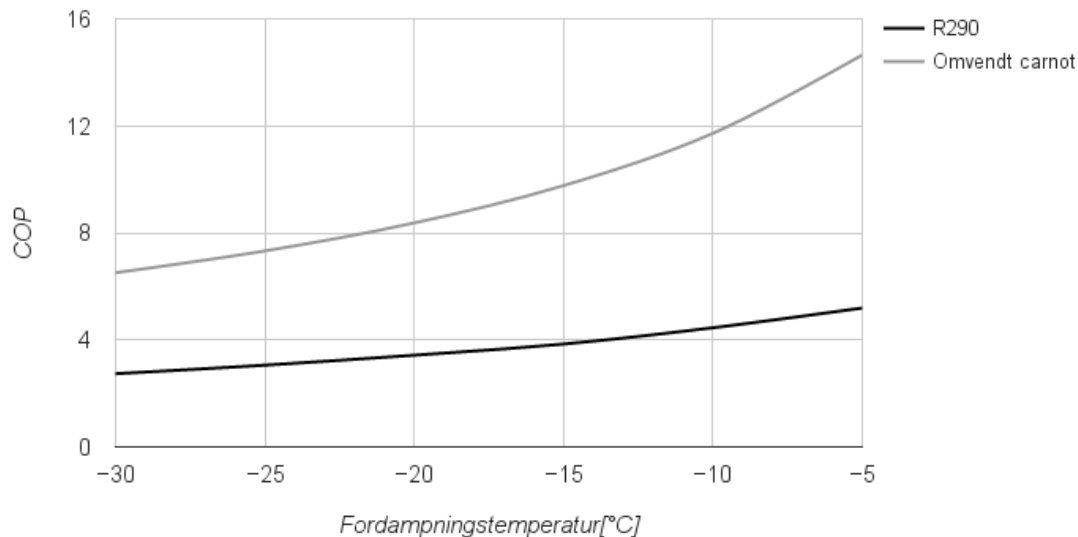


Figur 4.5: Illustrasjon av endring i fordampningstemperatur for varmepumpekrets med R290 som kjølemedium.

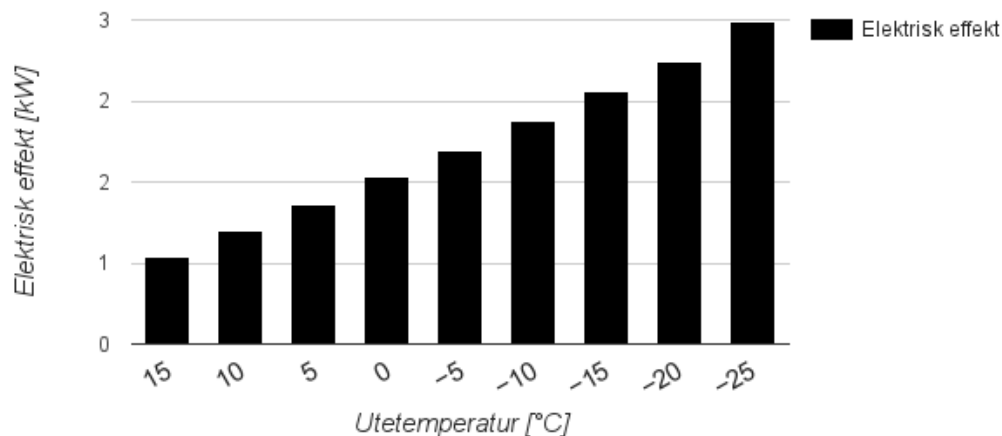
Når fordampningstemperaturen senkes, ser man av figuren at entalpидifferansen $h_2 - h_3$ øker. Det vil si at det overføres mer varme til varmereservoaret per kg medium, dersom man har overhetingsvarmeveksler. Likevel fører det lave trykket i fordampere til at massetettheten inn i kompressoren reduseres, og dermed også massestrømmen i kompressor og kondensator. Dette gir en total reduksjon av overført effekt Q_K i kondensatoren. I tillegg øker kompressoreffekten. Dette gir en reduksjon i COP.

For å få frem tall på denne reduksjonen i COP, ble nødvendig kompressoreffekt og COP beregnet i *One-stage cycle with DX evaporator* for fordampningstemperatur T_F på -5, -10, -15, -20, -25 og -30°C. I verktøyet må effektbehovet \dot{Q}_K oppgis. For lavere utetemperaturer er det naturlig med et økt effektbehov i boligen, men det ble i første omgang tatt utgangspunkt i standardsyklusen med konstant effektbehov på 8kW. CoolPack ble brukt til å beregne kompressoreffekten, og denne effekten ble brukt til å beregne \dot{W}_{el} og COP_{VP} i regneark. Til sammenligning ble også COP_{OC} for den omvendte carnotsyklusen ved samme forhold inkludert i beregningene. COP_{OC} er som nevnt et slags mål på potensialet som ligger i temperaturdifferansen mellom de to reservoarene. Ved å inkludere COP_{OC} kan illustrasjonen av beregningsresultatene sammenlignes med figur 2.5.

COP_{VP} og COP_{OC} som funksjon av fordampningstemperatur med kondenseringstemperatur lik 25 °C er illustrert i figur 4.6. Det ble også laget et histogram som viser det elektriske effektbehovet til en varmepumpe ved ulike fordampningstemperaturer fra de samme dataene. Se figur 4.7. Rådata og input finnes i tabell A.3 i Vedlegg A.



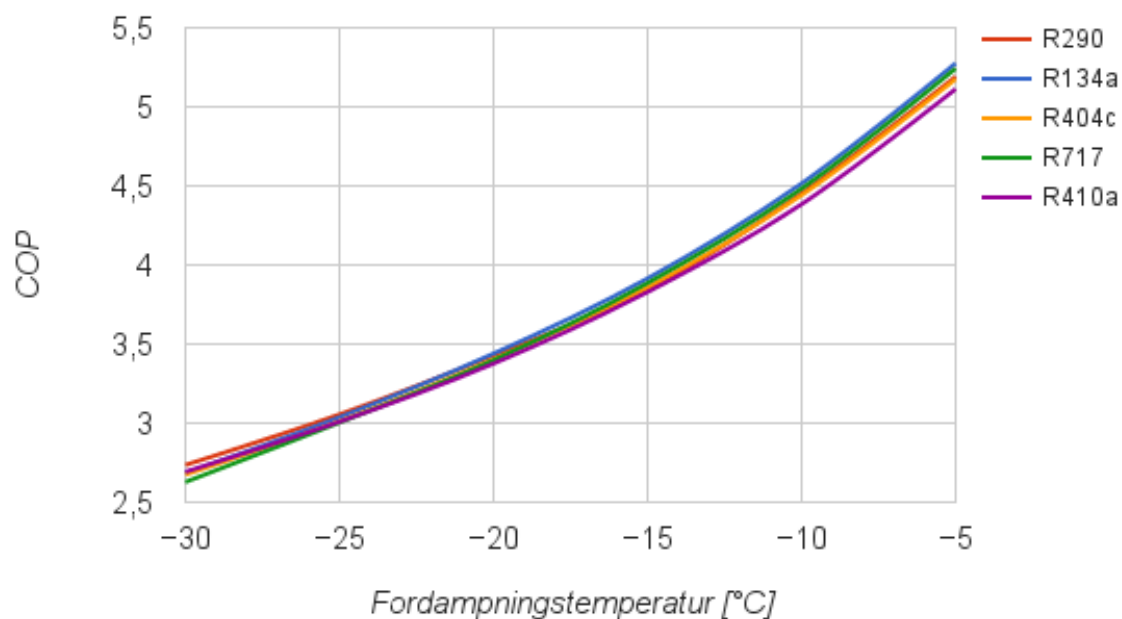
Figur 4.6: COP for varmepumpesyklusen (COP_{VP}) og for den omvendte carnotsyklusen som funksjon av fordampningstemperatur. Kondenseringstemperatur er lik 25°C. Ved utregning av COP for den omvendte carnotsyklusen er en temperaturdifferanse på 5K i varmevekslerne benyttet



Figur 4.7: Forbruket av elektrisk effekt til en eksempelvarmepumpe som skal levere 8kW ved ulike utetemperaturer. Temperaturdifferansen i fordampere er 5K og kondensortemperaturen er lik 25°C.

Resultatene viser tydelig at elektrisk effektbehov øker og COP minker ved reduksjon av fordampningstemperaturen. Grafen viser også samme trend som i figur 2.5. Det kan altså bekreftes at CoolPack produserer resultater som støtter teorien.

Et naturlig neste steg i en læringsprosess vil være å gjøre de samme beregningene for flere kjølemedier. For ulike medier vil variasjoner i termodynamiske egenskaper gi ulikt trykkforhold for temperaturforskjellene i kretsen. Dette fører til ulik isentropisk virkningsgrad. COP_{VP} ble i tillegg til R290 derfor beregnet for kjølemediene R134a, R407c, R410a og R717. Rådata og annen input finnes i tabell A.3 i Vedlegg A, og resultatene presenteres i figur 4.8.



Figur 4.8: COP som funksjon av fordampningstemperatur for ulike medier i en varmepumpekrets med kondenseringstemperatur på 25°C . Figuren er et resultat fra beregninger i CoolPack og videre behandling av beregningsresultatene.

Figuren viser at COP minker ved minkende fordampningstemperatur for alle medier. Det kan altså bekreftes at CoolPack produserer resultater som stemmer med teorien. Det er igjen viktig å påpeke at dette ikke er en dynamisk simulering av en varmepumpekrets under varierende driftsbetingelser, men enkeltsimuleringer av tilstandene. CoolPack beregner kun nødvendig kompressoreffekt for et gitt temperaturløft og tar ikke hensyn til at enhver komponent har begrensinger.

Et konstant effektbehov på 8kW som i standardsyklusen er dog ikke særlig realistisk for et bolighus. Varmetapet gjennom vegger og tak øker med temperaturdifferansen mellom inne- og utetemperaturen. Derfor ble den samme typen histogram som i figur 4.7 laget for et effektbehov som varierer med utetemperaturen. Det ble tatt utgangspunkt i et hus med UA-verdi på 400W/K uten annen tilført eller tapt effekt, slik at sammenhengen mellom effektbehovet \dot{Q}_K og utetemperaturen T_{ute} ble slik:

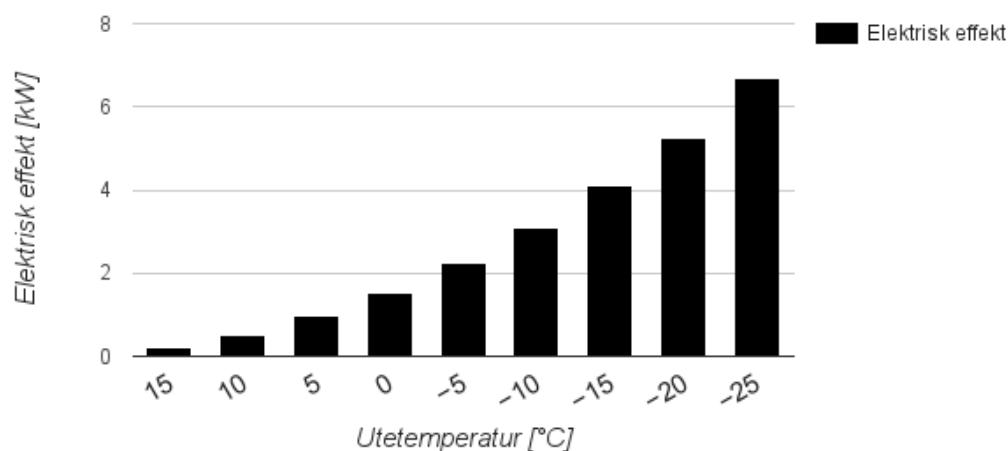
$$\dot{Q}_K = UA(T_{inne} - T_{ute}) = 400\text{W/K}(20^{\circ}\text{C} - T_{ute})$$

Eksempler på utetemperaturer og tilhørende effektbehov presenteres i tabell 4.2. Det bør nevnes at CoolPack har egne verktøy for å beregne kjølebehov ut ifra et roms dimensjoner og isolasjon, men at det ikke finnes tilsvarende verktøy for varmebehov.

Tabell 4.2: Effektbehov i en tenkt bolig ved ulike utetemperaturer. Figuren er et resultat fra beregninger i CoolPack og videre behandling av beregningsresultatene.

T_{ute} [°C]	15	10	5	0	-5	-10	-15	-20
\dot{Q}_K [kW]	2	4	6	8	10	12	14	16

Virkningsgrader og temperaturer i fordampner/kondensator ble beholdt like som for konstant effektbehov. Resultatene er presentert i et histogram i figur 4.9. Rådataene finnes i tabell A.4 i Vedlegg A.



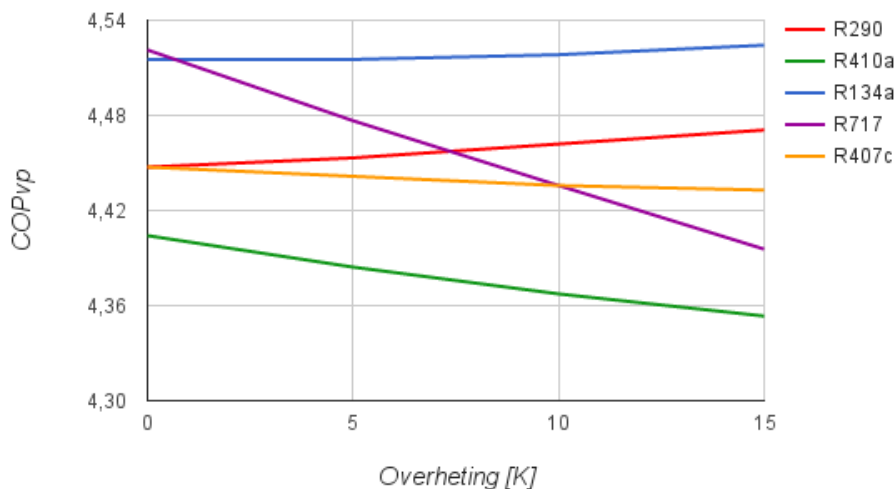
Figur 4.9: Forbruket av elektrisk effekt for en varmepumpe i en tenkt bolig for ulike utetemperaturer, der effektbehovet varierer med utetemperaturen. Figuren er et resultat fra beregninger i CoolPack og videre behandling av beregningsresultatene.

Resultatene viser at det elektriske effektforbruket øker mer ved økende effektbehov enn ved konstant effektbehov. Det kan altså bekreftes at CoolPack produserer resultater som stemmer med teorien. Effektbehovet tilhørende de ulike utetemperaturene må bestemmes utenom programmet og CoolPack tar ikke hensyn til komponentenes begrensninger.

4.1.4 Effekt av overheting i fordamperen

En annen læringsoppgave kan være å se på endringen i COP ved endring av overheting i fordamperen. Som nevnt er det ønskelig med en viss grad av overheting av mediet i fordamperen for å sikre at man ikke får væske inn i kompressoren. Overheting fører som nevnt både til økning av mediets spesifikke volum og økning av varmeoverføring per masse i fordamperen. Hvor mye mediets spesifikke volum øker for en gitt grad av overheting bestemmes av mediets termodynamiske egenskaper. Av den grunn vil sammenhengen mellom overheting og COP være medieavhengig.

Det ble tatt utgangspunkt i standardsyklusen og gjort beregninger av COP for kretsen med overheting i fordamperen ΔT_{SH} på 0, 5, 10 og 15K for fem ulike kjølemedier. Figur 4.10 viser en grafisk illustrasjon av resultatet av beregningene. Rådata finnes i tabell A.5 i Vedlegg A.



Figur 4.10: COP for ulike medier i en varmepumpekrets ved ulik grad av overheting. Figuren er et resultat fra beregninger i CoolPack og videre behandling av beregningsresultatene.

Resultatene viser at det er variasjon i effekt av overheting mellom de ulike mediene, og støtter dermed teorien. Gjennomføringen av beregningene er rask og enkel, da det kun er én parameter som endres av gangen. Det er igjen viktig å nevne at dette ikke er en dynamisk simulering av gradvis endring av overhetingen, men en beregning av COP for hver enkelt krets. CoolPack tar som nevnt ikke hensyn til komponentenes begrensninger. Det kommer ikke frem i programmet at høy grad av overheting vil kreve en meget stor fordamper, grunnet økningen i mediets spesifikke volum.

4.1.5 Effekt av inkludering av internvarmeveksler

En naturlig læringsoppgave vil være å se på inkludering av en internvarmeveksler i en varmepumpekrets. For å teste CoolPacks gjennomføring av denne oppgaven ble endringen i COP ved inkludering av en internvarmeveksler beregnet for standardsyklusen. Det ble valgt en termisk virkningsgrad η_T på 0,4 i internvarmeveksleren. CoolPack ble brukt til å beregne kompressoreffekten for alle kjølemedier med og uten internvarmeveksler. Resultatet fra beregningene presenteres i tabell 4.3 og rådata og inputs finnes i tabell A.6 i Vedlegg A. Kjølemediene er sortert etter relativ økning i COP ved inkludering av internvarmeveksler.

Tabell 4.3: Tilført effekt \dot{W} , nødvendig elektrisk effekt \dot{W}_{el} og COP for varmepumpekrets med og uten internvarmeveksler.

Kjølemedium	Uten internvarmeveksler			Med internvarmeveksler			
	\dot{W}	\dot{W}_{el}	COP	\dot{W}	\dot{W}_{el}	COP	Økning i COP [%]
R290	1,552	1,8259	4,38	1,543	1,815	4,41	0,58
R134a	1,528	1,7976	4,45	1,524	1,793	4,46	0,26
R407c	1,55	1,8235	4,39	1,554	1,828	4,38	-0,26
R410a	1,568	1,8447	4,34	1,583	1,862	4,30	-0,95
R717	1,515	1,7824	4,49	1,554	1,828	4,38	-2,51

CoolPacks beregninger viser at systemet med R290 får en økning i COP ved bruk av internvarmeveksler. R134a tar også en viss nytte, mens kretser med andre kjølemedier får dårligere COP. Ammoniakk er det kjølemediet som får størst reduksjon i COP ved inkludering av en internvarmeveksler. Det kan altså bekreftes at CoolPack produserer resultater som passer med teorien. Se delkapittel 2.2. Her står det blant annet at HFK-medier, propan og CO₂ er medier som egner seg i slike systemer. COP er som nevnt ikke nødvendigvis hovedmotivasjonen for å inkludere en internvarmeveksler, men heller andre positive effekter som nevnt i samme delkapittel. Et eksempel på dette er benyttelse av den høye trykkgasstemperaturen til varmtvannsberedning. Denne oppgis alltid ved beregninger i alle CoolPacks syklus-verktøy. En oversikt over trykkgasstemperaturene i de ulike kretsene er presentert i tabell 4.4.

Tabell 4.4: Trykkgasstemperatur for kretser med og uten internvarmeveksler(SGHX) for hvert av mediene.

Trykkgasstemperatur T_2 [°C]		
	Uten SGHX	Med SGHX
R290	38,2	51,8
R134a	39,7	53,5
R407c	46,9	58,5
R410a	50,5	65,2
R717	101,9	120,6

CoolPack viser tydelig økningen i trykkgasstemperatur for alle kjølemedier, og støtter dermed teorien. Trykkgasstemperaturen(e) oppgis alltid for alle kretser, slik at det ikke kreves noe ekstra arbeid å finne disse etter beregning av COP.

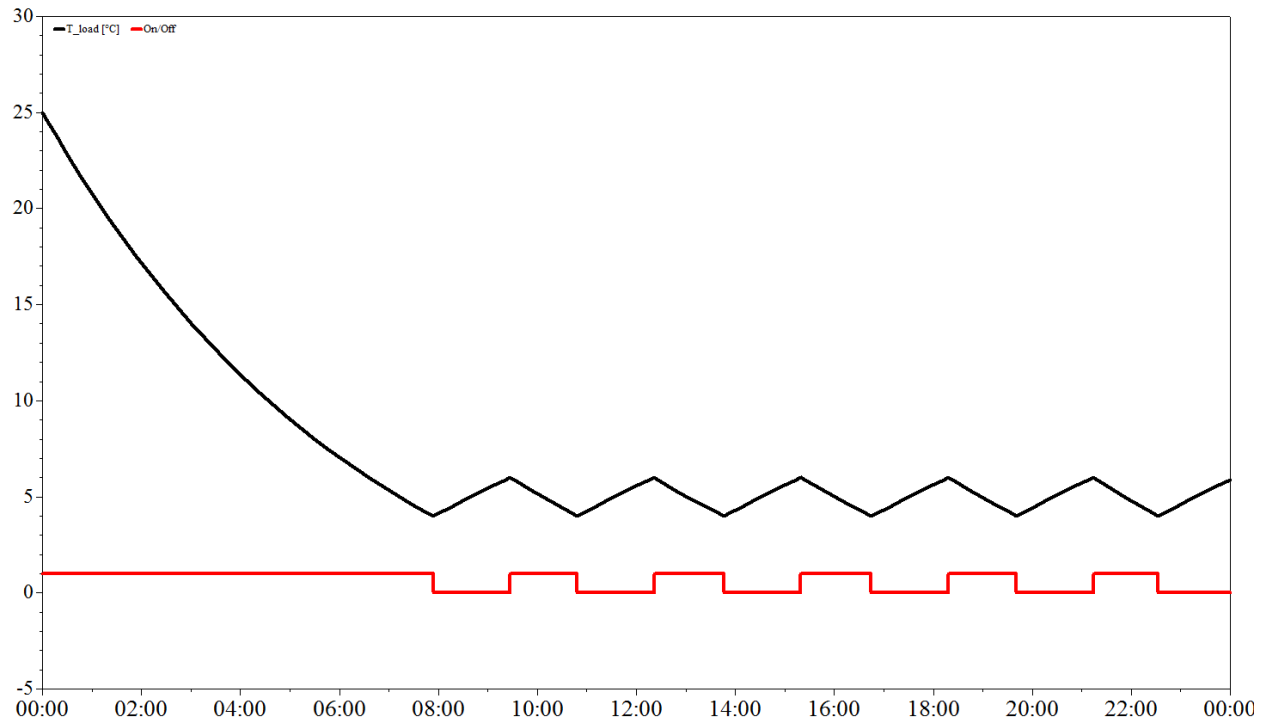
4.2 Tester av spesifikke CoolPack-verktøy

4.2.1 Simulering av nedkjøling av et reservoar

CoolPack kan brukes til å studere dynamisk nedkjøling av et reservoar med verktøyet *Dynamic Cooling*. Eksempler på bruk av dette verktøyet for studenter kan være å finne ut hvor lang tid det vil ta å kjøle ned et reservoar, eller å bestemme dimensjoner for en kjølekrets ut ifra en gitt tidsbegrensning for nedkjøling. Verktøyet produserer plot av temperaturer og effekter som funksjon av tid og beregner akkumulert energiforbruk og varmeopptak. For å kunne vurdere *Dynamic Cooling* ble verktøyet brukt til å finne en temperaturkurve for et reservoar under nedkjøling.

Det ble tatt utgangspunkt i et kjøleskap der 1000kg vann skulle kjøles fra 25°C til 5°C. Prosessen ble kontrollert med en av/på-kompressor med øvre og nedre temperaturgrense i reservoaret på henholdsvis $T_{res} = 6^\circ\text{C}$ og $T_{res} = 4^\circ\text{C}$. Til simuleringen ble det brukt R290 som kjølemedium og en kompressor med volumforskyvning 5m³/h, volumetrisk virkningsgrad 0,85, isentropisk virkningsgrad 0,7 og varmetap 15%. Kondensator og fordamper med UA-verdier på henholdsvis 500W/K og 400W/K ble brukt i eksempelet. Omgivelsestemperaturen ble satt til konstant 25°C. Input finnes i figur A.1 i Vedlegg A.

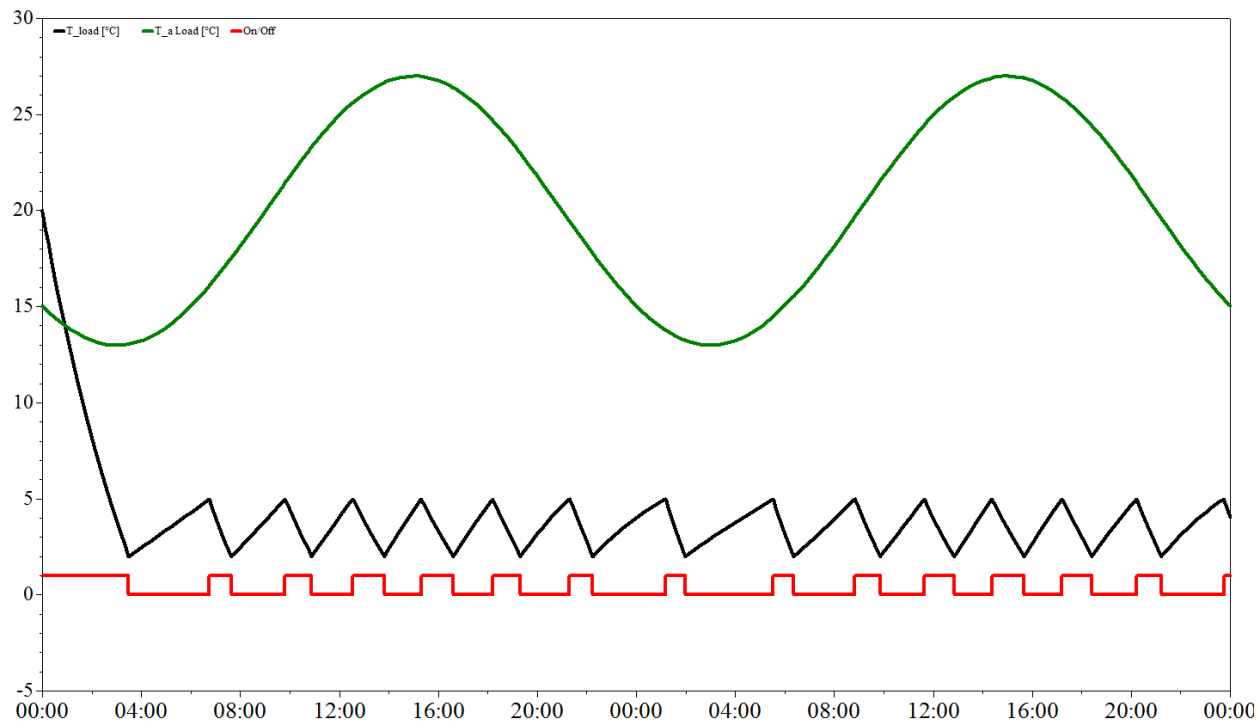
CoolPack produserer plot som viser hvordan ulike temperaturer og effekter endrer seg over tid. Et slikt plot presenteres i figur 4.11, der man kan se hvordan reservoartemperaturen utvikler seg over det første døgnet. Det ble også inkludert en kurve som viser når kompressoren er av(0) og på(1) for å demonstrere reguleringen av anlegget.



Figur 4.11: Reservoartemperatur (sort kurve) som funksjon av tid ved kjøling av et teoretisk reservoar fra 25°C til 5°C . Reservoaret består av 1000kg vann og temperaturen holdes mellom 4 og 6°C . Den røde kurven viser når kompressoren er av(0) og på(1) for å demonstrere reguleringen av anlegget

Når reservoaret er kjølt ned, bestemmes nødvendig tilført effekt til fordampere \dot{Q}_F kun av effekten overført til reservoaret fra omgivelsene \dot{Q}_A . Denne varierer med differansen mellom omgivelsestemperaturen og reservoartemperaturen. I figur 4.11 er omgivelsestemperaturen konstant. Figuren viser tydelig sammenhengen mellom temperatur og regulering av kompressoren, og illustrerer teorien om start/stopp-regulering av varmepumpe- og kjølekretser.

For videre å kunne vurdere dette verktøyet ble det satt opp et eksempel med varierende omgivelsestemperatur. Det ble valgt en gjennomsnittstemperatur på 20°C og en amplitude på 7°C , som følger en sinuskurve med en periode på 24 timer. Dermed kan man simulere et kjølesystem som befinner seg i omgivelser der temperaturen varierer i løpet av døgnet. Kjølemediet er R290 og kompressoren har en volumforskyvning på $7\text{m}^3/\text{h}$. Også her skulle 1000kg vann kjøles. Vannet skulle kjøles ned fra 20°C og holdes mellom 2 og 5°C . Oversikt over andre input finnes i figur A.2. I figur 4.12 presenteres resultatet av simuleringen. Man ser omgivelsestemperaturen T_a Load, reservoartemperaturen T_load over to døgn i tillegg til en graf som viser når kompressoren er av(0) og på(1).



Figur 4.12: Omgivelsestemperatur T_a Load (grønn kurve), reservoartemperatur T_{load} (sort kurve) som funksjon av tid ved nedkjøling av et reservoar med en $7\text{m}^3/\text{h}$ kompressor. Den røde kurven viser når kompressoren er av(0) og på(1).

Verktøyet demonstrerer altså hvordan reservoaret varmes opp raskere når det er varmere i omgivelsene. Det tar også lenger tid å kjøle ned rommet på grunn av varmeoverføringen fra omgivelsene, og dermed må kompressoren skrues på oftere og lenger i disse periodene. En slik illustrasjon er svært pedagogisk. Akkumulert elektrisk energiforbruk og akkumulert varmeopptak i fordampere beregnes og kan sjekkes i *Output*-fanen.

Verktøyet har mange input, men når disse først er valgt er det en rask og lærerik prosess å endre de ulike for å se hva som skjer med temperaturkurven. Det bør nevnes at y-aksen kun har én tallrekke, slik at en temperatur som varierer mellom 0 og 20°C vises i samme diagram som en effekt som varierer mellom 2 og $2,5\text{kW}$. Man oppgir innsugd volum i stedet for tilført effekt i kompressoren, slik at brukeren kan se sammenhengen mellom kjølemedium og volumetrisk ytelse.

4.2.2 Beregninger på kompressor

Studenter kan også ta mye lærdom av laboratoriearbeid. Verktøyet *Compressor - isentropic and volumetric efficiencies* er et verktøy som passer godt til slik bruk. For dette verktøyet ble det derfor tatt utgangspunkt i en tenkt laboratorieoppgave. Undertittelen til verktøyet er *Calculation of isentropic and volumetric efficiencies*, så det er nettopp en beregning av isentropisk og volumetrisk virkningsgrad som skal utføres. Da det også er mulig å inkludere dellast i verktøyet, ble det også utført beregninger av motorvirkningsgrad på 100% og 50% dellast. For å se hvordan programmet brukes og fungerer ble det valgt et teoretisk utgangspunkt med R134a som kjølemedium og følgende målte verdier og antakelser:

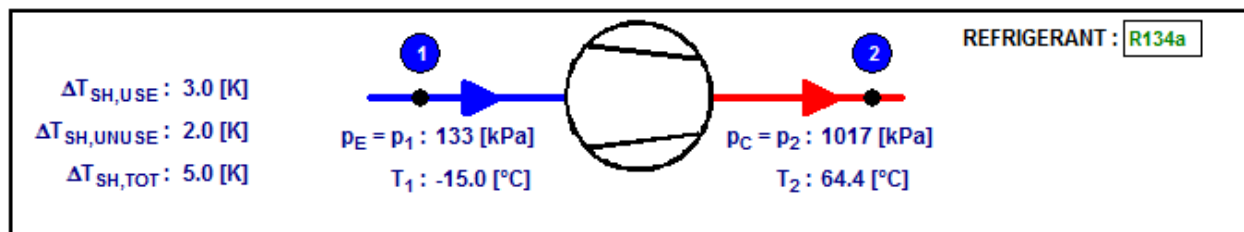
Tabell 4.5: Et teoretisk sett med antakelser og målte verdier for en kompressor. Verdiene skal brukes til å vurdere gjennomføringen av CoolPacks beregning av isentropisk og volumetrisk virkningsgrad for kompressoren i CoolPack-verktøyet Compressor - isentropic and volumetric efficiencies. Siste rad skal også brukes til å beregne elektromotorens virkningsgrad for 100% og 50% dellast.

Verdi	Betegnelse	100%	50%
Målt fordampertemperatur	T_E [°C]	-20	
Målt kondensator temperatur	T_C [°C]	40	
Målt underkjøling i kondensatoren	ΔT_{SC} [K]	10	
Målt overheting i fordamperen	$\Delta T_{SH,USEFUL}$ [K]	3	
Antatt overheting i sugelinen	$\Delta T_{SH,TOT}$ [K]	5	
Antatt varmetap i kompressoren	f_Q [%]	10	
Innstilt innsugd volum	V_D [m ³ /h]	25	12,5
Målt effektopptak i fordamperen	\dot{Q}_E [kW]	6	3
Effekt målt på aksel	\dot{W} [kW]	2,5	1,25
Målt elektrisk effekt	\dot{W}_{el} [kW]	2,8	1,8

Verdiene ble ført inn i verktøyet og CoolPack beregner en isentropisk og en volumetrisk virkningsgrad. Disse varierer ikke med dellast. Det gjør derimot motorens virkningsgrad. Motorens virkningsgrad er forholdet mellom akseeffekten og den elektriske effekten og beregnes utenom programmet. I en slik laboratorieoppgave bør det derfor brukes en åpen kompressor, slik at akseeffekten kan måles. Rådata for beregningene i tabell A.7 i Vedlegg A. Resultatet presenteres i tabell 4.6. Volumetrisk og isentropisk virkningsgrad ble henholdsvis lik 0,884 og 0,710. Motorvirkningsgraden ble redusert fra 0,893 ved full last til 0,694 ved halv last. Diagrammet i verktøyet vises i figur 4.13 og viser relevante temperaturer rundt kondensatoren. Trykkgasstemperaturen blir også beregnet. Input for beregningene gjort ved 50% dellast vises i figur A.3 i Vedlegg A.

Tabell 4.6: Resultat ved beregning av virkningsgrader i CoolPack-verktøyet

Verdi	Betegnelse	100%	50%
Volumetrisk virkningsgrad	η_V	0,884	
Isentropisk virkningsgrad	η_{is}	0,710	
Motorvirkningsgrad	η_M	0,893	0,694



Figur 4.13: Diagrammet i verktøyet Compressor - isentropic and volumetric efficiencies.

Det bør påpekes at de beregnede verdiene ikke er relevante, da verdiene som ligger til grunn for beregningene ikke er målt. Hensikten med beregningene var å finne ut hvordan verktøyet jobber og hva man kan få ut av det.

Dersom man har måleverdier eller bakgrunn for antakelser av de ulike parameterne som må oppgis i verktøyet, beregner CoolPack isentropisk og volumetrisk virkningsgrad. Diagrammet gjør også at det er lett å forstå hva de ulike parameterne representerer. Motorens virkningsgrad må beregnes utenom programmet. Det er verdt å merke seg at diagrammet ikke viser de verdiene som står nevnt i undertittelen til verktøyet, volumetrisk og isentropisk virkningsgrad.

4.2.3 Beregning av UA-verdi i varmevekslere

For å teste verktøyene *Condenser - UA-value* og *Evaporator - UA-value*, ble UA-verdi for en kondensator og en fordampner beregnet. Beregningene for kondensator ble også gjennomført uten verktøyet, slik at de to metodene kunne sammenlignes.

Kondensator

For å se hvordan en UA-verdi for en kondensator beregnes, ble det antatt et scenario der kjølemediet avgir varme til en massestrøm av vann. Oppgitte verdier er:

$$\dot{V}_{vann} = 4m^3/h$$

$$T_K = 20^\circ C$$

$$T_{inn,vann} = 15^\circ C$$

$$\dot{Q}_K = 15kW$$

Dersom CoolPack ikke benyttes, må beregningene gjennomføres steg for steg; Fra de oppgitte verdiene finner man temperaturendringen ΔT_{vann} , og dermed sluttemperaturen $T_{ut,vann}$. Teorien bak en slik beregning antas kjent.

$$\Delta T_{vann} = \frac{\dot{Q}_K}{\rho \dot{V}_{vann} c_p} = \frac{15kW \cdot 3600s/h}{1000kg/m^3 \times 4m^3/h \times 4,18kJ/kgK} = 3,23K$$

$$T_{ut,vann} = T_{inn,vann} + \Delta T_{vann} = 15^\circ C + 3,23^\circ C = 18,23^\circ C$$

Deretter kan LMTD beregnes med formel 2.8:

$$LMTD = \frac{(20 - 15) - (20 - 18,23)}{\ln\left(\frac{20-15}{20-18,23}\right)} = 3,11K = 3,1K$$

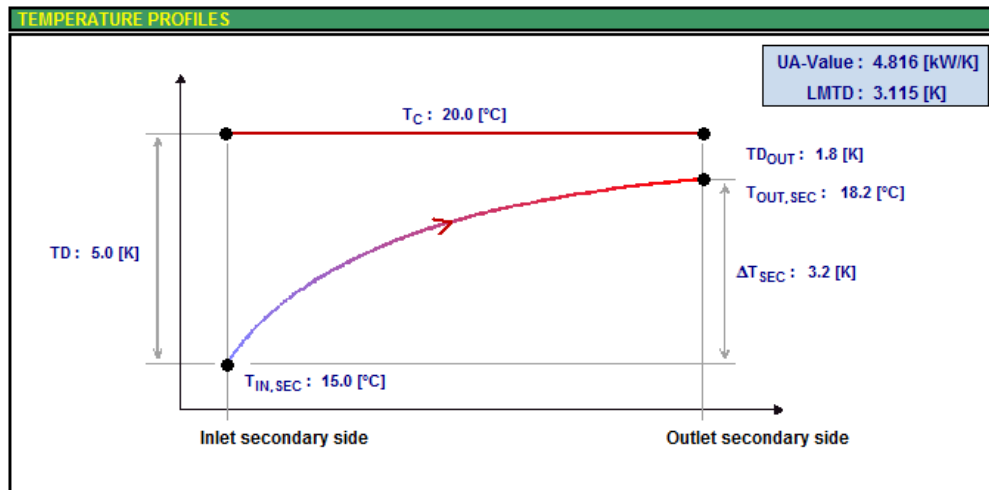
For å finne den nødvendige UA-verdien for å overføre 15kW til vann med en massestrøm på 0,5kg/s og inntemperatur på 15°C brukes formel 2.9:

$$UA = \frac{\dot{Q}_K}{LMTD} = \frac{15kW}{3,11K} = 4,82kW/K = 4,8kW/K$$

Dersom samme oppgave skal utføres i CoolPack, bruker man verktøyet *Condenser - UA-value*. Man spesifiserer at kondensatoren er vannkjølt og oppgir volumstrøm, avgitt effekt, kondensatortemperatur og vannets inntemperatur. Input vises i figur 4.14a. Når man trykker på *Calculate* vises resultatene som blå tall i et diagram. Hovedoutputs er UA-verdi og LMTD, som vises oppe i høyre hjørne. Mellomverdier i beregningene vises i selve diagrammet. Se figur 4.14b. CoolPack oppgir LMTD lik 3,115K og UA-verdi lik 4,816kW/K. Dette stemmer med beregningene ovenfor.

CATALOG DATA		
Type:	Water cooled	$T_{IN,SEC}$ [°C]: 15.0
Capacity [kW]:	15	\dot{V}_{SEC} [m ³ /h]: 4
	T_C [°C]: 20	

(a) Input



(b) Output

Figur 4.14: Beregning av UA-verdi og LMTD i en kondensator med CoolPack-verktøyet Condenser - UA-value.

Fordamper

Verktøyet *Evaporator - UA-value* er bygd opp likt som *Condenser - UA-value*. Dersom beregningen av UA-verdien til en fordamper gjøres for hånd benytter man også en liknende fremgangsmåte som for en kondensator. Varmen overføres naturligvis *til* i stedet for *fra* mediet, og verktøyet skiller seg også ut ved at det må oppgis en andel sensibel varme; *Sensible Heat Ratio (SHR)*. Denne tilsvarer andelen avgitt varme fra kilden (vann eller luft) som fører til temperaturendring i kilden. Dersom SHR er 100%, vil all varmeoverføring fra kilden føre til temperaturendring, og temperaturdifferansen kan beregnes med spesifikk varmekapasitet c_p . Dersom SHR derimot er f.eks. 80%, vil kun 80% av den avgitte energien føre til temperaturendring. Dette inkluderer CoolPack i beregningene, i tillegg til at den beregner både totalt UA-verdi og UA-verdi for sensibel varme. For å vise hvordan CoolPack jobber tas det utgangspunkt i et scenario der det skal overføres varme fra vann til et medium i en fordamper. Oppgitte verdier er:

$$\dot{V}_{vann} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$T_F = 0^\circ\text{C}$$

$$T_{inn,vann} = 6^\circ\text{C}$$

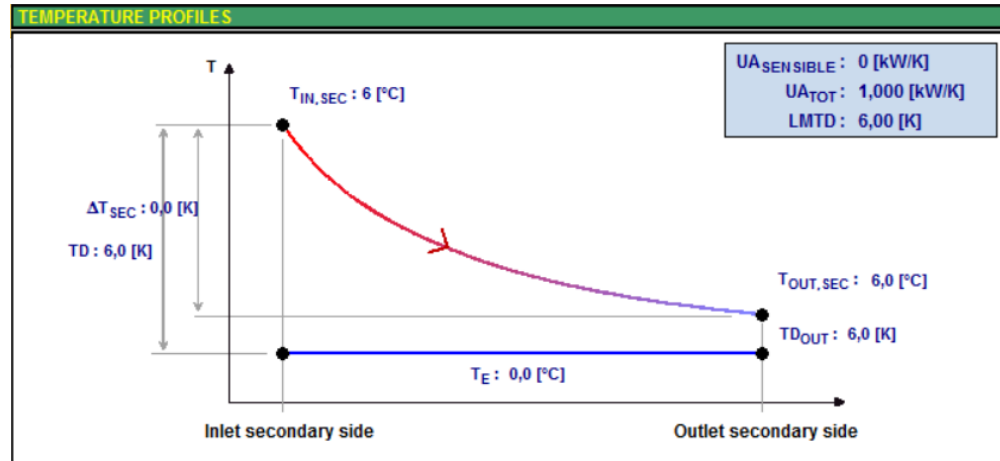
$$Q_F = 6 \text{ kW}$$

$$SHR = 0\%$$

Input og output fra CoolPack vises i figur 4.15.

CATALOG DATA		
Type: <input type="text" value="Water cooler"/>	$T_{IN,SEC}$ [°C]: <input type="text" value="6"/>	SHR [%]: <input type="text" value="0"/>
Capacity [kW]: <input type="text" value="6"/>	T_E [°C]: <input type="text" value="0"/>	\dot{V}_{SEC} [m ³ /h]: <input type="text" value="3"/>

(a) Input



(b) Output

Figur 4.15: Beregning av UA-verdi og LMTD i en fordampner med CoolPack-verktøyet Evaporator - UA-value.

CoolPack gir LMTD lik 6,00K og UA-verdi lik 1,000kW/K. Dette er som forventet, da vi har 0% sensibel varmeoverføring fra kilden, og dermed ingen temperaturendring. Legg merke til at diagrammet i figuren kun er illustrativt og ikke målbart. Selv uten temperaturendring i vannet gir diagrammet et inntrykk av synkende temperatur i kilden. Legg også merke til at CoolPack oppgir svaret med både to og tre desimaler, til tross for at input kun er oppgitt med ett siffer.

En annen kommentar til kondensator- og fordamperverktøyene er at det hadde vært ønskelig med mulighet for utregning av LMTD og UA-verdi med underkjøling eller overheting i varmevekslerne. Spesielt siden dette vil være en mer komplisert utregning å gjennomføre uten hjelpemidler.

4.2.4 Sammenligning av ett- og to-trinns syklus

CoolPack har en rekke verktøy som kan brukes til å gjøre beregninger på ulike typer to-trinns anlegg. Her benyttes *Two-stage cycle - Flooded evaporators, open intercooler* sammen med *One-stage cycle with flooded evaporator* til å se på forskjeller mellom en ett-trinns og en to-trinns krets med fylte fordampere ved samme driftsforhold.

Det tas utgangspunkt i et høyt temperaturløft, der teorien sier at innføring av to trinn skal ha stor innvirkning:

$$T_F = -35^\circ C$$

$$T_K = 35^\circ C$$

Kretsene bruker R290 som kjølemedium, og to-trinns kretsen har en åpen mellomkjøler med full mellomkjøling. Se figur 2.14b og 2.15. Når man legger inn fordamper- og kondensatortemperatur i to-trinnsverktøyet beregnes det optimale mellomtrykket og den tilhørende temperaturen. For temperaturene og kjølemediet i denne kretsen beregner CoolPack en optimal mellomtemperatur på $-5,1^\circ C$. For enkelhets skyld velges $T_{E,HS} = -5^\circ C$. Effekten \dot{Q}_F overført i fordampere settes lik 8kW for både ett- og to-trinnskretsen. Begge kretsene har fylte fordampere. For fylte fordampere må det også oppgis en gasskvalitet X_{OUT} ut av fordampere. Denne settes til 0,8. Teorien sier at det skal være mindre tap i kretser med små temperaturløft og lave trykkforhold. Ut ifra dette velges en høyere isentropisk virkningsgrad og lavere trykktap for to-trinns kretsen. Disse og andre relevante parametre for beregningene presenteres i tabell 4.7.

Tabell 4.7: Input i ett-trinns- og to-trinnsverktøyene i CoolPack ved beregninger på ett- og to-trinns anlegg ved samme driftsforhold.

Parameter	Ett-trinns	To-trinns
Δp_{SL} [K]	0,5	0,2 0,2
Δp_{DL} [K]	0,5	0,2 0,2
$\Delta T_{SH,SL}$ [K]	2	2 2
ΔT_{SC} [K]	2	2 2
η_{is}	0,65	0,7 0,7
f_Q [%]	10	10 10

Resultatene fra beregningene presenteres i tabell 4.8. Input- og outputvinduet fra CoolPack-verktøyene vises i figur A.4 i Vedlegg A.

Tabell 4.8: Trykkgasstemperatur T_{TG} , kompressoreffekt \dot{W} , innsugd volum i kompressorene \dot{V}_S og kjøle-COP for ett- og to-trinns kretser ved samme driftsbetingelser.

Parameter	Ett-trinns	To-trinns		
		LT	HT	Totalt
T_{TG} [°C]	68,8	14,2	47,8	
\dot{W} [kW]	5,3	1,7	2,6	4,2
\dot{V}_S [m ³ /h]	37,6	26,2	13,9	
COP_{KS}	1,508	4,849	3,793	1,90

Resultatene viser at trykkgasstemperaturen blir redusert fra 68,8°C til 47,8°C ved innføring av to trinn. COP øker når vi går fra ett til to trinn. I stedet for én kompressor på 5,3kW og 37,6m³/h behøves det to kompressorer på henholdsvis 1,7kW og 26,2m³/h og 2,6kW og 13,9m³/h. Det kan altså bekreftes av CoolPack produserer resultater som passer med teorien.

Kort oppsummert utfører CoolPack en slik sammenligning på en god måte. Den gjør det lett å se forskjellene mellom kretsenes oppsett og input, og den oppgir den optimale mellomtemperaturen for temperaturløftet.

Legg merke til at kompressoreffekten er oppgitt med kun ett desimal, da det er slik CoolPack oppga den. COP er derimot beregnet ut ifra en mer nøyaktig verdi. Dette kan virke forvirrende på brukeren, da det er vanskelig å se sammenhengen mellom tallene. Hadde man skulle beregnet varme-COP, ville man hatt større usikkerhet i resultatene, siden man måtte gått ut ifra effekten CoolPack oppgir. Ellers gjør verktøyene det enkelt å oppdage forskjellene mellom de to kretsene.

4.2.5 Sammenligning av ett- og to-trinns transkritisk syklus

Dersom man ønsker å sammenligne ett- og to-trinns transkritisk syklus kan man bruke verktøyene *One-stage transcritical cycle with CO2* og *Two-stage transcritical cycle with CO2, no intermediate load*. Relevante parametre til sammenligning kan være trykkgasstemperatur, COP og volumstrømmen ved kompressorinngangen.

To-trinns kretsen består av én to-trinns kompressor hvor gassen komprimeres i to steg, men avkjøles mellom stegene. Det velges en temperatur i fordampere lik -10°C og et trykk i gasskjøleren lik 12000kPa . Trykket i steget mellom de to kompresjonene, mellomtrykket p_2 velges lik det geometriske middel. Disse og andre parametre brukt i beregningene er presentert i tabell 4.9. I gasskjøleren endres mediets temperatur fra T_4 til T_5 . Se figur 2.17 for illustrasjon av syklusen i et logP-h-diagram.

Tabell 4.9: Input i ett- og to-trinnsverktøyene i CoolPack ved beregninger på ett- og to-trinns transkritisk anlegg ved samme driftsforhold.

Parameter	Ett-trinns	To-trinns
T_E [$^{\circ}\text{C}$]	-10	-10
ΔT_{SH} [K]	5	5
Δp_{SL} [K]	0,2	0,2
$\Delta T_{SH,SL}$ [K]	2	2
P_{GC} [kPa]	12000	12000
\dot{Q}_E [kW]	10	10
η_{is}	0,70	0,70
f_Q [%]	10	10
T_5 [$^{\circ}\text{C}$]	30	30
$T_2 - T_3$ [K]	-	20
p_2 [kPa]	-	5622

Resultater for beregningene vises i tabell 4.10. Input og output finnes i vedlegg A i figur A.5.

Tabell 4.10: Trykkgasstemperatur T_{TG} , COP for kjøling og innsugd volum i kompressoren for et ett-trinns- og to-trinns transkritisk anlegg ved samme driftsforhold.

Parameter	Ett-trinns	To-trinns		
		LS	HS	Totalt
$T_{TG}[\text{°C}]$	132,2	59,9	108,9	
\dot{W} [kW]	5,788	2,65	2,81	5,46
$\dot{V}_S[\text{m}^3/\text{h}]$	3,078	3,078	1,513	
COP_{KS}	1,728			1,832

Tabellen viser at trykkgasstemperaturen blir redusert fra 132°C til 108,9°C ved to-trinns drift. Den viser også en liten reduksjon i kompressoreffekt og dermed en liten økning i COP. Dette stemmer med teorien. På samme måte som for beregningene på ett- og to-trinns-kretsen med fylte fordampere, gjør CoolPack det enkelt å sammenligne kretsene.

4.3 Tester av CoolPack til bruk i beregninger på varmepumpeanlegget ved NMBU

4.3.1 Mulige scenarier for anlegget

Den første testen av Coolpack til bruk i beregninger på anlegget består i å velge ulike kondensatortemperaturer og se hvilke avgitte effekter i kondensatoren og temperaturøkninger vi får i brønnvannet i de ulike tilfellene. Hvilke mulige scenarier som finnes begrenses som nevnt av kompressoreffekten og massestrømmen i brønnene.

Anlegget ved energilaboratoriet vil som nevnt bli utstyrt med en kompressor på 2-4kW[2]. 4kW er altså det maksimale elektriske forbruket til kompressoren. Det tas derfor utgangspunkt i at kompressoren kan driftes på alle effekter mindre enn eller lik 4kW, og at den isentropiske virkningsgraden følger kurven i figur 2.8. Den volumetriske virkningsgraden antas å være 0,85 for alle trykkforhold. Da vannet i kildebrønnen skal kjøles fra 7°C til 1°C, velges en fordampertemperatur $T_F = -3^\circ\text{C}$, som gir $LMTD_F = 6,55\text{K}$.

Det velges en massestrøm i kildebrønnen som utgangspunktet for beregningene. Denne skal være maksimalt 3000kg/h, i følge produsenten[2]. Effekten \dot{Q}_F som tilføres fordampere med en massestrøm på 3000kg/h og en temperaturredifferanse på 6K i vannet er 20,9kW. Det ble også gjennomført beregninger med en redusert massestrøm i forhold til den maksimale for å se hva slags resultater det gir. For en massestrøm på 2500kg/h er effekten tatt opp i fordampere lik 17,4kW.

CoolPack-verktøyet *One-stage cycle with DX evaporator* ble brukt i beregningene. Ved å sette inn ulike kondensatortemperaturer beregnes ulike trykkforhold. Trykkforholdene, tilhørende isentropiske virkningsgrader og output fra CoolPack brukt i beregningene finnes i tabell A.8 i Vedlegg A.

Avgitt effekt \dot{Q}_K i kondensatoren og kompressoreffekt \dot{W} for ulike kondensatortemperaturer T_K ble funnet i verktøyet. Hensikten med dette er å se hvilke effekter \dot{Q}_K som kan oppnås i kondensatoren og derfor hvilke temperaturøkninger som kan oppnås i brønnvannet på andre siden. Resultatet presenteres i tabell 4.11. For å beregne COP brukte vi \dot{W}_{el} som er funnet ved å anta en volumetrisk virkningsgrad lik 85%. Beregningen av \dot{W}_{el} og COP er utført i regneark.

Kondensatortemperaturene ble begrenset ved å velge laveste temperatur som litt høyere enn 13°C(7°C i brønnvannet + 6°C temperaturøkning) og høyeste temperatur lik 30°C. Det er mulig å øke kondensatortemperaturen ytterligere, men det vil ikke være så mye å få ut i form av effekt overført i kondensatoren.

Tabell 4.11: Nødvendig kompressoreffekt \dot{W} og avgitt effekt \dot{Q}_K i kondensatoren for ulike kondensatortemperaturer T_K beregnet i CoolPack. \dot{W}_{el} og COP_{VP} funnet fra resultatene. Verdiene gjelder for et effektopptak \dot{Q}_F i kompressoren på 20,9kW.

T_K [°C]	\dot{W} [kW]	\dot{W}_{el} [kW]	\dot{Q}_K [kW]	COP_{VP}
14	2,261	2,66	23,07	8,67
16	2,509	2,95	23,3	7,89
18	2,774	3,26	23,54	7,21
20	3,043	3,58	23,79	6,65
22	3,321	3,91	24,04	6,15
24	3,593	4,23	24,29	5,75
26	3,887	4,57	24,56	5,37
28	4,181	4,92	24,82	5,05
30	4,475	5,26	25,09	4,77

Fra resultatene kommer det frem at COP_{VP} minker med økt temperaturredifferanse i kretsen, som ventet. I tillegg viser resultatene at den nødvendige elektriske effekten er for stor for kondensatortemperaturer høyere enn eller lik 24°C. Dette vil derfor ikke være mulige scenarier for anlegget.

Temperaturøkningen i brønnvannet på andre siden varierer med vannets massestrøm. Brønnen skal ha en maksimal massestrøm på 2000kg/h, og temperaturøkningen ΔT beregnes derfor for $\dot{m}_1 = 2000\text{kg/h}$ og $\dot{m}_2 = 1500\text{kg/h}$. Det ble antatt en konstant spesifikk varmekapasitet på 4,18kJ/kgK i vannet. Fra disse temperaturøkningene ble det også beregnet en $LMTD$ og nødvendig UA -verdi i kondensatoren, ved å benytte verktøyet *Condenser - UA-Value* i CoolPack. Til tross for at trykkgassen har høyere temperatur enn kondenseringstemperaturen, ble det for enkelthets skyld antatt at hele Q_K overføres fra mediet til vannet mens mediet er ved kondenseringstemperaturen. De beregnede verdiene for massestrømmer \dot{m}_1 og \dot{m}_2 presenteres i tabell 4.12.

Tabell 4.12: Temperaturøkning ΔT , LMTD og UA-verdi for massestrøm $\dot{m}_1 = 2000\text{kg/h}$ og $\dot{m}_2 = 1500\text{kg/h}$. Verdiene gjelder for et varmeopptak \dot{Q}_F i fordampere på $20,9\text{kW}$.

T_K [°C]	\dot{Q}_K [kW]	ΔT_1 [K]	LMTD ₁ [K]	UA ₁	ΔT_2 [K]	LMTD ₂ [K]	UA ₂
14	23,07	9,9	-		13,2	-	
16	23,3	10,0	-		13,4	-	
18	23,54	10,1	4,0	5,8	13,5	-	
20	23,79	10,2	6,6	3,6	13,7	-	
22	24,04	10,4	8,8	2,7	13,8	5,5	4,4

Resultatene viser at en massestrøm på $\dot{m}_1 = 2000\text{kg/h}$ kun vil fungere for kondensatortemperaturer høyere enn 16°C . For $T_K \leq 16$ viser beregningene en temperaturøkning i vannet som gir en sluttemperatur høyere enn kondensatortemperaturen. Dette er naturligvis ikke mulig, da varmeoverføringen vil stoppe når vannets temperatur nærmer seg kondensatorens temperatur. Det er derfor kun beregnet LMTD og UA-verdi for en T_K på 18, 20 og 22°C for \dot{m}_1 . Siden \dot{m}_2 er en mindre massestrøm, vil man få høyere temperaturøkning ΔT samme \dot{Q}_K . Det kommer frem i tabell 4.12 at temperaturøkningen er for høy for alle T_K utenom 22°C . Dersom massestrømmen i brønnen som skal varmes opp er $\dot{m}_2 = 1500\text{kg/h}$ vil derfor kun $T_K = 22^\circ\text{C}$ være en relevant kondensatortemperatur. Andre temperaturer vil enten kreve for stor kompressoreffekt eller være for lave til å kunne overføre nok varme til brønnen.

De to foregående tabellene viser alle verdier som gjelder ved et varmeopptak \dot{Q}_F i fordampere på $20,9\text{kW}$, som tilsvarer en massestrøm på 3000kg/h i vannet i kildebrønnen. De samme beregningene er også gjennomført for $17,4\text{kW}$, som tilsvarer en massestrøm på 2000kg/s . Resultatene presenteres i tabell 4.13 og 4.14. Input og rådata for beregningene finnes i tabell A.9 i Vedlegg A.

Tabell 4.13: Nødvendig kompressoreffekt \dot{W} og avgitt effekt \dot{Q}_K i kondensatoren beregnet i CoolPack. \dot{W}_{el} og COP beregnet i regneark. Verdiene gjelder for et varmeopptak \dot{Q}_F i fordampere på 17,4kW.

T_K [°C]	\dot{W} [kW]	\dot{W}_{el} [kW]	\dot{Q}_K [kW]	COP_{VP}
14	1,882	2,21	19,21	8,68
16	2,089	2,46	19,4	7,89
18	2,31	2,72	19,6	7,21
20	2,534	2,98	19,8	6,64
22	2,765	3,25	20,01	6,15
24	2,992	3,52	20,22	5,74
26	3,236	3,81	20,44	5,37
28	3,481	4,10	20,67	5,05
30	3,726	4,38	20,89	4,77

Resultatene viser at kondensatorer på 28°C eller høyere krever en for høy elektrisk effekt. Disse vil derfor ikke være mulige scenarier for anlegget. Når \dot{Q}_F reduseres til 17,4kW vil det likevel være mulig å oppnå høyere temperaturer i kondensatoren enn ved $\dot{Q}_F = 20,9$ kW. En lavere \dot{Q}_F vil gi en lavere massestrøm og innsugd volum og dermed en lavere kompressoreffekt.

Det beregnes ΔT i brønnvannet, LMTD og UA-verdi for de mulige kondensatorer for to ulike massestrømmer \dot{m}_1 og \dot{m}_2 for $\dot{Q}_F = 17,4$ kW på samme måte som for $\dot{Q}_F = 20,9$ kW.

Tabell 4.14: Temperaturøkning ΔT , LMTD og UA-verdi for massestrøm $\dot{m}_1 = 2000$ kg/h og $\dot{m}_2 = 1500$ kg/h. Verdiene gjelder for et varmeopptak \dot{Q}_F i fordampere på 17,4kW.

T_K [°C]	\dot{Q}_K [kW]	ΔT_1 [K]	LMTD ₁ [K]	UA ₁	ΔT_2 [K]	LMTD ₂ [K]	UA ₂
14	19,21	8,3			11,0	-	
16	19,4	8,4	3,1	6,3	11,1	-	
18	19,6	8,4	5,8	3,4	11,3	-	
20	19,8	8,5	8,0	2,5	11,4	5,4	3,6
22	20,01	8,6	10,0	2,0	11,5	7,9	2,5
24	20,22	8,7	12,1	1,7	11,6	10,1	2,0
26	20,44	8,8	14,2	1,4	11,7	12,3	1,7

Tabellen viser at det også for $\dot{Q}_F = 17,4\text{kW}$ finnes visse kondensatortemperaturer som vil begrense varmeoverføringen i kondensatoren. For en massestrøm på 2000kg/h vil det kun være relevant å ha kondensatortemperaturer høyere enn eller lik 16°C , mens det for 1500kg/h kun vil være relevant med kondensatortemperaturer høyere enn eller lik 20°C .

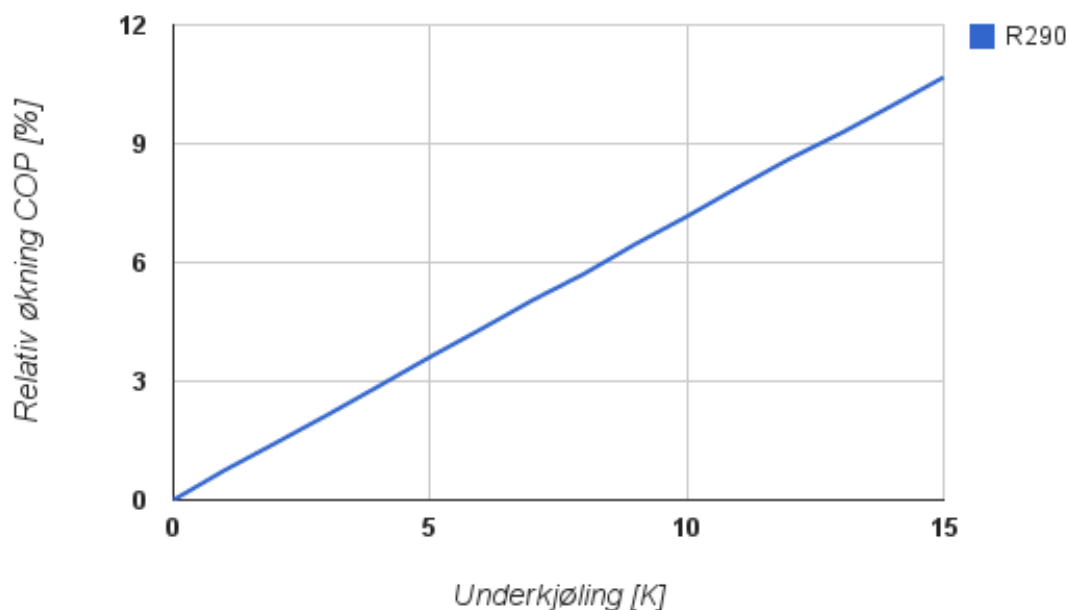
Beregningene utført ved hjelp av CoolPack kunne derfor utelukke scenarier for begge valgte effektopptak i fordampere. CoolPack var et svært nyttig hjelpemiddel i denne prosessen.

4.3.2 Underkjølingens innvirkning på varmepumpekretsen

En nyttig teoretisk oppgave for studentene ved energilaboratoriet vil være å finne konkrete tall på fordelene ved å bruke en underkjølingsvarmeveksler. Som beskrevet i teoridelen vil bruk av underkjølingsvarmeveksler gi en større effekt overført til varmereservoaret ved samme tilførte kompressoreffekt.

For å teste CoolPacks evne til å utføre denne oppgaven ble tatt utgangspunkt i ett av scenariene funnet i delkapittel 4.3.1. \dot{Q}_F , effektopptaket i fordampere er her satt til anleggets maksimale verdi, 20,9kW. Temperaturen i kondensatoren og fordampere er satt til henholdsvis 22°C og -3°C.

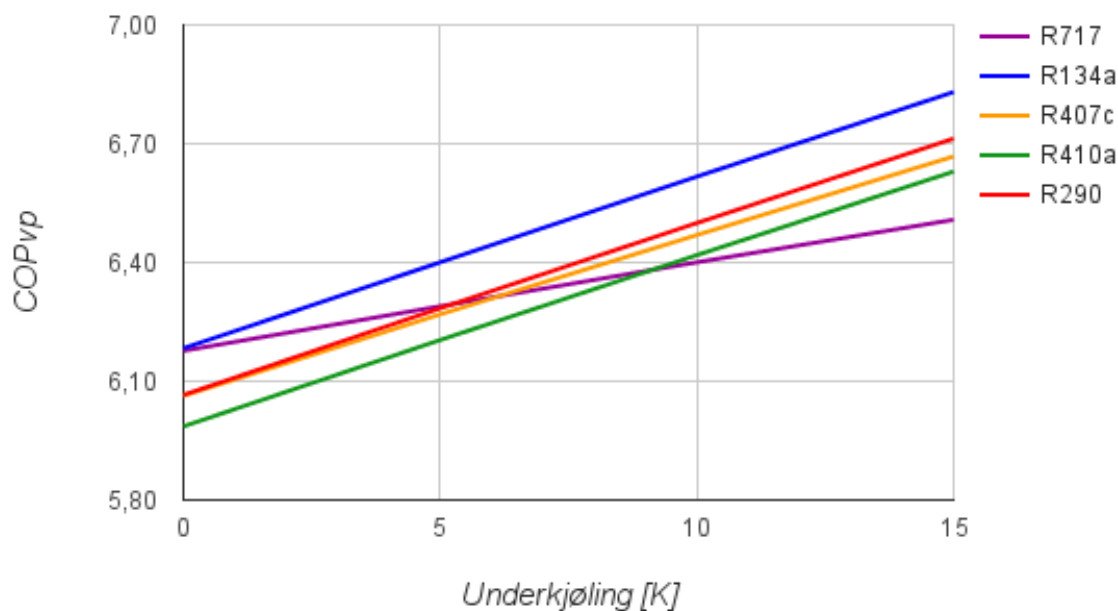
CoolPack-verktøyet *One-stage cycle with DX evaporator* ble brukt til å beregne kompressoreffekten \dot{W} og avgitt effekt i kondensatoren \dot{Q}_K for økende grad av underkjøling. I beregningene ble underkjølingen gradvis økt fra 0K til 15K mens de andre parameterne ble holdt konstante. Resultatene ble brukt til å beregne \dot{W}_{el} og tilhørende COP_{VP} . For å lettere kunne se økningen i COP_{VP} ble resultatet fremstilt i form av en graf som viser relativ økning i COP mot antall kelvin underkjøling. Resultatet er illustrert i figur 4.16. Rådata for grafen med output fra CoolPack ligger i Vedlegg A, i tabell A.10.



Figur 4.16: Innvirkning av underkjøling på COP for R290.

Grafen viser at den relative økningen i COP er proporsjonal med grad av underkjøling. En underkjøling på 15K gir nesten 11% økning i COP sammenlignet med 0K underkjøling.

En annen teoretisk oppgave for studentene ville vært å se om underkjøling ville hatt en annen effekt for andre kjølemedier. Kjølemediene R717, R134a, R407c og R410a ble valgt, og samme fremgangsmåte ble benyttet. Siden alle input allerede er lagt inn vil dette være en rask og enkel prosess. I figur 4.17 er COP til de ulike kjølemediene plottet mot antall kelvin underkjøling. Rådata for grafen med output fra CoolPack ligger i Vedlegg A, i tabell A.11.



Figur 4.17: Innvirkning av underkjøling på COP for ulike kjølemedier.

Grafen viser at kjølemediene har varierende utbytte av underkjøling. R717 skiller seg helt klart negativt ut, hvilket støtter teorien. De andre kjølemediene brukt i dette eksempelet har en relativt lik stigning. Kort oppsummert er CoolPack et nyttig hjelpemiddel ved en vurdering av underkjølingens nytte.

4.3.3 Omgjøring til to-trinns kaskade-anlegg

Anlegget ved NMBU vil være begrenset når det kommer til kondensatortemperatur. Siden brønnene i realiteten ikke er uendelig store vil de ikke kunne holde konstant temperatur over tid. Det vil derfor kunne være aktuelt for studentene ved laboratoriet å se på muligheter for å inkludere et nytt trinn i anlegget, og dermed øke kondensatortemperaturen betraktelig.

Et eksempel på en slik teoretisk oppgave er å bruke CoolPack-verktøyet *Combination of one-stage cycles, two-stage cascade system* til å finne ut hva kompressoreffekten må økes til ved omgjøring av anlegget ved energilaboratoriet til et to-trinns kaskade-anlegg med økt kondenseringstemperatur. Å beregne dette teoretisk etter utførelse av et laboratorieforsøk, vil øke studentenes forståelse av sammenhengen mellom temperaturløft, kompressoreffekt og avgitt effekt i kondensatoren.

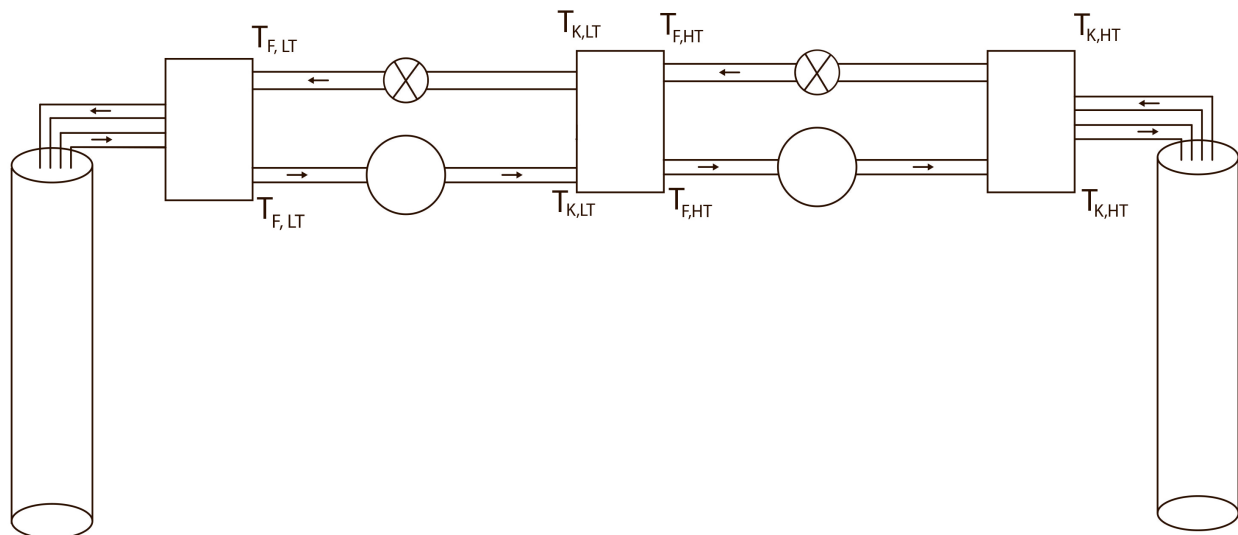
For å teste verktøyets evne til å utføre en slik teoretisk oppgave, ble det tatt utgangspunkt i ett av scenariene funnet i delkapittel 4.3.1, der opptatt effekt \dot{Q}_F er 20,9kW og kondensatortemperatur T_K er 18°C. CoolPack ble brukt til å sammenligne denne kretsen med et system der denne kretsen har en kaskade-varmeveksler og ny krets i stedet for kondensatoren. Relevante verdier for kretsen funnet i delkapittel 4.3.1 er oppsummert i tabell 4.15.

Tabell 4.15: Relevante verdier for ett-trinns-anlegget som skal sammenlignes med det nye to-trinns-anlegget.

Parameter	Verdi
T_K [°C]	18
\dot{Q}_K [kW]	23,5
\dot{W}_{el} [kW]	2,77
COP	7,21

I stedet for kondensatoren innføres det nå en kaskade-varmeveksler og en ny krets. Det finnes flere muligheter for den nye kretsen. Kjølemedium og kompressoreffekt er for eksempel ikke gitt. Kjølemediet velges til R717 og kompressoreffekten bestemmes gjennom beregningene. Kondensatortemperaturen er heller ikke bestemt, men velges på grunnlag av at den beste utnyttelsen av et to-trinns system fås ved å velge mellomtrykket til det geometriske middelet av fordamper- og kondensatortrykket. Se formel 2.18. Siden formelen gjelder for ideelle kretser, er den kun veiledende. Temperaturdifferansen i kaskade-varmeveksleren vil også påvirke systemet, og det skal gjøres beregninger for flere ulike kjølemedier med ulike metningstrykk. Derfor velges en kondensatortemperatur på 35°C som utgangspunkt for beregningene. Dette gir forholdsvis like trykkforhold og temperaturløft i de to kretsene.

En temperaturdifferanse i kaskade-varmeveksleren må også velges. Som nevnt under 2-trinns anlegg i delkapittel 2.2 bør denne være minst mulig for å gjøre temperaturløftene i de respektive kretsene minst mulig. Det velges en temperaturdifferanse på 3K slik at fordampningstemperaturen i høytrykkskretsen er 15°C. Kaskade-anlegget skal altså løfte temperaturen først fra $T_{F,LT} = -3^\circ\text{C}$ til $T_{K,LT} = 18^\circ\text{C}$ for så å løfte den fra $T_{F,HT} = 15^\circ\text{C}$ til $T_{K,HT}$. Kaskade-anlegget er skissert i figur 4.18.



Figur 4.18: Prinsippskisse av varmepumpeanlegget ved energilaboatoriet ved NMBU dersom det inkluderes et nytt trinn. Anlegget er da et kaskade-anlegg med kjølemedier R290 i lavtrykkskretsen og R717, R290, R134a, R407c eller R410a i høytrykkskretsen.

For å beregne effekt man kan få avgitt i kondensatoren og hvor stor kompressoreffekt dette krever brukes CoolPack-verktøyet *Combination of one-stage cycles, two-stage cascade system*. Ved å legge inn de fire temperaturene og kjøleevnen $\dot{Q}_{F,LT}$ beregner verktøyet de to kompressoreffektene \dot{W}_{LT} og \dot{W}_{HT} og den avgitte effekten $\dot{Q}_{K,HT}$ i kondensatoren. Med utgangspunkt i at den isentropiske og volumetriske virkningsgraden ble valgt til henholdsvis 0,68 og 0,85 i den nedre kretsen i beregningene i delkapittel 4.3.1 ble disse brukt i begge kretsene ved beregningene på kaskade-anlegget. Resultatene fra beregningene presenteres i tabell 4.16.

Input og rådata for beregningene finnes i tabell A.12 og figur A.6 i Vedlegg A.

Tabell 4.16: Total nødvendig kompressoreffekt $\dot{W}_{T,el}$, avgitt effekt \dot{Q}_K i kondensatoren og total COP for et kaskadeanlegg med ulike kjølemedier i høytrykkskretsen.

Kjølemedium	$\dot{W}_{T,el}$	\dot{Q}_K	COP
R717	6,415	25,9	4,037
R134a	6,433	25,9	4,026
R290	6,480	25,9	3,997
R407c	6,560	26	3,963
R410a	6,615	26	3,930

Som tabellen viser beregner CoolPack en lavere total COP i en slik krets. Dette kommer av at temperaturen skal løftes mye høyere, slik at det kreves en større total kompressoreffekt $\dot{W}_{T,el}$ uten betydelig økning i avgitt effekt \dot{Q}_K i kondensatoren. Dersom oppgaven er å finne økningen i kompressoreffekt ved omgjøring til to-trinns kaskade-anlegg, er løsningen at total

kompressoreffekt må mer enn fordobles. CoolPack beregner små forskjeller i COP for de ulike mediene. Det elektriske effektbehovet i kaskade-anlegget der det brukes R410a er kun 2,7% større enn det elektriske effektbehovet der det brukes R717.

Kort oppsummert gjør CoolPack denne oppgaven forholdsvis enkel å gjennomføre. De to trykkforholdene i kretsen oppgis alltid, slik at man kan bruke disse til å velge de beste temperaturene. Trykkgasstemperaturer og annen relevant informasjon oppgis også for alle tilstander.

Kapittel 5

Diskusjon

5.1 Vurdering av CoolPack til bruk i studiesammenheng

Det helhetlige inntrykket av CoolPack som beregningsprogram for bruk av studenter og andre lærende er at programpakken er et svært nyttig verktøy som øker brukerens forståelse for varmepumpe- og kjølekretser. Siden termodynamiske tabeller og diagrammer for kjølemediene ligger integrert i verktøyene i programmet er det enkelt å finne frem metningstrykk, trykkforhold og entalpidifferanser i kretser og prosesser. Dette er oppgaver som er tidkrevende dersom man jobber med diagrammer og tabeller på papir, i tillegg til at resultatene blir svært unøyaktige. I alle beregninger utført i oppgaven har vi funnet resultater som støtter teorien, slik at det ikke er noen grunn til å mistenke feil ved programpakken. Det er verdt å merke seg at når vi sier at resultatene stemmer overens med teorien, mener vi trenden vi ser i resultatene. Et eksempel på dette er en sterkt fallende COP ved synkende fordampningstemperatur og konstant kondenseringstemperatur. Vi har ikke bakgrunn for å kunne si noe om hvor korrekte de konkrete verdiene vi har fått er i forhold til virkeligheten.

Den store fordelen ved bruk av programpakken er muligheten til å gjøre endringer på enkeltparametre, for så å kunne se effekten av endringen på kretsen/prosessen med en gang. Vi mener at slike oppgaver gir stort læringsutbytte, og har selv lært mye av å utføre slike manipuleringer. For eksempel kan man i *Refrigeration Utilities* se hvordan endring av de ulike parameterne påvirker kretsen i et logP-h-diagram. Slik blir det lettere og raskere å oppnå en dypere forståelse for sammenhengen mellom de ulike parameterne og prosessene i kretsen.

På samme måte har studenter og andre nytte av krets-verktøyene under *Cycle Analysis*, som kan brukes til å utføre beregninger på flere typer varme- og kjølekretser. Mange av disse beregningene er svært tidkrevende å utføre uten hjelpemidler.

Alternativet til å bruke programpakken vil være å finne tabeller og logP-h-diagrammer for de ulike kjølemediene i lærebøker eller andre kilder. Ved bruk av diagrammer må disse kopieres eller skrives ut for å tegnes på, slik at entalpidifferansene i prosessene kan måles og brukes i beregninger. Trykket må leses av på en logaritmisk skala, hvilket kan være en utfordring. Dersom man ønsker å gjøre endringer på en krets må den tegnes på nytt. I så fall må det enten skrives ut eller kopieres et nytt diagram eller tegnes nye kretser i samme diagram. I termodynamiske tabeller oppgis det kun visse punkter, slik at det tidvis må brukes interpolering eller avrunding for å få tak i de verdiene man ønsker. På denne

måten blir arbeidet tidkrevende, unøyaktig og lite miljøvennlig. I CoolPack ligger logP-h-diagrammer og termodynamiske tabeller for 45 kjølemedier integrert i verktøyene. Når det legges inn kretser i diagrammene i *Refrigeration Utilities* kan de gjøres endringer på, lagres til senere bruk, slettes for å få plass til nye kretser eller beholdes mens det legges inn flere kretser til sammenligning. Diagrammene kan enten lagres som .plt-filer med muligheter for å gjøre endringer, eller som bildefiler. Diagrammene kan også manipuleres og endres, slik at de viser de linjene man ønsker og er mest mulig illustrative. Dette gjør CoolPack nyttig for undervisere i tillegg til studenter og lærende. Alle diagrammer har samme design, slik at man blir godt kjent med fargekodingen av de ulike linjene. Det er naturligvis også en fordel at alle diagrammer og tabeller konsekvent benytter SI-enheter. Når driftsbetingelser oppgis i *EESCoolTools*-verktøyene beregnes alle relevante verdier i alle punkter og prosesser for en krets på kort tid med høy nøyaktighet. Man kan deretter bytte kjølemedium og få de samme verdiene oppgitt for det nye mediet. Input kan lagres som .VAR-filer til senere bruk og output kan lagres som bilder.

Så lenge studentene på forhånd har opprettet en forståelse for varmepumpesyklusen, hvordan man bruker logP-h-diagrammet og hvordan syklusens hovedprosesser ser ut i et slikt diagram, vil de kunne få stort læringsutbytte av programpakken. Som nevnt er en av de største fordelene med CoolPack muligheten til å endre enkeltparametre, mens andre betingelser beholdes. CoolPack gir muligheten til å utføre mange beregninger på kort tid, og det er enkelt å sammenligne ulike scenarier og ulike kretser. Siden det vil kreve litt tid å lære seg programmet vil det være mest relevant å ta det i bruk dersom det skal utføres forholdsvis mange beregninger. Et eksempel vil være å teste mange kjølemedier mot hverandre.

Det er en generell utfordring at CoolPack-verktøyene fokuserer på kjølekretser i så stor grad, da norske studenter ofte vil komme over problemstillinger som innebærer bruk av varmepumpe. Det bør nevnes at både navnet CoolPack og produsentens egen beskrivelse av programmet antyder et tungt fokus på kjølesystemer fremfor varmepumpe. Dette er altså ikke generell kritikk av programpakken, men heller et viktig moment ved vurdering av CoolPack til bruk for studenter og lærende innen energitekniske fag. Et eksempel på dette fokuset er at man med flere av verktøyene ikke kan velge å dimensjonere kretsen ut ifra avgitt effekt i kondensatoren, men kun effektopptaket i fordampere(eventuelt massestrøm eller innsugd volum). Det kan naturligvis velges en dimensjonerende massestrøm som gir ønsket effekt i kondensatoren for å jobbe rundt dette problemet. Forholdet mellom massestrøm og avgitt effekt er dog avhengig av en rekke andre parametre i kretsen og vil derfor variere med andre input. Dette gjør at beregninger på en varmepumpekrets blir unødvendig kompliserte å utføre, selv om det i utgangspunktet er samme krets. Et annet eksempel er verktøyet *Dynamic Cooling* som kun tar for seg nedkjøling av et reservoar og ikke oppvarming. CoolPack har også flere verktøy for beregning av kjølebehov i reservoarer, men ingen for varmebehov. Disse er ikke tatt i bruk i oppgaven, men går inn som nok et eksempel på programpakkenes fokus på kjølesystemer fremfor varmepumper. Et siste eksempel er at CoolPack kun beregner COP_{KS} og ikke COP_{VP} i alle verktøy. I våre tester av programpakken kom det dog frem at beregning av COP_{VP} går raskt i de oppgavene man tar i bruk regneark til produksjon av grafer.

Videre presenteres fordeler, ulemper og begrensninger funnet i de spesifikke verktøyene brukt i oppgaven. Ulemper og begrensninger er også påpekt i brukerveiledningen, slik at man ved bruk av denne raskt kan lære seg å bruke verktøyene på best mulig måte.

5.1.1 Vurdering av de spesifikke verktøyene

Brukergrensesnittet til CoolPack-verktøyene er menybasert og fungerer godt. Det kreves ingen forkunnskaper om informatikk eller programmering av brukeren. Verktøyene i CoolPack er ikke utviklet for å utfylle hverandre, men heller blitt samlet til en programpakke i ettertid[25]. I den sammenheng dukker det opp utfordringer ved bruk av flere verktøy. Et eksempel på dette er den store forskjellen i grensesnitt og design. Det er heller ikke alltid samsvar mellom de ulike parameterne betegnelser i de ulike verktøyene, og ingen fullstendig liste over beskrivelse av de ulike parameterne er tilgjengelig. Noen av parameterne er beskrevet i den engelske bruksanvisningen, men da det brukes forskjellige betegnelser på parametre i ulike lærebøker og andre kilder, ville en liste med tolkninger av de ulike parameterne vært svært hjelpsomt for brukeren.

Et annet eksempel på variasjon mellom verktøyene er at trykkfallet i kondensatoren og fordampneren er parametre som må oppgis ved tegning av en syklus i *Refrigeration Utilities*, mens det ikke er mulig å inkludere disse i de ulike syklusene under *Cycle Analysis*. I tillegg kan trykktapet i sugelinen oppgis som trykkfall i bar eller som temperaturfall i kelvin i *Refrigeration Utilities*, mens det kun kan oppgis som temperaturfall i syklus-verktøyene. Ulikhetene mellom verktøyene er ikke nødvendigvis et problem, men kan virke forvirrende på brukere som benytter seg av flere verktøy. Det er også forskjell på hvor mange og hvilke kjølemedier som er tilgjengelige i de ulike verktøyene. R134a, R290, R410a, R407c, R717 og R744 i er dog velgbare i alle syklus-verktøy.

Vi har blitt oppmerksomme på at CoolPack ikke er konsekvent ved bruk av desimaler. Det er både variasjon i om det brukes komma eller punktum for å skille heltallene fra fraksjonene og i hvor mange desimaler og gjeldende siffer som oppgis for output-verdiene. Siden COP for en varmepumpecyklus må beregnes utenom programmet, vil antallet siffer i beregnet kompressoreffekt og avgitt effekt i kondensator ha stor innvirkning på resultatene. Det er også svært lite pedagogisk at man ikke kan se sammenheng i tallene grunnet få gjeldende siffer. Se tabell 4.8, der avrundingen gjør at total kompressoreffekt ikke ser ut til å være summen av de to kompressoreffektene.

Refrigeration Utilities

Verktøyene i gruppen *Refrigeration Utilities* er svært nyttige og sparer brukeren for mye arbeid. Man kan finne informasjon om mange ulike kjølemedier. I *Refrigerant Calculator* har man muligheten til å oppgi termodynamiske egenskaper for et kjølemedium og la CoolPack finne de andre. Dette er et raskt og enkelt alternativ til å lete i termodynamiske tabeller. Diagrammene i *Refrigeration Utilities* er illustrative. I beregningene våre har vi blant annet brukt *Refrigeration Utilities* til å illustrere hvordan syklusen endrer seg ved endring av fordampningstemperatur og endring av kondenseringstemperatur. Alternativet til å lage slike illustrasjoner i CoolPack er som nevnt å finne logP-h-diagrammet til kjølemediet på internett eller i lærebøker, for deretter å selv tegne inn kretsen i en kopi eller utskrift. Bruk av verktøyet vil gi et mer nøyaktig resultat, og gjøre det enklere å endre parametre.

Som nevnt er det ulik betegnelse på like parametre i ulike verktøy. *Refrigeration Utilities* er et verktøy der vi mener navngivingen er dårlig utført. For massestrømmer og effekter brukes betegnelser som vanligvis brukes for masse og energi. For eksempel er massestrøm betegnet med m i stedet for \dot{m} og kompressoreffekt med W i stedet for \dot{W} eller P . Da alle

benevnninger er oppgitt i klammer bak betegnelsen på parameteren, kan man selv resonnerer seg frem til hva slags parameter det er snakk om. Likevel kan det virke forvirrende på brukeren og det gir verktøyet et generelt uprofesjonelt uttrykk.

Cycle Analysis

De ulike krets-verktøyene under *Cycle Analysis* er alle bygd opp likt og har som hovedformål å utføre simuleringer av enkelttilstander for ulike oppsett av varmpumpe- og kjølekretser. Det at man kan utføre denne typen simuleringer ser vi på som en av hovedmotivasjonene for å ta i bruk et program som CoolPack. I testene av verktøyene i denne undergruppen har vi endret én og én parameter for å se hvordan de påvirker kretsen og kretsens COP. Vi har også sammenlignet ett- og to-trinns sykluser, som vi mener er en svært lærerik oppgavetype. Resultatene CoolPack har produsert stemmer overens med teorien, og ble funnet raskt og enkelt. Disse beregningene ville vært vanskeligere og mer tidkrevende å utføre uten CoolPack.

Med verktøyene under *Cycle Analysis* er det også mulig å utføre analyser av eksisterende anlegg dersom man har måleverdier og spesifikasjoner. Det som derimot ikke er mulig er å dimensjonere et teoretisk anlegg, for så å utføre analyser eller simuleringer av hvordan dette anlegget ville fungert under varierende driftsbetingelser. CoolPack har ikke informasjon om reelle komponenter integrert i verktøyene. For eksempel er det ikke mulig å velge en spesifikk kompressor med en gitt dellastkarakteristikk eller virkningsgradskurve, slik at man kan se hvordan systemet fungerer i reelle situasjoner med dellast og varierende driftsbetingelser. Man setter opp én og én tilstand, slik at endringer på kretsen ikke fører til endringer i virkningsgrader eller andre parametre, til tross for at dette ville vært mer reelt.

Det er heller ikke mulig å velge en sammenheng mellom fordampningstemperatur og effektbehov dersom man ønsker å se på en luft-luft eller vann-luft varmpumpe i en bygning. CoolPack oppgir enkelt den nødvendige kompressoreffekten og -ytelsen for det temperaturløftet, varme-/kjølebehovet og kjølemediet man har oppgitt. Dette er naturligvis interessant informasjon og vil komme til god nytte dersom man skal dimensjonere et anlegg som skal arbeide under faste betingelser.

Diagrammene i *Cycle Analysis*-verktøyene er illustrative, men er ikke målbare og endrer seg ikke med input. De er derfor nyttige for å oppnå en forståelse av parameterenes plassering i og innvirkning på kretsen, men dersom det for eksempel ønskes logP-h-diagrammer som illustrerer forskjellen i spesifikt kompressorarbeid mellom to kretser, anbefaler vi å tegne kretsene i *Refrigeration Utilities*.

I noen tilfeller er diagrammene direkte misvisende; Alle kretser illustreres med entalpidifferanser i sugegassen og kondensatet, som om det er en internvarmeveksler i kretsen. For kretser uten internvarmeveksler fører dette til at det samme punktet er tegnet to ganger i samme diagram, med avstand i mellom. Se figur 4.2. For kaskade-anlegg vises begge kretsene i samme logP-h-diagram uavhengig av kjølemediene i de to kretsene. At diagrammene kun er til illustrasjon kan virke forvirrende på nye brukere og burde vært spesifisert i verktøyene eller i brukerveiledningen fra produsenten.

Det som dog er pedagogisk i *Cycle Analysis*-verktøyene er at parametre med direkte sammenheng alltid er plassert ved siden av hverandre i input-vinduene. På denne måten er det enklere for brukeren å forstå hva de ulike parameterne representerer og hvilke sammenhenger som finnes mellom dem.

UA-value

De to verktøyene for beregning av UA-verdi (*Condenser - UA-value* og *Evaporator - UA-value*) er informative og enkle i bruk. Som vist i delkapittel 4.2.3 sparer verktøyene brukeren for mye tid og arbeid. Mediet som skal varmes opp er begrenset til enten vann eller luft, og det er derfor ikke nødvendig å oppgi spesifikk varmekapasitet. Det samme gjelder for en fordampere, der man velger mellom vann og luft som varmekilde. Det bør nevnes at de to varmeveksler-verktøyene er begrenset til fordampere og kondensatorer der ett av mediene har konstant temperatur. Det er heller ikke mulig å inkludere overheting eller underkjøling av mediet. Som i de andre *EESCoolTools*-verktøyene er diagrammet som vises kun illustrativt og kan i hovedsak kun brukes til å vise hvor de ulike parameterne hører til. Temperaturkurvenes form endres ikke med input. Dette kan virke forvirrende, men har ingen betydning for beregningene som blir gjort i programmet. Se figur 4.15. Input-vinduene er satt opp på samme måte som i de andre *EESCoolTools*-verktøyene, slik at parametre med direkte sammenheng ligger plassert ved siden av hverandre.

Compressor - isentropic and volumetric efficiencies

Da lite informasjon om typiske kompressorvirkningsgrader har vært en gjennomgående utfordring for oss i løpet av denne oppgaven, var vi interesserte i å se hva slags informasjon vi kunne få ut av dette verktøyet. Det viste seg dog at man ikke kan hente stort mer i *Compressor - isentropic and volumetric efficiencies* enn man kan i *One-stage cycle with DX evaporator*.

Den viktigste forskjellen mellom de to verktøyene er at man i kompressor-verktøyet finner all nyttig informasjon vedrørende kompressoren i ett vindu. I syklus-verktøyet må man åpne *Auxiliary* for å finne informasjon om volumetrisk virkningsgrad og man må åpne *State Points* for å finne temperatur og trykk før og etter kompressoren. Det eneste som direkte skiller dette verktøyet fra syklus-verktøyene er at man kan velge at anlegget går på dellast. Denne funksjonen vil dog kun ha nytte ved bruk av verktøyet til beregninger på en spesifikk kompressor, da den kun beregner nytt innsugd volum ut ifra maksimalt innsugd volum. Verktøyet kan kun beregne isentropisk og volumetrisk virkningsgrad i en kompressor ut ifra verdier som måles under drift, ikke fra kompressorspesifikasjoner eller andre opplysninger. Det som derfor kan være en relevant, lærerik oppgave er å bruke kompressor-verktøyet i kombinasjon med et konkret anlegg med åpen kompressor og egne målinger. Da kan man bruke måleverdiene til å finne isentropisk og volumetrisk virkningsgrad, slik vi gjorde i beregningene våre. I en slik oppgave vil det også være mulig for brukeren å avdekke endringer i kompressorvirkningsgrad ved drift på dellast. Dersom man derimot ønsker å finne nødvendig innsugd volum og kompressoreffekt i et anlegg ved gitte betingelser, anbefaler vi å bruke syklus-verktøyene under *Cycle Analysis*, der man kan velge mellom flere ulike kretstyper.

Diagrammet i verktøyet fungerer på samme måte som i de andre *EESCoolTools*-verktøyene og er altså kun til illustrasjon. Input-vinduene er også satt opp på samme måte som i de andre *EESCoolTools*-verktøyene, slik at parametre med direkte sammenheng ligger plassert ved siden av hverandre.

Dynamic Cooling

Dynamic Cooling ligger i en egen verktøykategori og simulerer drift av en kjølekrets over tid. Vi mener verktøyet gir stort læringsutbytte, da man kan få frem kurver over alle relevante temperaturer og effekter over tid. Verktøyet gjør det svært enkelt for en student å se hvilke effekter som følger ved endring av enkeltparametre. Man har forholdsvis stor frihet når det kommer til valg av krets og reservoar, men det finnes noen ulemper. Den største ulempen med verktøyet er at man ikke har mulighet til å gjøre de samme simuleringene for en varmepumpe og et varmereservoar. Dette ville naturligvis vært meget relevant for studenter, spesielt dersom de studerer energitekniske fag. En annen viktig begrensning i verktøyet er at kompressoren kun kan reguleres ved å skrus av og på når reservoaret når valgte begrensende temperaturer. Se delkapittel 2.4. Dette er vanlig for kjøle- og fryserom, så det er naturlig at dette er reguleringsmetoden i verktøyet også. Siden dette er det eneste verktøyet med mulighet for å simulere over tid savnes dog muligheten for bruk av inverterstyring. Det ville vært utrolig lærerikt for oss og andre studenter å kunne se reservoarets temperaturkurver for de to reguleringsstegene.

Ellers er det verdt å nevne at man oppgir en spesifikk varmekapasitet og masse på innholdet i reservoaret i stedet for å oppgi hva som finnes der inne. Dette gir frihet til å velge alle stoffer og mengder, men det krever også at man bruker andre kanaler for å finne spesifikk varmekapasitet hos stoffene man ønsker å kjøle ned. Kompressorytelsen må oppgis som innsugd volum, ikke som effekt. Massestrømmen og effektopptaket i fordampere beregnes fra denne, slik at den er eneste valg for dimensjonerende faktor. Dette gjør at verktøyet skiller seg fra andre syklus-baserte verktøy, der man kan velge mellom flere faktorer å dimensjonere ut ifra.

Det er mulig å gjøre en rekke manipulasjoner på diagrammet som produseres, og man velger selv hvilke kurver som skal vises. Man kan også lese av verdier ved å holde markøren over det relevante punktet. Slike avlesninger vil være mye mer nøyaktige enn om man skulle tegnet kurvene selv og deretter lest av på aksene. Et viktig moment er dog at det kun brukes én tallrekke på y-aksen, med effekter oppgitt i watt og temperaturer oppgitt i °C. Slike parametre har derfor ofte verdier i ulik størrelsesorden. Dersom effektkurver og temperaturkurver vises i samme diagram vil det derfor være vanskelig å se trendene i kurvene, og dermed sammenhengen mellom parameterne.

5.1.2 Vurderinger rundt varmepumpeanlegget ved energilaboratoriet

De to verktøyene *One-stage cycle with DX evaporator* og *Combination of one-stage cycles, two-stage cascade system* ble brukt til å utføre beregninger på anlegget. Begge disse verktøyene ligger under *Cycle Analysis*. Utførelsen av beregningene på anlegget er derfor forholdsvis lik som beregningene utført på standardkretsen. Det som skiller disse beregningene fra de i første del, er at vi hadde konkrete begrensninger å forholde oss til. Med begrensningene vi fikk oppgitt, kunne vi ved hjelp av CoolPack og beregninger i regneark utelukke en del scenarier for anlegget som skal bygges. Vi mener dette var en lærerik oppgave og at CoolPack var et svært nyttig hjelpemiddel i utførelsen. Da det ikke nødvendigvis er høyest mulig COP eller høyest mulig kondensatortemperatur som er målet med det nye anlegget, har vi ikke vurdert de mulige scenariene opp mot hverandre.

Når det gjelder bruk av programmet i laboratoriefaget FYS375, mener vi det finnes flere muligheter. I forbindelse med rapportene som leveres i faget, utfører studentene både praktiske øvelser og teoretiske regneoppgaver. Oppgaver og øvelser utført i denne oppgaven vi mener vil være relevante og lærerike i faget er:

- Finne COP for flere kjølemedier i samme krets
- Finne endring i COP ved inkludering av en internvarmeveksler
- Beregne kompressorvirkningsgrad med utgangspunkt i målinger
- Beregne UA-verdi for kondensator og fordamper
- Beregne underkjølingens innvirkning på COP
- Beregne COP for kaskade-anlegg med den originale kretsen som lavtemperaturkrets

En mulighet for en større kombinert praktisk og teoretisk øvelse i FYS375 vil være å gjøre en rekke målinger på anlegget mens det driftes, for så å sammenligne de målte verdiene med teoretiske verdier for en ideell varmepumpesyklus. Dersom man tegner den ideelle kretsen med samme fordamper- og kondensatortemperatur som anlegget i *Refrigeration Utilities* har man et godt utgangspunkt. På denne måten kan studentene tegne inn den reelle kretsen med de målte verdiene i samme diagram og få i oppgave å beskrive effektene som fører til de ulike avvikene fra ideelle prosesser.

Selv om vi har fokusert på det nye anlegget ved energilaboratoriet og emnet FYS375 i oppgaven, utelukker vi ikke at de samme oppgavene og øvelsene kan være relevante i andre fag. Pensum og emnesammensetninger endres stadig og vi er generelt åpne for bruk av CoolPack i alle emner der varmepumper og kjølekretser er en del av pensum.

5.1.3 Bruk av CoolPack til dimensjonering og design

I følge produsenten skal CoolPack kunne brukes til analyse, dimensjonering og design av varme- og kjølesystemer[25]. Når det kommer til dimensjonering og design, føler vi dog at CoolPack ikke strekker helt til.

Krets-verktøyene under *Cycle Analysis* oppgir kompressoreffekt, innsugd volum i kompressoren, massestrøm, effektopptak og avgitt effekt for betingelsene man oppgir. Ved å legge inn ønsket hastighet i rørene får man også oppgitt tverrsnittsdiameter. Slik kan verktøyene brukes til teoretiske dimensjoneringsoppgaver for studenter. Man kan finne kompressoreffekt og -ytelse for gitte virkningsgrader, UA-verdi i varmevekslerne og nødvendige rørdimensjoner for anlegget man ønsker å bygge for et gitt sett av betingelser. Det er vanskelig å si noe om komponentstørrelser, fordi verdiene CoolPack oppgir kun gjelder for den enkelte tilstanden. Siden virkningsgradene må antas, vil disse naturligvis også være en kilde til usikkerhet i sluttverdiene. Dersom man bruker CoolPack til dimensjonering og design, vil det altså være et problem at man ikke kan vite hvor reelle tallene er.

For reelle kretser er det flere faktorer som vil kunne påvirke kretsen og dens COP som ikke er tatt hensyn til i CoolPack. I verktøyene ses det kun på hovedkomponentene i kretsen og det tas ikke hensyn til komponenter som akkumulator, oljeretur, receiver, filttertørker eller reguleringssystem. Vi vil ikke anbefale å bruke CoolPack-verktøyene til dimensjonering av reelle anlegg i profesjonell sammenheng. Syklusverktøyene kan derimot være gode hjelpemidler dersom studenter skal dimensjonere teoretiske anlegg.

Som nevnt i introduksjonen finnes det et eget verktøy ment for design og dimensjonering, *Design tools for a ONE-STAGE cycle with DX evaporator*. Verktøyet ble ikke testet i oppgaven vår, men vi har skaffet oss en oversikt over verktøyets funksjoner og hensikt. Design-verktøyet er som navnet tilsier begrenset til ett-trinns syklus med tørrfordamper og skal brukes i kombinasjon med komponentinformasjon fra kataloger. Katalogene referert til i den engelske bruksanvisningen er dessuten per dags dato ikke kostnadsfritt tilgjengelige på nett, og uten disse kan man ikke gjennomføre et komponentvalg. Dette er synd, da det faktisk at CoolPack er kostnadsfritt var en del av motivasjonen for å ta i bruk programpakken i utgangspunktet. Siden programpakken ble utviklet i 2001, er det også mulig at komponentinformasjonen i katalogene er utdatert, uten at vi kan si noe med sikkerhet. På bakgrunn av informasjonen vi har om dette verktøyet, vil vi ikke anbefale studenter og andre lærende innen varmepumpe- og kjølekretser å ta det i bruk.

5.2 Muligheter for videre arbeid

Kompressorens varierende virkningsgrader og karakteristikker har vært en gjennomgående utfordring i oppgaven. Dette er definitivt et interessant fagområde og kunne vært et utgangspunkt for videre arbeid med CoolPack. Dersom man finner dellastkarakteristikker og virkningsgradskurver for komponenter utenom programmet ville CoolPack kunne blitt brukt til å gjøre analyser av hvordan et anlegg skal yte under varierende driftsbetingelser. Det samme gjelder dersom man finner en konkret sammenheng mellom utetemperatur og effektbehov og kombinerer dette med værdata. Da kunne man funnet det elektriske effektbehovet ved flere temperaturer og summert opp numerisk for å finne totalt elektrisk energibehov i løpet av et år.

I denne oppgaven er reguleringsteknikken bak varmepumpesyklusen ikke tatt direkte hensyn til, men heller antatt til stede og velfungerende. Vi har likevel oppdaget hvor fascinerende denne kompliserte teknikken er og hvor viktig den er i drift av varmepumper og kjølesystemer. Et interessant tema og en mulighet for en større prosjekt- eller masteroppgave vil kunne være å sette reguleringsteknikk opp mot en varmepumpe eller kjølekrets' faktiske ytelse ved ulike driftsbetingelser. CoolPack-verktøyenes rolle i en slik oppgave kunne være produksjon av diagrammer eller beregninger på de teoretiske tilfellene.

I denne oppgaven er det fokusert lite på dimensjonering og design av nye anlegg. CoolPacks eneste designverktøy *Design tools for a ONE-STAGE cycle with DX evaporator*, er heller ikke tatt i bruk i våre beregninger. Grunner til dette er de nevnte begrensningene i dette verktøyet. Den engelske brukerveiledningen[25] refererer til kataloger som skal ligge vedlagt. Det gjør de per dags dato ikke. Det er også oppdaget en feil i verktøyet (versjon 1.50) ved inkludering av en internveksler. Dette kan dog være rettet opp ved neste oppdatering av CoolPack, eller muligens unngås ved å laste inn inputs lagret på forhånd fra andre verktøy. Vi vil som nevnt tidligere ikke anbefale bruk av CoolPack til detaljdimensjonering av nye anlegg. Syklusverktøyene under *Cycle Analysis* kan likevel være gode hjelpemidler i oppstartsfasen, for å få et begrep om hvilke trykkforhold, trykkgasstemperaturer og effekter man vil få i anlegget. For en masteroppgave som skal omhandle dimensjonering vil vi anbefale å ta i bruk andre data- og simuleringsprogrammer.

Kapittel 6

Konklusjon

Det konkluderes med at CoolPack er et svært nyttig verktøy for studenter og andre i en læringsprosess. Den store fordelen med programpakken er definitivt muligheten til å gjøre endringer på enkeltparametre for så å kunne se innvirkningen på en kjøle- eller varmepumpekrets med en gang. Å utføre slike endringer for å se effekten av dem har stort læringsutbytte. Oppgaven viser at CoolPack kan brukes i sammenheng med både teoretiske regneoppgaver og praktiske laboratorieoppgaver. Forslag til bruk av CoolPack i studentoppgaver i forbindelse med det kommende varmepumpeanlegget ved energilaboratoriet er derfor presentert. Vi anbefaler også å bruke programpakken ved teoretiske beregninger i introduksjonskurs i termodynamikk og når man først lærer om varmepumpekyklusen. Bruk av CoolPack vil være tidsbesparende og gi økt forståelse. Eksempler på relevante oppgaver er å finne termodynamiske egenskaper for kjølemedier ved gitte forhold, sammenligne ulike kretsoppsett og kjølemedier, beregne kompressorvirkningsgrader med utgangspunkt i målinger og beregne UA-verdi i varmevekslere.

Det er også en fordel at programpakken er gratis og tilgjengelig for alle, selv uten en brukerkonto.

En ulempe med programpakken er at fokuset gjennomgående ligger på kjølekretsen, til tross for at det vil være minst like relevant for studenter å se på varmepumpekretsen. Dette er ikke kritikk av programvarens utforming, men heller et viktig moment ved vurdering av CoolPack til bruk av studenter innen energitekniske fag. Andre, mindre ulemper ved programpakken er inkonsekvent bruk av betegnelser og gjeldende siffer, manglende beskrivelser av parametre og betegnelser og diagrammer som ikke er målbare. Disse ulempene gjelder programpakken til bruk i læringsprosessen generelt, og er uavhengig av om verktøyene skal brukes til kjøle- eller varmepumpekretser.

Vi mener nye brukere av programvaren til ta nytte av den vedlagte brukerveiledningen, da små ulemper ved CoolPack-verktøyene og deres innvirkning her er pekt ut og forklart.

Referanser

- [1] J. Stene. Forelesningsnotater TEP4260. Institutt for energi- og prosesseteknikk, NTNU, 2014.
- [2] S. Svedberg. E-postkorrespondanse med produsenten av varmpumpeanlegget ved energilaboatoriet. 2015-03.
- [3] P.H. Heyerdahl. Personlig korrespondanse med emneansvarlig for FYS375. 2015-04.
- [4] R.E. Sonntag C. Borgnakke. *Introduction to Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons, Inc., USA, 2001. 2. utgave.
- [5] W.R. Salzman. The joule expansion. <http://www.chem.arizona.edu/~salzmanr/480a/480ants/jadjte/jadjte.html>, 2004. Besøkt: 2015-03-03.
- [6] M. Bouzaina E. Nehdi, L. Kairouani. Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander. *International Journal of Energy Research*, 31:364–375, 2007.
- [7] J. Sarkar. Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems — a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16:6647–6659, 2012.
- [8] J. Stene. *Varmepumper - Grunnleggende varmepumpeteknikk*. SINTEF Energiforskning AS, 2001. 4. utgave.
- [9] SWEP International AB. Refrigerant handbook. <http://handbooks.swep.net/RefrigerantHandbook/Pages/default.aspx>. Besøkt: 2015-05-04.
- [10] Stene J. Brånås, M. Varmepumper i boliger. *SINTEF teknisk rapport*, TR A5703, 2008.
- [11] Novema kulde AS. Systemvalg > kuldeteknikk > fordamper. http://www.novemakulde.no/01/dot20_08.pdf. Besøkt: 2015-04-24.
- [12] B. Palm. Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems – a review. *International Journal of Refrigeration*, 31:552–563, 2008.
- [13] A.J. Ghanar Y.A. Cengel. *Heat and Mass Transfer - Fundamentals and Application*. McGraw-Hill Companies, 2011.
- [14] Danfoss Maneurop. Reciprocating compressors - parallel application guidelines. <http://www.danfoss.com/NR/rdonlyres/5931450A-1B18-493E-B1C7-73A7B4496F31/0/GA0451000GBPart1.pdf> og <http://www.danfoss.com/nr/rdonlyres/>

- ddb0f71e-0348-4da5-a0b0-ab479b86c2a7/0/ga0451000gbpart2.pdf. Besøkt: 2015-04-06.
- [15] D.G. Ash D.J. McBryde G.L. Quarini A.N. Leiper, E.C. Hammond. Energy conservation in ice slurry applications. *Applied Thermal Engineering*, 51:1255–1262, 2012.
- [16] J. Gu Y. Chen. The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 28:1238–1249, 2005.
- [17] R. Cabello E. Torrella, R. Llopis. Experimental evaluation of the inter-stage conditions of a two-stage refrigeration cycle using a compound compressor. *International Journal of Refrigeration*, 32:307–315, 2008.
- [18] Indian Institute of Technology Kharagpur. Multi-evaporator and cascade systems. *E-learning courses: Refrigeration and Airconditioning*, Lesson 13, Version 1.
- [19] H.M. Getu og P.K. Bansal. Thermodynamic analysis of an R744–R717 cascade refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 31:45–54, 2007.
- [20] S. Bhattacharyya. Optimization of a CO₂–C₃H₈ cascade system for refrigeration and heating. *International Journal of Refrigeration*, 28:1284–1292, 2005.
- [21] Nordisk Kjemikaliegruppe. Bruk av naturlige kuldemedier på nye områder - generelt om ammoniakk som kuldemedium. *Miljødirektoratets faktablad*, Blad 2.1.1.
- [22] Stene J. Jakobsen, A. Luft/luft varmepumper - Erfaringer i Norge - Teknologisk status. *SINTEF Teknisk Rapport*, 2003.
- [23] Ø. Helgerud og G. Bye. *Kuldeteknikk*. Universitetsforlaget, 1982. 2. utgave.
- [24] Bitzer Kuhlmaschinenbau GmbH. Application of frequency inverters with reciprocating compressors. *Technical Information*, KT-420-1.
- [25] M.J. Skovsrup S.E. Andersen A. Jakobsen, B.D. Rasmussen. Coolpack - a collection of simulation tools for refrigeration, tutorial - version 1.46. Department of Energy Engineering DTU, 2001.

Vedlegg

Vedlegg A

Input og rådata

Effekt av valg av kjølemedium

Tabell A.1: Rådata ved beregning av COP for ulike medier i samme krets. Rådataene er grunnlaget for tabell 4.1. η_{is} er funnet fra figur 3.2 og trykkforholdet π , som er funnet i CoolPack. \dot{W} er funnet i CoolPack og \dot{W}_{el} er funnet ved å dividere \dot{W} på volumetrisk virkningsgrad η_V . COP_{VP} er funnet ved å dividere $\dot{Q}_K = 8kW$ på \dot{W}_{el} .

Kjølemedium	π	η_{is}	\dot{W} [kW]	η_V	\dot{W}_{el}	COP_{VP}	\dot{V}_s [m ³ /h]
R290	2,83	0,697	1,527	0,85	1,796	4,45	10,39
R134a	3,43	0,7	1,506	0,85	1,772	4,52	15,03
R407c	3,26	0,7	1,531	0,85	1,801	4,44	9,98
R410a	2,97	0,698	1,551	0,85	1,825	4,38	6,03
R717	3,58	0,699	1,519	0,85	1,787	4,48	9,05

Effekt av endring av kondenseringstemperatur

Tabell A.2: Rådata og input ved beregning av COP ved ulike kondenseringstemperaturer for ulike medier i en varmepumpesyklus. Rådataene er grunnlaget for figur 4.4. π er funnet i CoolPack og η_{is} er funnet med figur 3.2. \dot{W} er funnet i CoolPack og \dot{W}_{el} er funnet ved å dividere \dot{W} på volumetrisk virkningsgrad ($\eta_V = 0,85$). COP er forholdet mellom $\dot{Q}_K = 8kW$ og \dot{W}_{el} .

T_K	R134a					R290					R407c				
	π	η_{is}	\dot{W}	\dot{W}_{el}	COP	π	η_{is}	\dot{W}	\dot{W}_{el}	COP	π	η_{is}	\dot{W}	\dot{W}_{el}	COP
5	1,809	0,68	0,697	0,820	9,76	1,647	0,670	0,712	0,837	9,56	1,759	0,673	0,712	0,837	9,56
10	2,144	0,688	0,900	1,058	7,56	1,900	0,681	0,916	1,077	7,43	2,069	0,685	0,915	1,076	7,44
15	2,524	0,694	1,101	1,295	6,18	2,181	0,687	1,120	1,318	6,07	2,419	0,692	1,118	1,315	6,08
20	2,952	0,698	1,302	1,532	5,22	2,490	0,694	1,321	1,554	5,15	2,815	0,697	1,323	1,556	5,14
25	3,434	0,7	1,506	1,772	4,52	2,829	0,697	1,527	1,796	4,45	3,259	0,700	1,531	1,801	4,44
30	3,973	0,698	1,719	2,022	3,96	3,200	0,700	1,734	2,040	3,92	3,757	0,699	1,749	2,058	3,89
35	4,573	0,696	1,935	2,276	3,51	3,605	0,699	1,951	2,295	3,49	4,313	0,697	1,974	2,322	3,45
40	5,238	0,691	2,162	2,544	3,15	4,045	0,698	2,172	2,555	3,13	4,934	0,694	2,209	2,599	3,08
45	5,972	0,685	2,398	2,821	2,84	4,523	0,696	2,402	2,826	2,83	5,624	0,688	2,460	2,894	2,76
50	6,781	0,677	3,648	4,292	1,86	5,041	0,693	2,641	3,107	2,58	6,39	0,681	2,726	3,207	2,49
T_K	R410a					R717									
	π	η_{is}	\dot{W}	\dot{W}_{el}	COP	π	η_{is}	\dot{W}	\dot{W}_{el}	COP					
5	1,68	0,671	0,714	0,840	9,53	1,846	0,681	0,710	0,835	9,58					
10	1,951	0,683	0,920	1,082	7,40	2,201	0,688	0,917	1,079	7,42					
15	2,254	0,688	1,131	1,331	6,01	2,605	0,696	1,116	1,313	6,09					
20	2,591	0,695	1,337	1,573	5,09	3,06	0,699	1,317	1,549	5,16					
25	2,965	0,698	1,551	1,825	4,38	3,584	0,700	1,517	1,785	4,48					
30	3,379	0,700	1,770	2,082	3,84	4,166	0,697	1,722	2,026	3,95					
35	3,835	0,698	2,003	2,356	3,40	4,818	0,695	1,923	2,262	3,54					
40	4,337	0,697	2,242	2,638	3,03	5,543	0,688	2,133	2,509	3,19					
45	4,889	0,695	2,495	2,935	2,73	6,348	0,681	2,343	2,756	2,90					
50	5,492	0,688	2,776	3,266	2,45	7,236	0,674	2,552	3,002	2,67					

Effekt av endring av fordampningstemperatur

Tabell A.3: Rådata og input for beregning av COP og elektrisk effektbehov ved varierende fordampningstemperatur for ulike medier i en varmepumpesyklus. Rådataene er grunnlaget for 4.6, 4.7 og 4.8. π er funnet i CoolPack og η_{is} er funnet med figur 3.2. \dot{W} er funnet i CoolPack og \dot{W}_{el} er funnet ved å dividere \dot{W} på volumetrisk virkningsgrad ($\eta_V = 0,85$). COP er forholdet mellom \dot{Q}_K og \dot{W}_{el} .

R290						R134a					
T_F	π	η_{is}	\dot{W}	\dot{W}_{el}	COP_{VP}	T_F	π	η_{is}	\dot{W}	\dot{W}_{el}	COP_{VP}
-5	2,403	0,692	1,310	1,541	5,19	-5	2,829	0,697	1,289	1,516	5,28
-10	2,829	0,697	1,527	1,796	4,45	-10	3,434	0,700	1,506	1,772	4,52
-15	3,354	0,700	1,769	2,081	3,84	-15	4,205	0,697	1,737	2,044	3,91
-20	4,008	0,698	1,984	2,334	3,43	-20	5,196	0,692	1,977	2,326	3,44
-25	4,828	0,695	2,226	2,619	3,05	-25	6,483	0,680	2,239	2,634	3,04
-30	5,868	0,686	2,486	2,925	2,74	-30	8,173	0,657	2,533	2,980	2,68
R407c						R717					
T_F	π	η_{is}	\dot{W}	\dot{W}_{el}	COP_{VP}	T_F	π	η_{is}	\dot{W}	\dot{W}_{el}	COP_{VP}
-5	2,71	0,696	1,314	1,546	5,18	-5	2,933	0,698	1,297	1,526	5,24
-10	3,259	0,700	1,531	1,801	4,44	-10	3,584	0,700	1,517	1,785	4,48
-15	3,953	0,698	1,762	2,073	3,86	-15	4,418	0,697	1,750	2,059	3,89
-20	4,838	0,695	1,999	2,352	3,40	-20	5,498	0,688	2,001	2,354	3,40
-25	5,983	0,685	2,258	2,656	3,01	-25	6,91	0,677	2,264	2,664	3,00
-30	7,481	0,668	2,543	2,992	2,67	-30	8,778	0,647	2,588	3,045	2,63
R410a						COP_{OC}					
T_F	π	η_{is}	\dot{W}	\dot{W}_{el}	COP_{VP}						
-5	2,503	0,695	1,330	1,565	5,11	14,65					
-10	2,965	0,698	1,551	1,825	4,38	11,72					
-15	3,536	0,700	1,776	2,089	3,83	9,77					
-20	4,251	0,697	2,014	2,369	3,38	8,37					
-25	5,151	0,692	2,260	2,659	3,01	7,33					
-30	6,298	0,681	2,526	2,972	2,69	6,51					

Tabell A.4: Rådata for beregning av elektrisk effektforbruk \dot{W}_{el} ved varierende utetemperatur og effektbehov \dot{Q}_K . Dataene er grunnlag for figur 4.9. \dot{Q}_K presenteres i tabell 4.2, π er funnet med CoolPack og η_{is} er funnet ut ifra figur 3.2. \dot{W} er funnet i CoolPack og \dot{W}_{el} er \dot{W} dividert med η_V .

T_{ute}	T_F	\dot{Q}_K	π	η_{is}	\dot{W}	η_V	\dot{W}_{el}
15	10	2	1,53	0,665	0,17	0,850	0,200
10	5	4	1,77	0,675	0,445	0,850	0,524
5	0	6	2,06	0,685	0,824	0,850	0,969
0	-5	8	2,4	0,692	1,31	0,850	1,541
-5	-10	10	2,83	0,697	1,909	0,850	2,246
-10	-15	12	3,35	0,700	2,624	0,850	3,087
-15	-20	14	4	0,698	3,473	0,850	4,086
-20	-25	16	4,83	0,695	4,451	0,850	5,236
-25	-30	18	7,48	0,668	5,702	0,850	6,708

Effekt av overheting i fordamperen

Tabell A.5: Råtada og input for tabell 4.10, der COP er beregnet for standardkretsen med varierende grad av overheting for ulike kjølemedier.

Kjølemedium	π	η_{is}	Overheting[°C]	\dot{W}	\dot{W}_{el}	COP_{VP}	Økning COP [%]
R290	2,829	0,697	0	1,529	1,799	4,45	0
			5	1,527	1,796	4,45	0,1
			10	1,524	1,793	4,46	0,3
			15	1,521	1,789	4,47	0,5
R410a	2,965	0,698	0	1,544	1,816	4,40	0
			5	1,551	1,825	4,38	-0,5
			10	1,557	1,832	4,37	-0,8
			15	1,562	1,838	4,35	-1,2
R134a	3,434	0,7	0	1,506	1,772	4,52	0
			5	1,506	1,772	4,52	0,0
			10	1,505	1,771	4,52	0,1
			15	1,503	1,768	4,52	0,2
R717	3,584	0,699	0	1,504	1,769	4,52	0
			5	1,519	1,787	4,48	-1,0
			10	1,533	1,804	4,44	-1,9
			15	1,547	1,820	4,40	-2,8
R407c	3,259	0,7	0	1,529	1,799	4,45	0
			5	1,531	1,801	4,44	-0,1
			10	1,533	1,804	4,44	-0,3
			15	1,534	1,805	4,43	-0,3

Inkludering av internvarmeveksler

Tabell A.6: Råtada og input tabell 4.3, beregning av COP med og uten internvarmeveksler.

Kjølemedium	π	η_{is}	η_T	$\Delta T_{SH}/\Delta T_{SC}$	Uten internvarmeveksler			Med internvarmeveksler			Økning i COP [%]
					\dot{W}	\dot{W}_{el}	COP_{VP}	\dot{W}	\dot{W}_{el}	COP_{VP}	
R290	2,829	0,697	0,40	0	1,552	1,8259	4,38	1,543	1,815	4,41	0,58
R134a	3,434	0,7	0,40	0	1,528	1,7976	4,45	1,524	1,793	4,46	0,26
R407c	3,259	0,7	0,40	0	1,55	1,8235	4,39	1,554	1,828	4,38	-0,26
R410a	2,965	0,698	0,40	0	1,568	1,8447	4,34	1,583	1,862	4,30	-0,95
R22	3,04	0,699	0,40	0	1,527	1,7965	4,45	1,544	1,816	4,40	-1,10
R717	3,584	0,699	0,40	0	1,515	1,7824	4,49	1,554	1,828	4,38	-2,51

Simulering av nedkjøling av et reservoar med *Dynamic Cooling*

The screenshot displays the input interface for a dynamic cooling simulation, organized into several panels:

- Refrigerant Selection:** A list of refrigerants is shown, with R290, CH₃CH₂CH₃, Propane selected. Other options include R152a, R170, R21, R22, R23, R401A, R401B, and R401C. The critical temperature is listed as 96.67 °C.
- Compressor and Load Parameters:**
 - Compressor: Initial, Control, Load, Output tabs.
 - Load: T start [sec] = 0, T end [sec] = 86400, Temperature of load [°C] = 25.
 - Compressor: Max temperature of load [°C] = 6, Min temperature of load [°C] = 4.
- Refrigerant Properties:**
 - Mass [kg] = 1000
 - Specific heat [kJ/kg-K] = 4.18
 - UA-value to surroundings [W/K] = 75
 - Internal load [W] = 0
 - Temperature of surroundings (sine): Mean value [°C] = 25, Amplitude [K] = 0.
- Dynamic Cooling Settings:**
 - Superheat [K] = 5
 - Specify UA value: UA [W/K] = 400
 - Specify Q_{dim} and ΔT_{dim}: Q_{dim} [W] = 0, ΔT_{dim} [K] = 10
- Simulation Control:**
 - Subcooling [K] = 2
 - Specify UA value: UA [W/K] = 500
 - Specify Q_{dim} and ΔT_{dim}: Q_{dim} [W] = 0, ΔT_{dim} [K] = 10
 - Temperature of surroundings (sine): Mean value [°C] = 25, Amplitude [K] = 0
 - Max. time step [sec] = 1000
 - Relative error = 0.0001
 - Max points on a curve = 20000
- Energy Consumption Summary:**

	[kJ]	[kWh]	Mean [W]
W _{comp}	39188	10.89	453.57
Q _e	193286	53.69	2237.10
COP _{mean}	4.93		

Figur A.1: Input for figur 4.11

Compressor	Condenser	Solver	Output	Compressor	Condenser	Solver	Output	Compressor	Condenser	Solver	Output	Compressor	Condenser	Solver	Output
Initial	Control	Load	Evaporator	Initial	Control	Load	Evaporator	Initial	Control	Load	Evaporator	Initial	Control	Load	Evaporator
T start [sec]:	0	...		Max temperature of load [°C]:	5			Mass [kg]:	1000			Superheat [K]:	10		
T end [sec]:	172800	...		Min temperature of load [°C]:	2			Specific heat [kJ/kg-K]:	4.18			<input checked="" type="radio"/> Specify UA value	UA [W/K]:	1000	
Temperature of load [°C]:	20							UA-value to surroundings [W/K]:	100			<input type="radio"/> Specify Q_{dim} and ΔT_{dim}	Q_{dim} [W]:	0	
Refrigerant:								Internal load [W]:	0			ΔT_{dim} [K]:	10		
R290, CH3CH2CH3, Propane								Temperature of surroundings (sine):							
R170, CH3CH3, Ethane								Mean value [°C]:	20						
R21, CHCl2F, Dichlorodifluoromethane								Amplitude [K]:	7						
R22, CHClF2, Chlorodifluoromethane															
R23, CHF3, Trifluoromethane															
R290, CH3CH2CH3, Propane															
R401A, R22/152a/124 (53/13/34), R-															
R401B, R22/152a/124 (61/11/28), R-															
R401C, R22/152a/124 (33/15/52), R-															
R402A, R125/290/22 (60/2/38), R40-															
T critical [°C]: 96.67															
Initial	Control	Load	Evaporator	Initial	Control	Load	Evaporator	Initial	Control	Load	Evaporator	Initial	Control	Load	Evaporator
Compressor	Condenser	Solver	Output	Compressor	Condenser	Solver	Output	Compressor	Condenser	Solver	Output	Compressor	Condenser	Solver	Output
Isentropic efficiency, η_{is} [0-1]:	0.7			Subcooling [K]:	5			Max. time step [sec]:	1000			Energy consumption			
Volumetric efficiency, η_{vol} [0-1]:	0.85			<input checked="" type="radio"/> Specify UA value	UA [W/K]:	1000		Relative error:	0.0001			[kJ]	[kWh]	Mean [W]	
Displacement [m3/h]:	7			<input type="radio"/> Specify Q_{dim} and ΔT_{dim}	Q_{dim} [W]:	0		Max points on a curve:	20000			W_{comp} :	53295	14.80	308.42
Percent of W_{comp} rejected as heat [0-100]:	10			ΔT_{dim} [K]:	10							Q_e :	340744	94.65	1971.90
				Temperature of surroundings (sine):								COP _{mean} :	6.39		
				Mean value [°C]:	20										
				Amplitude [K]:	7										

Figur A.2: Input for figur 4.12

Beregninger på kompressor med *Compressor - isentropic and volumetric efficiencies*

TEST CONDITION			
T_E [°C]	-20	$\Delta T_{SH,USEFUL}$ [K]	3
		$\Delta T_{SH,TOT}$ [K]	5
T_C [°C]	40	ΔT_{SC} [K]	10.0
$T_E: -20.0$ [°C]		$T_C: 40.0$ [°C]	
DISPLACEMENT			
$\dot{V}_{D,100\%}$ [m ³ /h]	25.00	f_{CAP} [%]	50.0
		$\dot{V}_{D,50\%}$	12.50 [m ³ /h]
CAPACITY			
\dot{Q}_E [kW]	3	η_{VOL}	0.884 [-]
		\dot{Q}_E	3.000 [kW]
		\dot{m}	0.0204 [kg/s]
		\dot{V}_{SUC}	11.05 [m ³ /h]
PERFORMANCE			
\dot{W} [kW]	1.25	η_{IS}	0.710 [-]
		\dot{W}	1.250 [kW]
COMPRESSOR HEAT LOSS			
f_Q [%]	10	f_Q	10 [%]
		T_2	64.4 [°C]
		\dot{Q}_{LOSS}	0.125 [kW]
		COP	2.400
		COP*	2.427
		p_2/p_1	7.65

Figur A.3: Input og resultater ved beregning av isentropisk og volumetrisk virkningsgrad for 50% dellast i en teoretisk laboratorieoppgave.

Tabell A.7: Rådata for beregning av motorvirkningsgrad i et teoretisk laboratorieforsøk.

Akseleffekt \dot{W}	Elektrisk effekt \dot{W}_{el}	Motorvirkningsgrad η_M
2,5	2,8	0,893
1,25	1,8	0,694

Sammenligning av ett- og to-trinns anlegg med fylte fordampere

TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		QUALITY OUT OF EVAPORATOR		REFRIGERANT	
T_E [°C]:	-35.0	Δp_{SL} [K]:	0.5	x_{OUT} [kg/kg]	0.80	R290	
T_C [°C]:	35.0	Δp_{DL} [K]:	0.5				
ΔT_{SC} [K]:		2.0					
CYCLE CAPACITY							
Cooling capacity \dot{Q}_E [kW]	8	\dot{Q}_E : 8.0 [kW]	\dot{Q}_C : 12.9 [kW]	\dot{m} : 0.032 [kg/s]	\dot{V}_S : 37.6 [m ³ /h]		
COMPRESSOR PERFORMANCE							
Isentropic efficiency η_{IS} [-]	0.65	η_{IS} : 0.650 [-]	\dot{W}_{CP} : 5.3 [kW]				
COMPRESSOR HEAT LOSS							
Heat loss factor f_Q [%]	10	f_Q : 10.0 [%]	T_2 : 68.8 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 0.53 [kW]			
SUCTION LINE							
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	2.0	\dot{Q}_{SL} : 102 [W]	T_8 : -33.0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 2.0 [K]			
				COP: 1.508	COP*: 1.527		

(a) Ett-trinnsverkøyet One-stage cycle with flooded evaporator

TEMPERATURE LEVELS				PRESSURE LOSSES				REFRIGERANT	
HS: $T_{E,HS}$ [°C]:	-5.0	x_{OUT} [kg/kg]	0.8	$\Delta p_{SL,HS}$ [K]:	0.2	$\Delta p_{SL,LS}$ [K]:	0.2	R290	
LS: $T_{E,LS}$ [°C]:	-35.0	x_{OUT} [kg/kg]	0.8	$\Delta p_{DL,HS}$ [K]:	0.2	$\Delta p_{DL,LS}$ [K]:	0.2		
T_C [°C]:	35.0	ΔT_{SC} [K]:	2.0						
CYCLE CAPACITY									
HS: Cooling capacity $\dot{Q}_{E,HS}$ [kW]	0	$\dot{Q}_{E,HS}$: 0.0 [kW]	\dot{m}_{HS} : 0.034 [kg/s]	$\dot{V}_{S,HS}$: 13.9 [m ³ /h]					
LS: Cooling capacity $\dot{Q}_{E,LS}$ [kW]	8	$\dot{Q}_{E,LS}$: 8.0 [kW]	\dot{m}_{LS} : 0.023 [kg/s]	$\dot{V}_{S,LS}$: 26.2 [m ³ /h]					
COMPRESSOR PERFORMANCE									
HS: Isentropic efficiency $\eta_{IS,HS}$ [-]	0.7	$\eta_{IS,HS}$: 0.700 [-]	\dot{W}_{HS} : 2.6 [kW]	\dot{W}_{TOT} : 4.2 [kW]					
LS: Isentropic efficiency $\eta_{IS,LS}$ [-]	0.7	$\eta_{IS,LS}$: 0.700 [-]	\dot{W}_{LS} : 1.7 [kW]						
COMPRESSOR HEAT LOSS									
HS: Heat loss factor $f_{Q,HS}$ [%]	10	$f_{Q,HS}$: 10.0 [%]	T_2 : 47.8 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,HS}$: 0.3 [kW]					
LS: Heat loss factor $f_{Q,LS}$ [%]	10	$f_{Q,LS}$: 10.0 [%]	T_{14} : 14.2 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,LS}$: 0.2 [kW]					
SUCTION LINES									
HS: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,HS}$ [K]	2.0	$\dot{Q}_{SL,HS}$: 121 [W]	T_1 : -3.0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,HS}$: 2.0 [K]					
LS: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,LS}$ [K]	2.0	$\dot{Q}_{SL,LS}$: 70 [W]	T_{13} : -33.0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,LS}$: 2.0 [K]					
				COP: 1.896	COP* _{HS} : 3.793	COP* _{LS} : 4.849			

(b) To-trinnsverkøyet Two-stage cycle - Flooded evaporators, open intercooler

Figur A.4: Input- og outputvindu for beregningene bak sammenligning av ett- og to-trinns syklus med fylte fordampere.

Sammenligning av ett- og to-trinns transkritisk anlegg

EVAPORATOR		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (SGHX)		SUCTION LINE PRESSURE LOSS											
T_E [°C]:	-10,0	ΔT_{SH} [K]:	5,0	No SGHX	0,30	Δp_{SL} [K]:	0,2								
GAS COOLER (GC)															
Pressure [kPa]:	12000	Outlet temperature (T_4) [°C]:	30,0												
<small>For CO₂ the critical pressure (p_{CRIT}) is 7.377 MPa = 73.77 bar = 7377 kPa, and the critical temperature (T_{CRIT}) is 30.98 °C.</small>															
CYCLE CAPACITY															
Cooling capacity \dot{Q}_E [kW]	10	\dot{Q}_E : 10,000 [kW]	\dot{Q}_{GC} : 15,381 [kW]	\dot{m} : 0,0566 [kg/s]	\dot{V}_S : 3,078 [m ³ /h]										
COMPRESSOR PERFORMANCE															
Isentropic efficiency η_{IS} [-]	0,7	η_{IS} : 0,700 [-]	\dot{W} : 5,788 [kW]												
COMPRESSOR HEAT LOSS															
Heat loss factor f_Q [%]	10	f_Q : 10,00 [%]	T_2 : 132,2 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 0,579 [kW]											
SUCTION LINE HEATING															
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	2,0	\dot{Q}_{SL} : 172 [W]	T_{OUT} : -3,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 2,0 [K]											
Calculate		Print		Help		Home		Auxiliary		State Points		COP: 1,728		COP*: 1,757	

(a) Input og output i ett-trinns-verktøyet

EVAPORATOR		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (SGHX)		SUCTION LINE PRESSURE DROP							
T_E [°C]:	-10,0	ΔT_{SH} [K]:	5,0	No SGHX	0,30	Δp_{SL} [K]:	0,2				
GAS COOLER (GC)				INTERMEDIATE COOLER (IMC)							
Pressure [MPa]:	12	Outlet temperature (T_5) [°C]:	30,0	$(T_2 - T_3)$ [K]	20	$T_2 - T_3$: 20,0 [K]					
<small>For CO₂ the critical pressure (p_{CRIT}) is 7.377 MPa = 73.77 bar = 7377 kPa, and the critical temperature (T_{CRIT}) is 30.98 °C.</small>				T_3 : 39,9 [°C]		\dot{Q}_{IMC} : 1,68 [kW]					
CYCLE CAPACITY											
Cooling Capacity \dot{Q}_E [kW]	10	\dot{Q}_E : 10,00 [kW]	\dot{m} : 0,0566 [kg/s]	\dot{V}_{LS} : 3,078 [m ³ /h]							
Intermediate pressure p_2 [kPa]	5622	$T_{2,SAT}$: 19,2 [°C]	p_2 : 5622 [kPa]	$\dot{V}_{LS}/\dot{V}_{HS}$: 2,035 [-]							
NOTE: $T_{2,SAT}$ must be below T_{CRIT}											
COMPRESSOR PERFORMANCE											
Isentropic efficiency η_{IS} [-]	0,7	η_{IS} : 0,700 [-]	\dot{W}_{LS} : 2,65 [kW]	\dot{W}_{HS} : 2,81 [kW]	\dot{W}_{TOT} : 5,46 [kW]						
COMPRESSOR HEAT LOSS											
Heat loss factor f_Q [%]	10	f_Q : 10,00 [%]	T_2 : 59,9 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 0,55 [kW]							
SUCTION LINE											
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	2,0	\dot{Q}_{SL} : 172 [W]	T_1 : -5,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 2,0 [K]							
				COP: 1.832				COP*: 1.864			

(b) Input og output i to-trinns-verktøyet

Figur A.5: Beregningene på ett- og to-trinns syklus med transkritisk drift.

Mulige scenarier for anlegget

Tabell A.8: Rådata og input for tabell 4.11 og 4.12, der det er satt opp mulige scenarier for anlegget ved NMBU dersom det tas opp 20,9kW i fordamperen.

T_K	π	η_{hs}	\dot{W}	η_V	\dot{W}_{el}	\dot{Q}_K	COP_{VP}	\dot{m}_1	ΔT_1	$LMTD_1$	UA_1	\dot{m}_2	ΔT_2	$LMTD_2$	UA_2
14	1,692	0,670	2,261	0,85	2,66	23,07	8,67	0,556	9,9	-		0,417	13,2	-	
16	1,786	0,677	2,509	0,85	2,95	23,3	7,89	0,556	10,0	-		0,417	13,4	-	
18	1,884	0,680	2,774	0,85	3,26	23,54	7,21	0,556	10,1	4,0	5,8	0,417	13,5	-	
20	1,985	0,683	3,043	0,85	3,58	23,79	6,65	0,556	10,2	6,6	3,6	0,417	13,7	-	
22	2,090	0,685	3,321	0,85	3,91	24,04	6,15	0,556	10,4	8,8	2,7	0,417	13,8	5,5	4,4
24	2,199	0,689	3,593	0,85	4,23	24,29	5,75	0,556	10,5	10,9	2,2	0,417	13,9	8,2	3,0
26	2,313	0,690	3,887	0,85	4,57	24,56	5,37	0,556	10,6	13,0	1,9	0,417	14,1	10,4	2,4
28	2,430	0,692	4,181	0,85	4,92	24,82	5,05	0,556	10,7	15,0	1,7	0,417	14,3	12,5	2,0
30	2,551	0,695	4,475	0,85	5,26	25,09	4,77	0,556	10,8	17,0	1,5	0,417	14,4	14,6	1,7

Tabell A.9: Rådata for input for tabell 4.14, der det er satt opp mulige scenarier for anlegget ved NMBU dersom det tas opp 17,4kW i fordamperen.

T_K	π	η_{hs}	\dot{W}	η_V	\dot{W}_{el}	\dot{Q}_K	COP_{VP}	\dot{m}_1	ΔT_1	$LMTD_1$	UA_1	\dot{m}_2	ΔT	$LMTD_2$	UA_2
14	1,692	0,670	1,882	0,85	2,21	19,21	8,68	0,556	8,3	-		0,417	11,0	-	
16	1,786	0,677	2,089	0,85	2,46	19,4	7,89	0,556	8,4	3,1	6,3	0,417	11,1	-	
18	1,884	0,680	2,31	0,85	2,72	19,6	7,21	0,556	8,4	5,8	3,4	0,417	11,3	-	
20	1,985	0,683	2,534	0,85	2,98	19,8	6,64	0,556	8,5	8,0	2,5	0,417	11,4	5,4	3,6
22	2,090	0,685	2,765	0,85	3,25	20,01	6,15	0,556	8,6	10,0	2,0	0,417	11,5	7,9	2,5
24	2,199	0,689	2,992	0,85	3,52	20,22	5,74	0,556	8,7	12,1	1,7	0,417	11,6	10,1	2,0
26	2,313	0,690	3,236	0,85	3,81	20,44	5,37	0,556	8,8	14,2	1,4	0,417	11,7	12,3	1,7
28	2,430	0,692	3,481	0,85	4,10	20,67	5,05	0,556	8,9	16,1	1,3	0,417	11,9	14,2	1,5
30	2,551	0,695	3,726	0,85	4,38	20,89	4,77	0,556	9,0	18,1	1,2	0,417	12,0	16,3	1,3

Underkjølingens innvirkning på varmepumpekretsen

Tabell A.10: Rådata ved beregning av COP for varierende grad av underkjøling i en varmepumpekrets. Rådataene er grunnlaget for figur 4.16.

Underkjøling [°C]	\dot{W}	\dot{W}_{el}	Q_K	COP_{VP}	Økning COP [%]
0	3,243	3,82	23,93	6,2721	0
1	3,215	3,78	23,91	6,32	0,8
2	3,188	3,75	23,88	6,37	1,5
3	3,163	3,72	23,86	6,41	2,2
4	3,137	3,69	23,83	6,46	2,9
5	3,112	3,66	23,81	6,50	3,7
6	3,088	3,63	23,79	6,55	4,4
7	3,064	3,60	23,76	6,59	5,1
8	3,04	3,58	23,74	6,64	5,8
9	3,017	3,55	23,72	6,68	6,5
10	2,994	3,52	23,7	6,73	7,3
11	2,972	3,50	23,68	6,77	8,0
12	2,95	3,47	23,66	6,82	8,7
13	2,928	3,44	23,64	6,86	9,4
14	2,907	3,42	23,62	6,91	10,1
15	2,886	3,40	23,6	6,95	10,8

Tabell A.11: Rådata for beregning av COP for en varmepumpekrets med varierende grad av underkjøling for ulike medier. Dataene er grunnlaget for figur 4.17.

Kjølemedium	π	η_{is}	Underkjøling [°C]	\dot{W}	\dot{W}_{el}	\dot{Q}_k	COP_{vp}	Økning COP [%]
R717	2,472	0,694	0	3,293	3,874	23,93	6,18	0
			5	3,226	3,795	23,87	6,29	1,8
			10	3,162	3,720	23,81	6,40	3,6
			15	3,102	3,649	23,75	6,51	5,4
R134a	2,398	0,692	0	3,302	3,885	24,02	6,18	0
			5	3,174	3,734	23,9	6,40	3,5
			10	3,056	3,595	23,79	6,62	7,0
			15	2,948	3,468	23,69	6,83	10,5
R407c	2,311	0,69	0	3,373	3,968	24,06	6,06	0
			5	3,246	3,819	23,94	6,27	3,4
			10	3,131	3,684	23,83	6,47	6,7
			15	3,025	3,559	23,73	6,67	10,0
R410a	2,163	0,688	0	3,435	4,041	24,19	5,99	0
			5	3,295	3,876	24,05	6,20	3,6
			10	3,169	3,728	23,93	6,42	7,2
			15	3,054	3,593	23,82	6,63	10,8
R22	2,2	0,689	0	3,341	3,931	24,03	6,11	0
			5	3,233	3,804	23,93	6,29	2,9
			10	3,132	3,685	23,83	6,47	5,8
			15	3,039	3,575	23,75	6,64	8,7
R290	2,09	0,685	0	3,376	3,972	24,09	6,07	0
			5	3,242	3,814	23,97	6,28	3,6
			10	3,119	3,669	23,85	6,50	7,2
			15	3,006	3,536	23,74	6,71	10,7

Omgjøring av anlegget til to-trinns kaskade-anlegg

TEMPERATURE LEVELS		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (HT)		PRESSURE LOSSES	
$T_{E,HT}$ [°C]:	15.0	$\Delta T_{SH,HT}$ [K]:	5.0	$\Delta p_{SL,HT}$ [K]:	0.20
$T_{E,LT}$ [°C]:	-3.0	$\Delta T_{SH,LT}$ [K]:	5.0	$\Delta p_{SL,LT}$ [K]:	0.20
$T_{C,HT}$ [°C]:	35.0	$\Delta T_{SC,HT}$ [K]:	2.0	$\Delta p_{DL,HT}$ [K]:	0.20
$T_{C,LT}$ [°C]:	18.0	$\Delta T_{SC,LT}$ [K]:	2.0	$\Delta p_{DL,LT}$ [K]:	0.20
		No SGHX		0.3	
		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (LT)			
		No SGHX		0.3	
				REFRIGERANTS	
				HT:	R290
				LT:	R290
CYCLE CAPACITY					
HT: Cooling Capacity $\dot{Q}_{E,HT}$ [kW]	0	$\dot{Q}_{E,HT}$: 23.4 [kW]	\dot{m}_{HT} : 0.07457 [kg/s]	$\dot{V}_{S,HT}$: 17.67 [m ³ /h]	
LT: Cooling Capacity $\dot{Q}_{E,LT}$ [kW]	20.9	$\dot{Q}_{E,LT}$: 20.9 [kW]	\dot{m}_{LT} : 0.06144 [kg/s]	$\dot{V}_{S,LT}$: 24.24 [m ³ /h]	
COMPRESSOR PERFORMANCE					
HT: Isentropic efficiency $\eta_{IS,HT}$ [-]	0.68	$\eta_{IS,HT}$: 0.680 [-]	\dot{W}_{HT} : 2.737 [kW]	\dot{W}_{TOT} : 5.43 [kW]	
LT: Isentropic efficiency $\eta_{IS,LT}$ [-]	0.68	$\eta_{IS,LT}$: 0.680 [-]	\dot{W}_{LT} : 2.694 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
HT: Heat loss factor $f_{Q,HT}$ [%]	10	$f_{Q,HT}$: 10.0 [%]	$T_{2,HT}$: 44.9 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,HT}$: 0.3 [kW]	
LT: Heat loss factor $f_{Q,LT}$ [%]	10	$f_{Q,LT}$: 10.0 [%]	$T_{2,LT}$: 31.6 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,LT}$: 0.3 [kW]	
SUCTION LINES					
HT: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,HT}$ [K]	1.0	$\dot{Q}_{SL,HT}$: 153 [W]	$T_{8,HT}$: 21.0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,HT}$: 1.0 [K]	
LT: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,LT}$ [K]	1.0	$\dot{Q}_{SL,LT}$: 114 [W]	$T_{8,LT}$: 3.0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,LT}$: 1.0 [K]	

Figur A.6: Input for beregninger gjort ved omgjøring av anlegget ved energilaboratoriet til et to-trinns kaskade-anlegg.

Tabell A.12: Rådata for beregninger av avgitt effekt i kondensatoren og COP for to-trinns kaskade-anlegg med 35°C i kondensatoren.

Kjølemedium	\dot{W}_2	$\dot{W}_{2,el}$	$\dot{W}_{T,el}$	\dot{Q}_K	COP
R717	2,682	3,155	6,415	25,9	4,04
R134a	2,697	3,173	6,433	25,9	4,03
R290	2,737	3,220	6,480	25,9	4,0
R407c	2,805	3,300	6,560	26	3,96
R410a	2,852	3,355	6,615	26	3,93

Vedlegg B

Brukerveiledning CoolPack

Det er laget en egen brukerveiledning for utvalgte CoolPack-verktøy. Brukerveiledningen er ment som en introduksjon til verktøyene og kan brukes i undervisning i relevante fag ved NMBU, eller av studenter som ønsker å lære mer om varme- og kjølekretser.

Innholdsfortegnelse

1	Introduksjon	5
2	Refrigeration Utilities	7
2.0.1	Refrigeration Utilities	7
2.0.2	Refrigerant Calculator	11
3	EESCoolTools	13
3.1	Cycle Analysis	14
3.1.1	One-stage cycle with DX evaporator	14
3.1.2	Two-stage cycle - flooded evaporators, open intercooler	18
3.1.3	Combination of one-stage cycles, two-stage cascade system	20
3.1.4	One-stage transcritical cycle with CO ₂	22
3.2	Auxiliary	24
3.2.1	Compressor - isentropic and volumetric efficiencies	24
3.2.2	UA-value	26
4	Dynamic	29
4.0.1	Dynamic Cooling	29

Del 1

Introduksjon

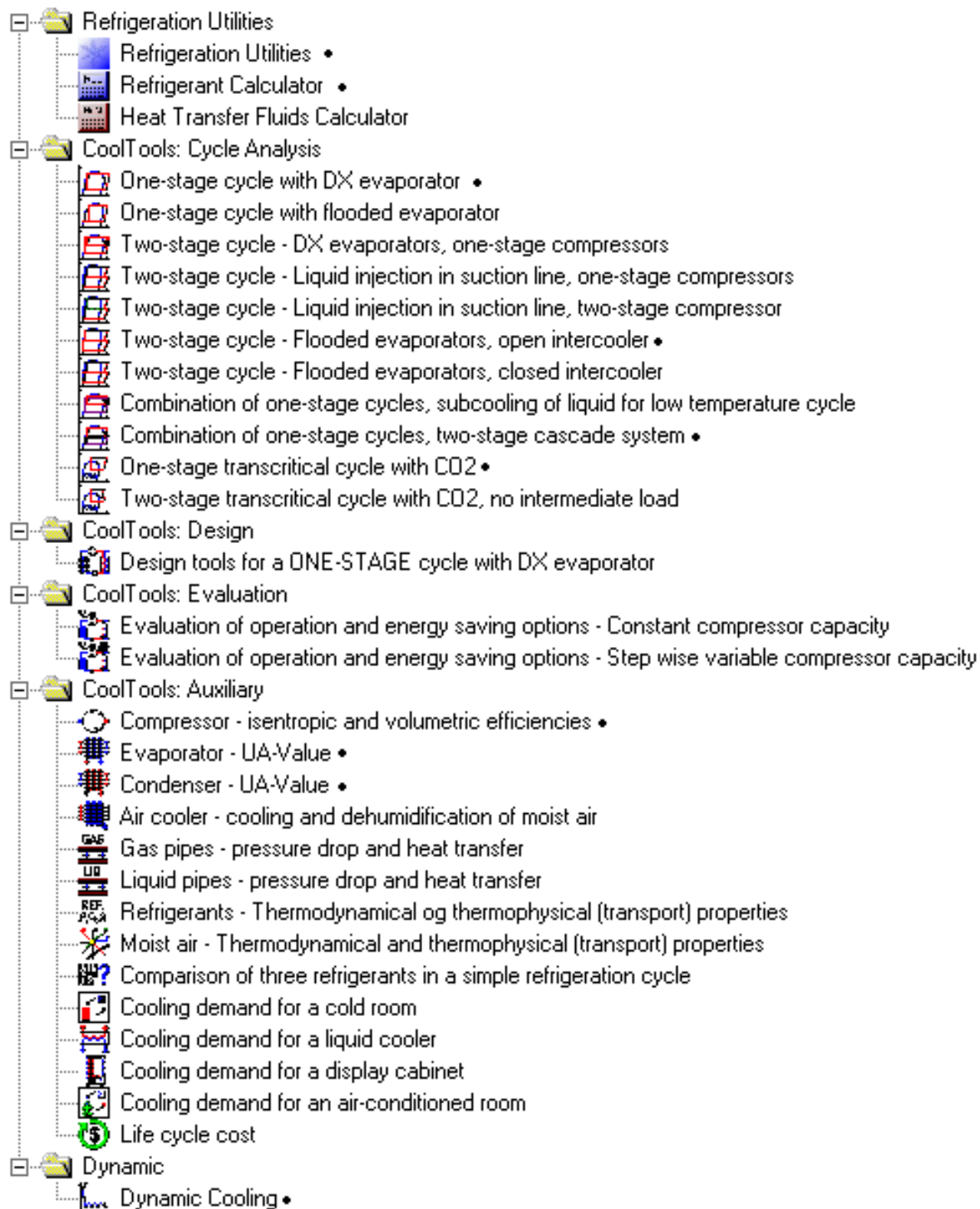
CoolPack er en gratis programpakke utviklet ved Danmarks Tekniske Universitet(DTU). Informasjon om programmet, lenker til nedlastning og brukerveiledning på engelsk finnes på DTUs nettsider:

<http://en.ipu.dk/Indhold/refrigeration-and-energy-technology/coolpack.aspx>

Den engelske brukerveiledningen er laget for versjon 1.46 av programpakken, mens denne er laget for versjon 1.50. Hensikten med programpakken er å raskt og enkelt kunne gjøre termodynamiske beregninger for ulike typer varmepumpe- og kjølekretser. Man kan se på én og én komponent, ett og ett medium, eller sette opp sykluser og variere ulike input. Verktøyene er delt inn i tre områder:

- Refrigeration Utilities
- EESCoolTools
- Dynamic

For en liste over verktøyene som finnes i hver av gruppene, se figur 1.1. Verktøyene som gjennomgås i brukerveiledningen er merket av.



Figur 1.1: Liste over alle verktøy i CoolPack. Verktøy som er gjennomgått i brukerveiledningen er merket av med en sort prikk.

Del 2

Refrigeration Utilities

Refrigeration Utilities er både navnet på en gruppe verktøy og navnet på ett av verktøyene i gruppa. De to andre verktøyene i gruppa heter *Refrigerant Calculator* og *Heat Transfer Fluids Calculator*. De to førstnevnte verktøyene blir gjennomgått i denne brukerveiledningen.

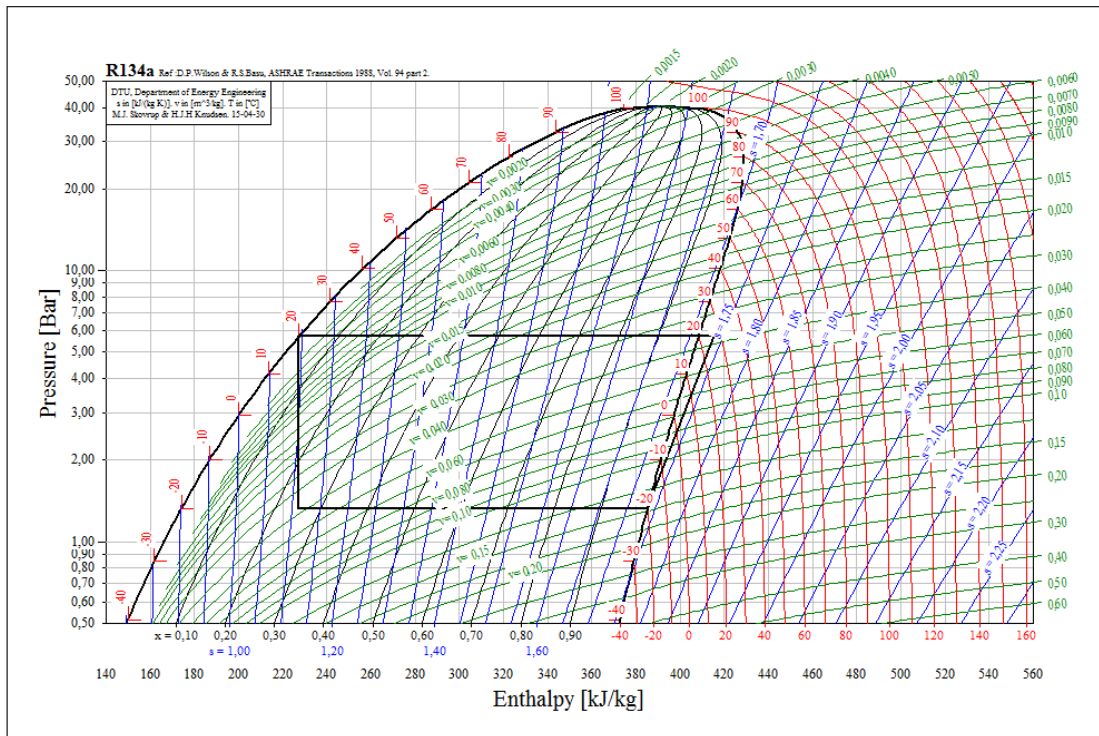
2.0.1 Refrigeration Utilities

Verktøyet brukes i utgangspunktet til å lage diagrammer for kjølemediene. Totalt finnes diagram for 45 ulike kjølemedier. På verktøylinjen øverst kan man velge mellom logP-h-, T-s og h-s-diagram. Man kan også få frem metningstabeller og I-x-diagram.

Når man har åpnet et diagram kan man bevege markøren rundt, mens det nederst i høyre hjørne oppgis relevant informasjon om hvert punkt i diagrammet. Dersom man velger verktøyet *Measure* øverst på verktøylinjen kan man også måle differansen i temperatur, trykk, spesifikk entropi, spesifikk entalpi, spesifikt volum og eventuelt gasskvalitet mellom to punkter i diagrammet. Klikk på de to punktene, så kommer det opp et lite vindu med informasjon.

I logP-h-diagrammet kan man legge til varmpumpesykluser ved å klikke på det blå *Cycle*-ikonet på verktøylinja. Å klikke *Options > Input Cycle...* gjør samme nytten. Man kan velge mellom ett-trinns(*One-stage*) og ulike varianter av to-trinns(*Two-stage*) sykluser. Det kan ikke velges transkritisk krets. Deretter oppgis informasjon om syklusen og den tegnes i logP-h-diagrammet. Ved å kun oppgi fordamper- og kondesatortemperatur får man en ideell syklus. Alle tap blir satt til 0 dersom de ikke endres.

Figur 2.1 viser et eksempel på et slikt logP-h-diagram. Her er R134a valgt som kjølemedium, og fordampnings- og kondenseringstemperatur er valgt lik henholdsvis -20°C og 20°C . De blå linjene representerer konstant entropi(isentroper). Eksempelkretsen har en isentropisk virkningsgrad lik 1, slik at linja i diagrammet som representerer kompresjonen vil være tilnærmet parallell med disse blå linjene. De røde linjene representerer konstant temperatur(isotermer) og de grønne linjene konstant spesifikt volum(isokorer). De sorte linjene i to-fase-området representerer konstant gasskvalitet.



Figur 2.1: Eksempel på et logP-h-diagram produsert i verktøyet Refrigeration Utilities

Dersom man ønsker å fjerne linjer, endre farger, tykkelser eller skriftstørrelser gjøres dette ved å klikke på *Format* for deretter å velge om man vil gjøre endringer langs aksene, i to-fase-området eller i gassområdet og hvilke linjer man vil se på. Det er også mulig å legge inn flere ulike sykluser (som bruker samme kjølemedium), slik at man kan sammenligne disse syklusene. Diagrammene kan enten lagres som .plt-filer med muligheter for å gjøre endringer senere, eller som bildefiler. Som man ser på figuren kan diagrammet virke rotete dersom det inneholder for mange linjer og merker, så det kan være greit å gjøre litt endringer dersom diagrammet skal brukes i en rapport eller vises frem på annen måte.

For å få frem informasjon om kretsen kan man lese av med markøren eller klikke på det røde *Show info*-ikonet på verktøylinjen. I vinduet som dukker opp vises trykkforhold, COP og annen relevant informasjon om kretsen. Informasjonen som oppgis er i utgangspunktet uavhengig av massestrøm/dimensjoner og oppgis per kg medium. For å få kompressoreffekt og varmeoverføringer oppgitt i watt må man enten oppgi en massestrøm, volumstrøm eller bestemme én av effektene. Når én av verdiene under *Dimensioning* oppgis, beregnes de andre automatisk. Vinduet vises i figur 2.2 for en eksempelkrets. Legg merke til at flere av parameterne har misvisende navn. F.eks er massestrøm betegnet med m i stedet for \dot{m} , spesifikk varme som Q i stedet for q og kompressoreffekt med W i stedet for \dot{W} . Det kan være lurt å følge med på benevningene.

Select cycle number:		<u>Values:</u>			
<input type="text" value="(1)"/>		Evaporating temperature [°C]:	-5.00	Condensing temperature [°C]:	20.00
		Superheat [K]:	5.00	Subcooling [K]:	2.00
		Dp evaporator [bar]:	0.05	Dp condenser [bar]:	0.09
		Dp suction line [bar]:	0.00	Dp liquid line [bar]:	0.00
		Dp discharge line [bar]:	0.00		
		Isentropic efficiency [0-1]:	0.65		
<input type="button" value="Delete cycle"/>					
<u>Calculated:</u>		<u>Dimensioning:</u>		<u>Volumetric efficiency</u>	
Qe [kJ/kg]:	174.990	Qe [kW]:	<input type="text" value="8.635"/>	n_vol:	<input type="text" value="0.80"/>
Qc [kJ/kg]:	202.641	Qc [kW]:	<input type="text" value="10.000"/>	Displacement [m ³ /h]: 18.7500	
COP:	6.33	m [kg/s]:	<input type="text" value="0.04934845"/>		
W [kJ/kg]:	27.650	V [m ³ /h]:	<input type="text" value="15.0000"/>		
Pressure ratio [-]:	2.348	W [kW]:	<input type="text" value="1.365"/>		
		Q loss [kW]:	<input type="text" value="0.000"/>		
<input type="button" value="OK"/>		<input type="button" value="Coordinates of points..."/>	<input type="button" value="Print"/>	<input type="button" value="Copy"/>	<input type="button" value="Update"/>
				<input type="button" value="Help"/>	

Figur 2.2: Vinduet Show info i verktøyet Refrigeration Utilities

Dersom kretsen man ønsker å tegne ikke er en av mulighetene i *Refrigeration Utilities* kan man tegne en krets på frihånd ved å klikke *Draw > Polyline*. Klikk for å bestemme første punkt og klikk igjen for å bestemme neste punkt. Når du er ferdig kan du klikke Esc på tastaturet for å avslutte verktøyet. Dersom man tegner en krets på frihånd er det ikke mulig å få frem informasjon med *Show info*. Det man derimot kan gjøre er å bruke verktøyet *Measure* for å måle entalpidifferanser og andre relevante verdier.

For å gjøre endringer på de kurvene man selv har tegnet inn må de markeres med *Edit > Select curve* før man klikker på *Format* og velger *Selected Curve Type*.

Eksempel

Oppgave Bruk *Refrigeration Utilities* til å finne trykkforhold og nødvendig massestrøm i en ideell ett-trinns varmepumpesyklus med R134a som kjølemedium. Kondensatortemperaturen er 20°C , fordampertemperaturen er -5°C og det skal overføres 8kW i kondensatoren.

Løsning Åpne *Refrigeration Utilities* og klikk på logP-h-diagram-ikonet på verktøylinjen. Velg R134a og klikk på det blå *Cycle*-ikonet på verktøylinja. Velg *One stage* og oppgi *Evaporating temperature* = -5°C og *Condensing temperature* = 20°C . Siden syklusen skal være ideell beholdes alle trykktap og overheting/underkjøling som 0 og isentropisk virkningsgrad som 1. Klikk *Draw cycle*.

Åpne *Show info*-vinduet. Trykkforholdet (*Pressure ratio*) kan nå leses av. Oppgi $Q_C = 8\text{kW}$ og la CoolPack beregne massestrøm ($\text{m}[\text{kg}/\text{s}]$). Se figur 2.3. Trykkforholdet er 2,348 og nødvendig massestrøm er $0,043\text{kg}/\text{s}$. Siden man ofte oppgir input med kun ett siffer, anbefales det å runde av i svarene også.

Values:			
Evaporating temperature [$^{\circ}\text{C}$]:	-5.00	Condensing temperature [$^{\circ}\text{C}$]:	20.00
Superheat [K]:	0.00	Subcooling [K]:	0.00
Dp evaporator [bar]:	0.00	Dp condenser [bar]:	0.00
Dp suction line [bar]:	0.00	Dp liquid line [bar]:	0.00
Dp discharge line [bar]:	0.00		
Isentropic efficiency [0-1]:	1.00		

Calculated:	
Qe [kJ/kg]:	167.050
Qc [kJ/kg]:	184.556
COP:	9.54
W [kJ/kg]:	17.506
Pressure ratio [-]:	2.348

Dimensioning:	
Qe [kW]:	7.241
Qc [kW]:	8.000
m [kg/s]:	0.04334738
V [m^3/h]:	12.8433
W [kW]:	0.759
Q loss [kW]:	0.000

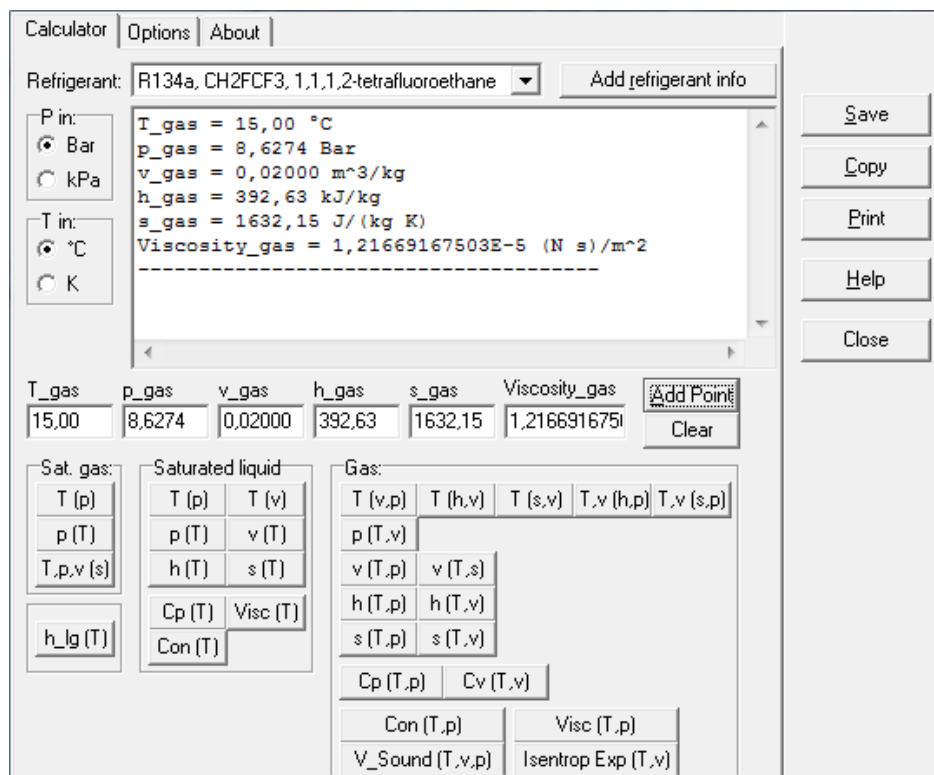
Volumetric efficiency	
n_vol:	1.00
Displacement [m^3/h]:	12.8433

Figur 2.3: Show info-vinduet for eksempelkretsen.

2.0.2 Refrigerant Calculator

I dette verktøyet har man muligheten til å oppgi termodynamiske egenskaper og la CoolPack finne de andre. Dette er et raskt og enkelt alternativ til å lete i termodynamiske tabeller.

Kalkulatoren ser ut som i figur 2.4. Kjølemedium velges øverst, mens verdier man tar utgangspunkt i kan skrives inn i de hvite feltene på midten. Deretter har man mulighet til å finne verdier for andre termodynamiske egenskaper hos mediet, gitt de verdiene man har oppgitt. I bildet under er R134a valgt som kjølemedium. Det er oppgitt en temperatur på 15°C og et spesifikt volum på 0,02m³/kg, som tilsvarer overhettet gass. Fra dette ble trykk, spesifikk entalpi, spesifikk entropi og viskositet funnet ved å klikke på p(T,v), h(T,v), s(T,v) og Visc(T,p). Verdiene i parentes er altså de egenskapene som må være oppgitt for at CoolPack skal kunne beregne den verdien utenfor parentes, slik at p(T,v) beregner trykket ut ifra oppgitt temperatur og spesifikt volum. Dersom man ønsker å lagre en kombinasjon av verdier, kan man trykke på *Add Point*, slik at CoolPack printer verdiene i det hvite vinduet. Dette er gjort i figuren. I vinduet kan man også sjekke hvilke benevninger CoolPack har gitt input- og output-verdier. Alle verdier som skrives inn må oppgis i SI-enheter, og man kan velge mellom °C og K for temperatur og mellom bar og kPa for trykk. Man kan også finne verdier for mettet væske eller mettet gass ved å oppgi enten trykk, temperatur eller spesifikt volum. Disse knappene har kun én verdi i parentes og krever kun én input(det er jo allerede gitt at punktet ligger på metningskurven).



Figur 2.4: Refrigerant Calculator i CoolPack

Del 3

EESCoolTools

Verktøyene under *EESCoolTools* har til felles at de er utviklet ved hjelp av Engineering Equation Solver(EES). *EESCoolTools* deles inn i *Cycle Analysis*, *Design*, *Evaluation* og *Auxiliary*. I verktøyene under *Cycle Analysis* gjøres det beregninger på fullstendige kretser av ulike typer. I denne brukerveiledningen skal fire av disse krets-verktøyene bli gjennomgått. De har alle likt brukergrensesnitt. Det anbefales å starte med *One-stage cycle with DX evaporator*. Dette vil gjøre det mye enklere å forstå oppsettet i de andre verktøyene under *Cycle Analysis*. Etter å ha vært gjennom ett-trinns-verktøyet for tørrfordamper og to-trinns-verktøyet for fylt fordamper, skal det heller ikke være noen utfordring å forstå ett-trinns-verktøyet for fylt fordamper; *One-stage cycle with flooded evaporator*.

Operasjonsbetingelser oppgis i alle verktøyene under *Cycle Analysis* i vinduet *Cycle Spec.*, mens de beregnede verdiene listes opp under *State Points* og vises i et logP-h-diagram under *Home*. Under *Auxiliary* blir et kompressorverktøy og et verktøy for beregning av UA-verdi gjennomgått. Disse verktøyene omhandler én komponent og består kun av én side med både input og diagram. Det bør nevnes at diagrammene som vises i *EESCoolTools*-verktøyene kun er ment som illustrasjoner, slik at tegningene ikke er målbare. Diagrammene ser like ut uansett input, slik at det er de beregnede verdiene som er den nyttige informasjonen i diagrammet.

Felles for programmene er også måten input og beregnede output vises. Grønne verdier er input. Outputverdier som er beregnet for de input som står, er blå. Outputverdier som er beregnet tidligere, men ikke lenger hører til gjeldende input er grå. Legg merke til hvordan alle grå tall blir blå når man klikker *Calculate*. Parametre med direkte sammenheng er plassert ved siden av hverandre i input-vinduene slik at man enkelt kan se hvordan én påvirker en annen.

CoolPack-verktøyene beregner COP for kretsen man setter opp, men husk at dette er COP for en kjølekrets. COP for en varmepumpe må regnes ut utenom programmet. Det oppgis også en COP*, som er COP for en kjølekrets der den unyttige overhetingen i sugelinen regnes som opptatt varme. En funksjon verdt å merke seg i *EESCoolTools*-verktøyene er muligheten for å lagre og laste inn input. Dersom man har lagt inn en rekke input for å gjøre beregninger på en krets kan disse lagres som en .VAR-fil ved å klikke på *Save inputs*. På denne måten kan man laste dem inn igjen ved å klikke på *Load inputs*. Denne funksjonen går på tvers av verktøy, slik at input lagret i ett verktøy kan importeres i et annet. Ellers kan alle diagrammer lagres ved å klikke *Edit > Copy diagram*. Diagrammet ligger da på utklippstavlen.

3.1 Cycle Analysis

3.1.1 One-stage cycle with DX evaporator

Når man åpner dette verktøyet kommer man rett inn i vinduet kalt *Home* med kretsens syklus tegnet inn i et logP-h-diagram. Tegningen er som nevnt ikke målbar, og kun ment som en illustrasjon for å vise hva ulike output representerer. For å oppgi operasjonsbetingelser må man klikke på *Cycle Spec..* Vinduet som da dukker opp er vist i figur 3.1. Husk at tallene med grønn skrift er input og tallene med blå skrift er output. Dersom man gjør endringer og output-tallene blir grå må man alltid klikke på *Calculate* for å få frem riktige output (blå tall).

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
T_E [°C]:	-3,0	ΔT_{SH} [K]:	5	No SGHX	R290
T_C [°C]:	22,0	Δp_{SL} [K]:	0	0,30	
		Δp_{DL} [K]:	0		
CYCLE CAPACITY					
Cooling capacity \dot{Q}_E [kW]	20,9	\dot{Q}_E : 20,9 [kW]	\dot{Q}_C : 23,88 [kW]	\dot{m} : 0,06347 [kg/s]	\dot{V}_S : 24,87 [m ³ /h]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Isentropic efficiency η_{IS} [-]	0,685	η_{IS} : 0,685 [-]	\dot{W} : 3,184 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss factor f_Q [%]	10	f_Q : 10,0 [%]	T_2 : 35,9 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 0,3184 [kW]	
SUCTION LINE					
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	1,0	\dot{Q}_{SL} : 111 [W]	T_8 : 3,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 1,0 [K]	
				COP: 6,565	COP*: 6,599

Figur 3.1: Vinduet *Cycle Spec.* i *CoolPack*-verktøyet *One-Stage cycle with DX evaporator*.

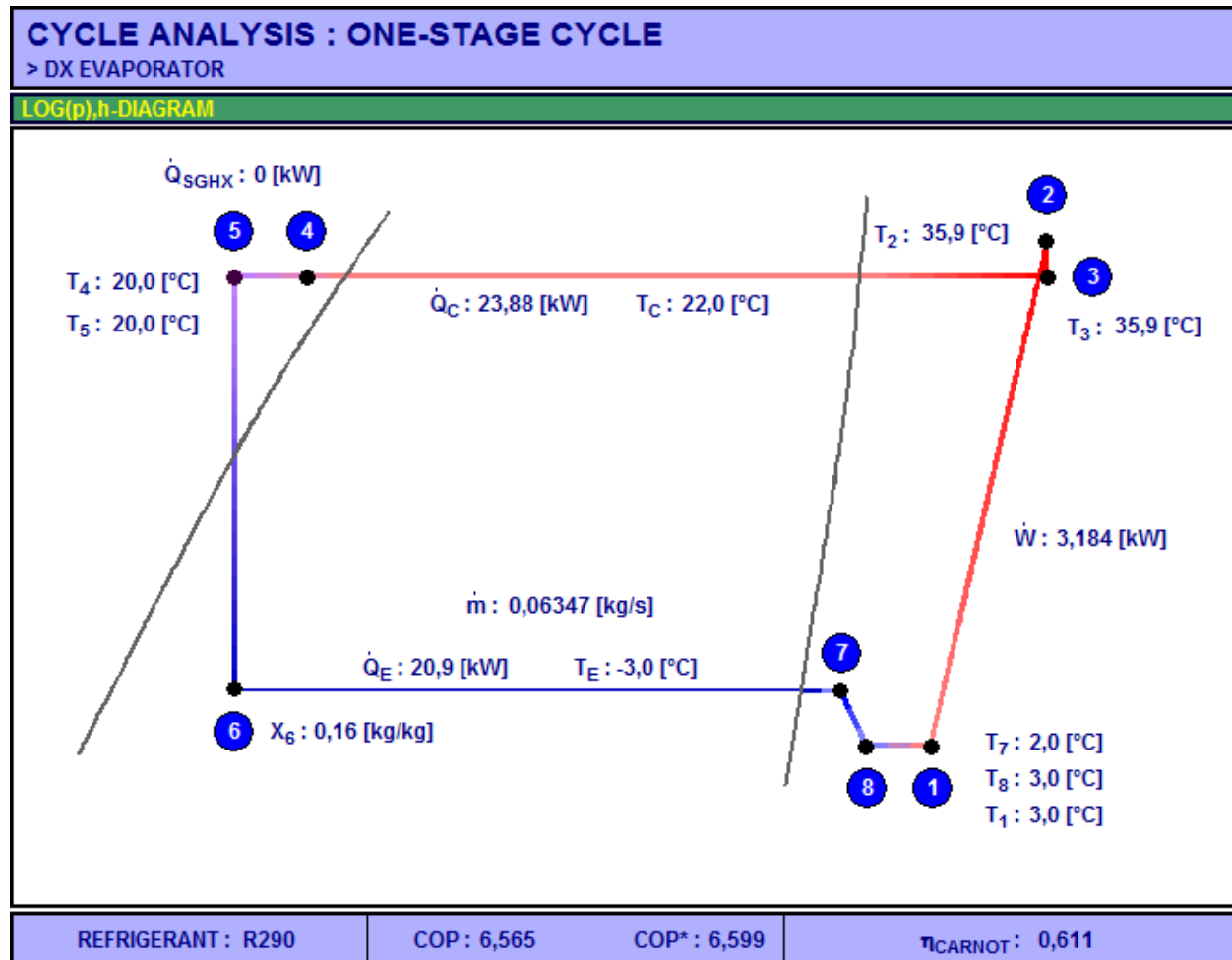
Driftsbetingelsene for kretsen bestemmes med ulike parametre. Noen av parameterne må alltid oppgis, mens for andre betingelser finnes det flere valg. Der det finnes flere valg er de ulike valgene plassert under hverandre i en nedtrekksliste. Den øverste raden i 3.1 viser parametre som *CoolPack* krever at man oppgir. Dette er valg av kjølemedium, fordampertemperatur T_E , kondensatortemperatur T_C , overheting ΔT_{SH} i fordampere, underkjøling ΔT_{SC} i kondensatoren, trykktap før og etter kompressoren Δp_{SL} og Δp_{DL} . SL står for suction line, DL står for discharge line, SH står for superheat og SC står for subcooling. I tillegg må man oppgi om kretsen har en internvarmeveksler (sugegassvarmeveksler) eller ikke, og en eventuell virkningsgrad η_T på denne. Når η_T er 1 vil det overføres så mye varme at kondensatet og sugegassen får samme temperatur.

Når det gjelder kretsens kapasitet kan man velge om man vil oppgi effekt overført i fordampere (cooling capacity/kjøleevne) \dot{Q}_E , effekt overført i kondensatoren (heating capacity/varmeevne) \dot{Q}_C , massestrøm \dot{m} eller volumstrøm \dot{V}_S . Den oppgitte/beregnete volumstrømmen er den volumstrømmen som går inn i kompressoren, også kjent som innsugd volum. For kompressoren kan man oppgi isentropisk virkningsgrad η_{is} eller hvor mye effekt

\dot{W} kompressoren bruker. Varmetapet fra kompressoren kan oppgis som et effekttap \dot{Q}_{LOSS} , som en prosentandel av kompressoreffekten f_G eller man kan oppgi temperaturen ut av kompressoren T_2 . Det siste man må oppgi er unyttig overheting $\Delta T_{SH,SL}$, temperatur før kompressoren T_8 eller \dot{Q}_{SL} .

De blå verdiene er som nevnt output. På nederste rad er COP oppgitt for en kjølekrets. For å beregne COP for en varmepumpekrets brukes kompressoreffekten \dot{W} og avgitt effekt i kondensatoren \dot{Q}_C . COP_{VP} vil alltid være omtrent lik $COP_{KS} + 1$.

Ved å klikke på ikonet *Home* får man opp syklusen i et logP-h-diagram. Husk at diagrammet ikke endrer seg med driftsbetingelser. Se figur 3.2.



Figur 3.2: Vinduet Home i Coolpack-verktøyet One-Stage cycle with DX evaporator.

Her er den viktigste informasjonen om kretsen oppgitt. Ønsker man mer informasjon om de åtte punktene markert i figuren kan man gå inn i vinduet *State Points*. Her er temperatur, trykk, spesifikk entalpi og massetetthet oppgitt for punktene. I tillegg er trykkforholdet over kompressoren oppgitt og trykkgasstemperaturen T_2 ved henholdsvis isentropisk og adiabatisk, reell kompresjon. T_1 og T_8 vil være like dersom man ikke har en internvarmeveksler i kretsen. Det samme gjelder T_4 og T_5 . Det skulle derfor ikke vært noen avstand mellom disse punktene med mindre kretsen hadde en internvarmeveksler, så diagrammet kan virke litt forvirrende.

Inne på *Auxiliary* har man mulighet til å få oppgitt noen tilleggsopplysninger. For eksempel kan man legge inn volumetrisk virkningsgrad. Slik beregner CoolPack det nødvendige slagvolumet per tid \dot{V}_D for en kompressor som skal brukes i en slik krets. Forskjellen på de to volumstrømmene er at \dot{V}_D er produktet av kompressorvolumet og kompressorens frekvens, mens \dot{V}_S er det volumet kompressoren er nødt til å komprimere per tid (innsugd volum). Man kan også velge å oppgi slagvolumet per tid, for å finne ut hvilken volumetrisk virkningsgrad dette gir. Se figur 3.3.

Det er også en mulighet å se nærmere på utnyttelsen av den overhete gassen til oppvarming av vann. Man kan legge inn ønsket temperaturdifferanse ΔT_{WATER} på vannet for å få nødvendig volumstrøm \dot{V}_{WATER} eller omvendt.

I *Auxiliary*-vinduet kan man også oppgi et antall timer anlegget skal kjøre for å beregne det totale energiforbruket. Dersom man ønsker rørdimensjoner (indre diameter) i de ulike rørene kan man legge inn ønsket fart for kjølemediet nederst på siden.

AUXILIARY			
VOLUMETRIC EFFICIENCY			
Volumetric efficiency η_{VOL} [-]	<input type="text" value="0,885"/>	η_{VOL} : 0,885 [-]	\dot{V}_S : 24,87 [m ³ /h] \dot{V}_D : 28,1 [m ³ /h]
<small>\dot{V}_S can be chosen as input in the cycle specification window.</small>			
UTILIZATION OF DISCHARGE GAS SUPERHEAT FOR HEATING OF WATER			
Volume flow \dot{V}_{WATER} [m ³ /h]	<input type="text" value="2"/>	ΔT_{WATER} : 0,7507 [K] $T_{DL,OUT}$: 35,9 [°C]	\dot{V}_{WATER} : 2 [m ³ /h] $\dot{Q}_{D,SH}$: 1,741 [kW] T_C : 22,0 [°C]
<small>Water in the desuperheating heat exchanger can only be heated to discharge temperature $T_{DL,OUT}$. \dot{Q}_C in the main diagram window includes both the heat load for both desuperheating and condensing of the refrigerant.</small>			
ENERGY CONSUMPTION			
Hours of operation [h] :	<input type="text" value="8760"/>	Energy consumption : 27890 [kWh]	
PIPE DIMENSIONS			
PIPE SECTION	VELOCITY [m/s]	PIPE DIAMETER (Internal) [mm]	Condition corresponds to
Suction line	<input type="text" value="10,0"/>	29,7	State Point #1
Discharge line	<input type="text" value="12,0"/>	19,6	State Point #2
Liquid line	<input type="text" value="0,6"/>	16,4	State Point #5
			COP : 6,565 COP* : 6,599

Figur 3.3: Vinduet Auxiliary i Coolpack-verktøyet One-Stage cycle with DX evaporator.

Eksempel

Oppgave Finn COP for et kjølesystem med R134a som kjølemedium som krever 5kW kjøling. Fordampertemperatur skal være lik -20°C og kondensatortemperatur 30°C . Underkjøling skal være lik 4K og overheting 6K. Trykktap og uutnyttet overheting kan neglisjeres, mens isentropisk virkningsgrad og varmetap fra kompressoren settes til henholdsvis 0,65 og 12%.

Løsning Åpne verktøyet, klikk på *Cycle Spec.* og fyll inn nødvendig informasjon. Når du klikker på *Calculate* vil alle outputs bli blå og COP skal være lik 2,689. Input og output vises i figur 3.4. Legg merke til at COP og COP* er like. Det skyldes at det ikke er noen unyttig overheting i sugelinen.

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
T_E [$^{\circ}\text{C}$]:	-20.0	ΔT_{SH} [K]:	6	Δp_{SL} [K]:	0
T_C [$^{\circ}\text{C}$]:	30.0	ΔT_{SC} [K]:	4	Δp_{DL} [K]:	0
				No SGHX	0.30
					R134a
CYCLE CAPACITY					
Cooling capacity \dot{Q}_E [kW]	5	\dot{Q}_E : 5 [kW]	\dot{Q}_C : 6.636 [kW]	\dot{m} : 0.03225 [kg/s]	\dot{V}_S : 17.51 [m ³ /h]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Isentropic efficiency η_{IS} [-]	0.65	η_{IS} : 0.650 [-]	\dot{W} : 1.86 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss factor f_Q [%]	12	f_Q : 12.0 [%]	T_2 : 56.9 [$^{\circ}\text{C}$]	\dot{Q}_{LOSS} : 0.2231 [kW]	
SUCTION LINE					
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0.0	\dot{Q}_{SL} : -0 [W]	T_8 : -14.0 [$^{\circ}\text{C}$]	$\Delta T_{SH,SL}$: 0.0 [K]	
				COP: 2.689	COP*: 2.689

Figur 3.4: Input(grønne tall) og output(blå tall) ved løsning av eksempelet over.

3.1.2 Two-stage cycle - flooded evaporators, open intercooler

Én av to-trinns-kretsene man kan velge å se på under *Cycle Analysis* er *Two-stage cycle - Flooded evaporators, open intercooler*. På samme måte som for *One-stage cycle with DX evaporators* består verktøyet av vinduene *Home*, *Cycle Spec.*, *State Points* og *Auxiliary*. Forskjellen ligger kun i oppbyggingen av kretsen, og dermed i hvilke input som kreves i *Cycle Spec.*

Figur 3.5 viser vinduet *Cycle Spec.*. I figuren kan man se at det i prinsippet kreves samme input som tidligere, men nå for begge trinnene i kretsen. Parametrene er betegnet med HS(high stage) eller LS(low stage) for henholdsvis øvre og nedre krets.

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		REFRIGERANT	
HS: $T_{E,HS}$ [°C]:	-10,0	X_{OUT} [kg/kg]	0,8	$\Delta p_{SL,HS}$ [K]:	0,2
LS: $T_{E,LS}$ [°C]:	-35,0	X_{OUT} [kg/kg]	0,8	$\Delta p_{SL,LS}$ [K]:	0,2
T_C [°C]:	35,0	ΔT_{SC} [K]:	1,0	$\Delta p_{DL,HS}$ [K]:	0,2
				$\Delta p_{DL,LS}$ [K]:	0,2
REFRIGERANT: R717					
CYCLE CAPACITY					
HS: Cooling capacity $\dot{Q}_{E,HS}$ [kW]	200	$\dot{Q}_{E,HS}$ [kW]	200,0	\dot{m}_{HS} [kg/s]	0,396
LS: Cooling capacity $\dot{Q}_{E,LS}$ [kW]	200	$\dot{Q}_{E,LS}$ [kW]	200,0	\dot{m}_{LS} [kg/s]	0,158
				$\dot{V}_{S,HS}$ [m ³ /h]	604,5
				$\dot{V}_{S,LS}$ [m ³ /h]	706,0
COMPRESSOR PERFORMANCE					
HS: Isentropic efficiency $\eta_{is,HS}$ [-]	0,7	$\eta_{is,HS}$ [-]	0,700	\dot{W}_{HS} [kW]	128,8
LS: Isentropic efficiency $\eta_{is,LS}$ [-]	0,7	$\eta_{is,LS}$ [-]	0,700	\dot{W}_{LS} [kW]	34,4
				\dot{W}_{TOT} [kW]	163,1
COMPRESSOR HEAT LOSS					
HS: Heat loss factor $f_{Q,HS}$ [%]	10	$f_{Q,HS}$ [%]	10,0	T_2 [°C]	129,0
LS: Heat loss factor $f_{Q,LS}$ [%]	10	$f_{Q,LS}$ [%]	10,0	T_{14} [°C]	60,4
				$\dot{Q}_{LOSS,HS}$ [kW]	12,9
				$\dot{Q}_{LOSS,LS}$ [kW]	3,4
SUCTION LINES					
HS: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,HS}$ [K]	1,0	$\dot{Q}_{SL,HS}$ [W]	1051	T_1 [°C]	-9,0
LS: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,LS}$ [K]	1,5	$\dot{Q}_{SL,LS}$ [W]	538	T_{13} [°C]	-33,5
				$\Delta T_{SH,SL,HS}$ [K]	1,0
				$\Delta T_{SH,SL,LS}$ [K]	1,5
Calculate Print Help Home Auxiliary State Points COP: 2,452 COP _{HS} : 3,359 COP _{LS} : 5,833					

Figur 3.5: Input i vinduet *Cycle Spec.* for *Two-stage cycle - flooded evaporator, open intercooler*.

Da dette er en krets med fylte fordampere må man i tillegg velge om man vil oppgi gasskvalitet X_{OUT} ved utgangen av fordampere eller parameteren n_{CIRC} . n_{CIRC} er et mål på hvor mange ganger kjølemediet teoretisk sett må bevege seg gjennom fordampere for å fordampes fullstendig. Den er dermed omvendt proporsjonal med gasskvaliteten ved utgangen av fordampere. $n_{CIRC} = \frac{1}{X_{OUT}}$.

I dette verktøyet kan man ikke dimensjonere ut ifra avgitt effekt \dot{Q}_C i kondensatoren, som i ett-trinns-verktøyet. Man kan kun dimensjonere anlegget ut ifra kjøleevne $\dot{Q}_{E,LS}$, massestrøm eller volumstrøm. Dette kommer av at CoolPack i utgangspunktet er utviklet for beregninger på kjølekretser. Dersom verktøyet skal brukes til å gjøre beregninger på et varmepumpesystem der man har et gitt effektbehov \dot{Q}_C i varmereservoaret, må man eventuelt velge en massestrøm \dot{m}_{HS} eller innsugd volum $\dot{V}_{S,HS}$ som gir riktig \dot{Q}_C .

I stedet for massestrøm eller innsugd volum kan det oppgis en kjøleevne $\dot{Q}_{E,HS}$ for øvre

krets. Med dette mener CoolPack effekt som tilføres mellomkjøleren *i tillegg* til det som avgis fra den nedre kretsen. Dersom man velger ekstra kjøleevne lik 0, vil det derfor fortsatt eksistere en massestrøm i den øvre kretsen. Denne massestrømmen gir et effektuttak fra mellomkjøleren like stort som avgitt effekt i den nedre kretsen.

Eksempel

Oppgave Finn total kompressoreffekt \dot{W}_{TOT} og COP for et to-trinns kjøleanlegg med fylte fordampere. R134a velges som kjølemedium. Trykktap før og etter kompressoren og varmetap i kompressoren neglisjeres. Gasskvaliteten X_{OUT} velges lik 0,7 for begge fordampere og det underkjøles 3K i kondensatoren. Unyttig overheting settes lik 1K for begge trinn. Anlegget skal dekke et kjølebehov på 8kW. Isentropisk virkningsgrad for begge kompressorene velges lik 0,65. Temperaturene i varmevekslerne er som følger:

$$T_{E,LS} = -25^{\circ}C, T_{E,HS} = -5^{\circ}C, T_C = 40^{\circ}C$$

Løsning Åpne verktøyet *Two-stage cycle - Flooded evaporator, open intercooler*, fyll inn den oppgitte informasjonen og klikk *Calculate*. Input og output vises i figur 3.6. Den totale kompressoreffekten er 4,0kW og COP for hele kretsen er lik 2,0. Legg merke til at verktøyet runder av kompressoreffekten til to siffer, men beholder fire siffer i COP.

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		REFRIGERANT	
HS: $T_{E,HS}$ [°C]:	-5,0	X_{OUT} [kg/kg]	0,7	$\Delta p_{sL,HS}$ [K]:	0
LS: $T_{E,LS}$ [°C]:	-25,0	X_{OUT} [kg/kg]	0,7	$\Delta p_{sL,LS}$ [K]:	0
T_C [°C]:	40,0	ΔT_{sc} [K]:	3,0	$\Delta p_{dL,HS}$ [K]:	0
				$\Delta p_{dL,LS}$ [K]:	0
				REFRIGERANT	R134a
CYCLE CAPACITY					
HS: Cooling capacity $\dot{Q}_{E,HS}$ [kW]	0	$\dot{Q}_{E,HS}$	0,0 [kW]	\dot{m}_{HS}	0,064 [kg/s]
LS: Cooling capacity $\dot{Q}_{E,LS}$ [kW]	8	$\dot{Q}_{E,LS}$	8,0 [kW]	\dot{m}_{LS}	0,042 [kg/s]
				$\dot{V}_{s,HS}$	19,0 [m ³ /h]
				$\dot{V}_{s,LS}$	27,6 [m ³ /h]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
HS: Isentropic efficiency $\eta_{is,HS}$ [-]	0,65	$\eta_{is,HS}$	0,650 [-]	\dot{W}_{HS}	2,9 [kW]
LS: Isentropic efficiency $\eta_{is,LS}$ [-]	0,65	$\eta_{is,LS}$	0,650 [-]	\dot{W}_{LS}	1,1 [kW]
				\dot{W}_{TOT}	4,0 [kW]
COMPRESSOR HEAT LOSS					
HS: Heat loss factor $f_{Q,HS}$ [%]	0	$f_{Q,HS}$	0,0 [%]	T_2	61,1 [°C]
LS: Heat loss factor $f_{Q,LS}$ [%]	0	$f_{Q,LS}$	0,0 [%]	T_{14}	11,4 [°C]
				$\dot{Q}_{LOSS,HS}$	-0,0 [kW]
				$\dot{Q}_{LOSS,LS}$	-0,0 [kW]
SUCTION LINES					
HS: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,HS}$ [K]	1,0	$\dot{Q}_{SL,HS}$	56 [W]	T_1	-4,0 [°C]
LS: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,LS}$ [K]	1,0	$\dot{Q}_{SL,LS}$	34 [W]	T_{13}	-24,0 [°C]
				$\Delta T_{SH,SL,HS}$	1,0 [K]
				$\Delta T_{SH,SL,LS}$	1,0 [K]
<input type="button" value="Calculate"/> <input type="button" value="Print"/> <input type="button" value="Help"/> <input type="button" value="Home"/> <input type="button" value="Auxiliary"/> <input type="button" value="State Points"/>				COP: 2,003 COP _{HS} : 3,139 COP _{LS} : 7,473	

Figur 3.6: Input i vinduet *Cycle Spec.* for *Two-stage cycle - flooded evaporator, open intercooler* for løsning av eksempeloppgaven.

3.1.3 Combination of one-stage cycles, two-stage cascade system

Man får opp vinduet *Home* med kretsens syklus tegnet inn i et logP-h-diagram når man åpner verktøyet. For et kaskade-anlegg er det verdt å merke seg at kjølemediet ikke nødvendigvis det samme i de to kretsene, slik at kretsene helst skulle vært tegnet i to forskjellige logP-h-diagrammer.

I *Cycle Spec.* er alle parametre betegnet med HT (high temperature) for høytrykkskretsen eller LT (low temperature) for lavtrykkskretsen. Siden et kaskade-anlegg er en kombinasjon av to sykluser må alle parametre fra ett-trinns-verktøyet oppgis for begge kretsene. Det må også velges kjølemedier til begge kretsene, som ikke nødvendigvis er like.

Som for to-trinns-anlegget med fylte fordampere kan kaskade-anlegget kun dimensjoneres ut ifra kjølekapasitet $\dot{Q}_{E,LT}$, massestrøm eller innsugd volum.

Et viktig poeng med kaskade-verktøyet er effekten av kaskade-varmeveksleren og hvordan denne fungerer. CoolPack antar automatisk at all energien som avgis når kjølemediet i lavtrykkskretsen kondenserer går med til å fordampe kjølemediet i høytrykkskretsen.

$$\dot{Q}_{E,HT} = \dot{Q}_{C,LT}$$

Dersom man oppgir en $\dot{Q}_{E,HT} > 0$ vil dette være *ekstra* effekt tilført *i tillegg* til det som overføres fra lavtrykkskretsen. Dette kan være litt forvirrende, så følg med på $\dot{Q}_{E,HT}$ og $\dot{Q}_{C,LT}$ i diagrammet i *Home*-vinduet. Det kan være relevant å tilføre ekstra effekt her dersom anlegget for eksempel skal kjøle ett reservoar samtidig som det skal varme et annet.

Verktøyet beregner COP for de ulike kretsene, men ikke totalt. Disse gjelder for et kjølesystem, og er derfor lik forholdet mellom effektopptaket \dot{Q}_E og kompressoreffekten \dot{W} i hver av de to kretsene.

Eksempel

Oppgave Finn avgitt effekt i høytrykkskondensatoren for et to-trinns kjøleanlegg med kaskade-varmeveksler. Det brukes R290 som kjølemedium i høytrykkskretsen og R717 i lavtrykkskretsen. De fire temperaturene i varmevekslerne er som følger:

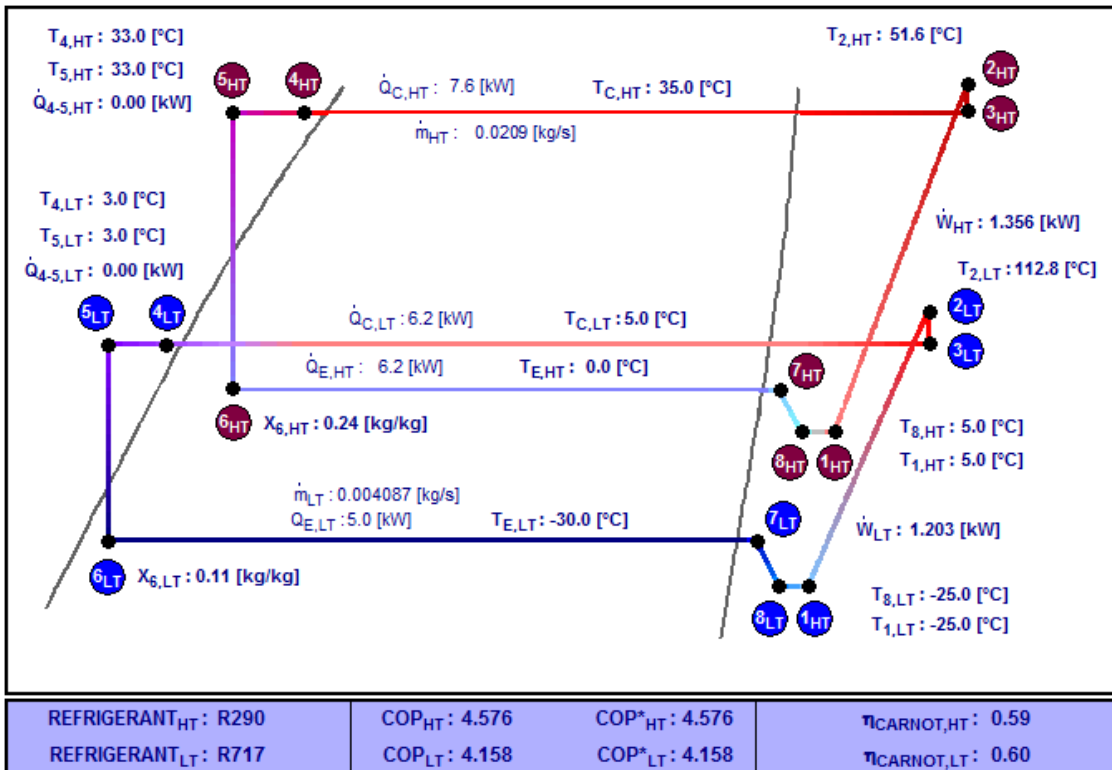
$$T_{E,LT} = -30^{\circ}\text{C}, T_{C,LT} = 5^{\circ}\text{C}, T_{E,HT} = 0^{\circ}\text{C}, T_{C,HT} = 35^{\circ}\text{C}$$

Anlegget skal dekke et kjølebehov på 5kW. Isentropisk virkningsgrad skal være 0,7 for begge kompressorene, men andre varme- og trykktap kan neglisjeres. Det skal overhetes med 5K i begge fordampere og underkjøles med 2K i begge kondensatorene.

Løsning Åpne verktøyet *Combination of one-stage cycles, two-stage cascade system*, fyll inn den oppgitte informasjonen og klikk *Calculate*. Input vises i figur 3.7a. Klikk på *Home* for å få frem diagrammet og les av $\dot{Q}_{C,HT}$. Den skal være 7,6kW. Se figur 3.7b.

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (HT)		PRESSURE LOSSES	
$T_{E,HT}$ [°C]:	<input type="text" value="0.0"/>	$\Delta T_{SH,HT}$ [K]:	<input type="text" value="5.0"/>	No SGHX <input type="text" value="0.3"/>	
$T_{E,LT}$ [°C]:	<input type="text" value="-30.0"/>	$\Delta T_{SH,LT}$ [K]:	<input type="text" value="5.0"/>	No SGHX <input type="text" value="0.3"/>	
$T_{C,HT}$ [°C]:	<input type="text" value="35.0"/>	$\Delta T_{SC,HT}$ [K]:	<input type="text" value="2.0"/>	REFRIGERANTS	
$T_{C,LT}$ [°C]:	<input type="text" value="5.0"/>	$\Delta T_{SC,LT}$ [K]:	<input type="text" value="2.0"/>	HT: <input type="text" value="R290"/>	LT: <input type="text" value="R717"/>
CYCLE CAPACITY					
HT: Cooling Capacity $\dot{Q}_{E,HT}$ [kW]	<input type="text" value="0"/>	$\dot{Q}_{E,HT}$: 6.2 [kW]	\dot{m}_{HT} : 0.0209 [kg/s]	$\dot{V}_{S,HT}$: 7.461 [m ³ /h]	
LT: Cooling Capacity $\dot{Q}_{E,LT}$ [kW]	<input type="text" value="5"/>	$\dot{Q}_{E,LT}$: 5.0 [kW]	\dot{m}_{LT} : 0.004087 [kg/s]	$\dot{V}_{S,LT}$: 14.54 [m ³ /h]	
COMPRESSOR PERFORMANCE					
HT: Isentropic efficiency $\eta_{IS,HT}$ [-]	<input type="text" value="0.7"/>	$\eta_{IS,HT}$: 0.700 [-]	\dot{W}_{HT} : 1.356 [kW]	\dot{W}_{TOT} : 2.558 [kW]	
LT: Isentropic efficiency $\eta_{IS,LT}$ [-]	<input type="text" value="0.7"/>	$\eta_{IS,LT}$: 0.700 [-]	\dot{W}_{LT} : 1.203 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
HT: Heat loss factor $f_{Q,HT}$ [%]	<input type="text" value="0"/>	$f_{Q,HT}$: 0.0 [%]	$T_{2,HT}$: 51.6 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,HT}$: -0.0 [kW]	
LT: Heat loss factor $f_{Q,LT}$ [%]	<input type="text" value="0"/>	$f_{Q,LT}$: 0.0 [%]	$T_{2,LT}$: 112.8 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,LT}$: 0.0 [kW]	
SUCTION LINES					
HT: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,HT}$ [K]	<input type="text" value="0.0"/>	$\dot{Q}_{S,HT}$: 0 [W]	$T_{8,HT}$: 5.0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,HT}$: 0.0 [K]	
LT: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,LT}$ [K]	<input type="text" value="0.0"/>	$\dot{Q}_{S,LT}$: 0 [W]	$T_{8,LT}$: -25.0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,LT}$: 0.0 [K]	

(a) Input i vinduet Cycle Spec. for løsning av eksempeloppgaven.



(b) Diagrammet som vises i CoolPack etter å ha trykket Calculate.

Figur 3.7: Input og output i CoolPack ved beregning av eksempeloppgaven.

3.1.4 One-stage transcritical cycle with CO₂

Den transkritiske CO₂-kretsen skiller seg fra andre varmpumpe- og kjølekretser. I stedet for kondensatoren har man en gasskjøler der temperaturen til mediet synker under konstant trykk mens den avgir varme. Den transkritiske kretsen har derfor sitt eget verktøy; *One-stage transcritical cycle with CO₂*. Verktøyet er bygget opp på samme måte som de andre verktøyene under *Cycle Analysis*, med vinduene *Home*, *Cycle spec.*, *State points* og *Auxiliary*.

I *Cycle spec.*-vinduet legger man inn betingelsene for varmpumpa. Alle inputs er like som i ett-trinns-verktøyet i kapittel 3.1.1 foruten disse:

I stedet for kondensatortemperatur oppgis trykket i gasskjøleren og utløpstemperaturen T_4 . Se *Home*-vinduet for å se hvor punkt 4 er i syklusen. Det oppgis heller ikke noe trykktap i høytrykkslinen etter kompressoren eller noen underkjøling. De andre vinduene fungerer på samme måte som tidligere.

Når det kommer til to-trinns transkritisk syklus har CoolPack et annet verktøy; *Two-stage transcritical cycle with CO₂, no intermediate load*. Den eneste forskjellen mellom to-trinns- og ett-trinns-verktøyet for transkritisk krets er at man må oppgi trykket og temperaturdifferansen eller varmetapet i mellomtrinnet.

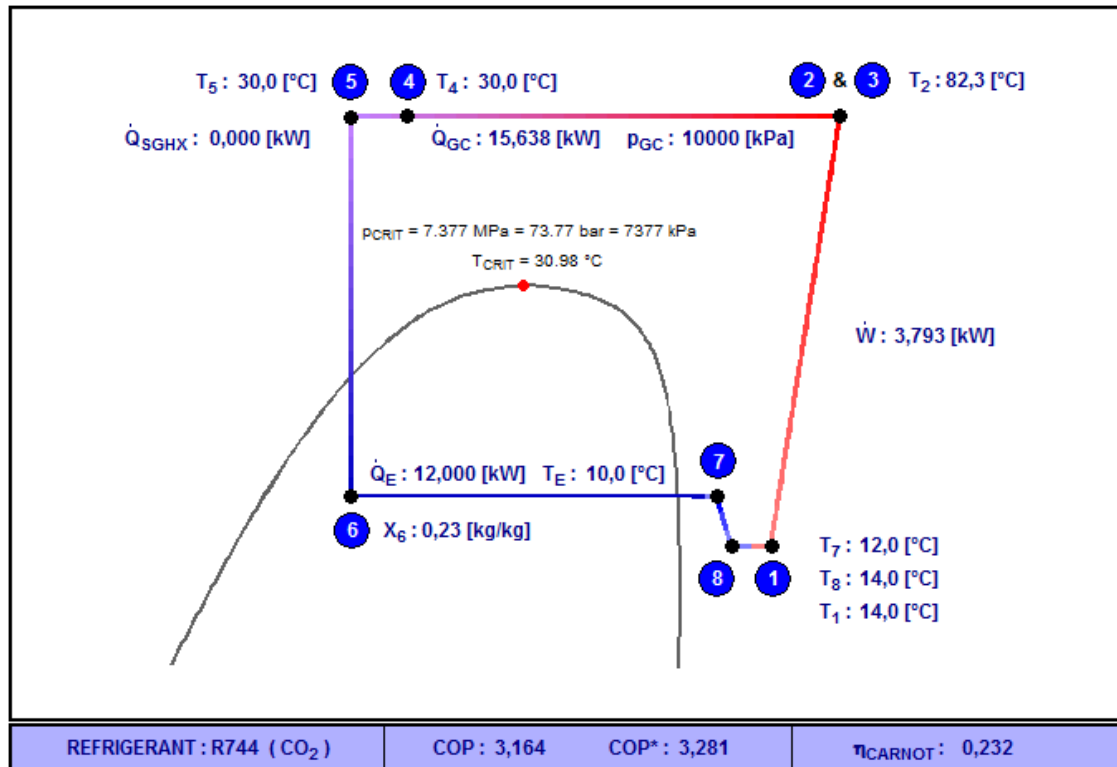
Eksempel

Oppgave Finn COP og trykkgasstemperatur for en transkritisk varmpumpe med CO₂, der fordampertemperaturen er 10°C og gasskjøleren har et trykk på 10MPa. Temperaturen ved gasskjølerens utløp skal være 30°C og kretsen skal ha en kjøleevne på 12kW. Det kan antas en isentropisk virkningsgrad på 0,65 og et varmetap på 600W i kompressoren. Trykktapet i sugelinen, overheting i fordamperen og unyttig overheting kan settes til henholdsvis 0,5K, 2K og 2K.

Løsning Åpne verktøyet *One-stage transcritical cycle with CO₂* og klikk på *Cycle Spec.*. Legg inn alle opplysninger og klikk Calculate. Vinduene *Cycle Spec.* og *Home* vises i figur 3.8. COP for kretsen som kjølekrets oppgis nederst i begge vinduene og er 3,164. Trykkgasstemperaturen T_2 er oppgitt øverst til høyre i *Home*-diagrammet og under *COMPRESSOR HEAT LOSS* i *Cycle Spec.*-vinduet og er 82,3°C.

EVAPORATOR	SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (SGHX)	SUCTION LINE PRESSURE LOSS
T_E [°C]: 10,0 ΔT_{SH} [K]: 2,0	No SGHX 0,30	Δp_{SL} [K]: 0,5
GAS COOLER (GC)		
Pressure [MPa]: 10 Outlet temperature (T_4) [°C]: 30,0		
For CO ₂ the critical pressure (p_{CRIT}) is 7.377 MPa = 73.77 bar = 7377 kPa, and the critical temperature (T_{CRIT}) is 30.98 °C.		
CYCLE CAPACITY		
Cooling capacity \dot{Q}_E [kW]: 12	\dot{Q}_E : 12,000 [kW]	\dot{Q}_{GC} : 15,638 [kW] \dot{m} : 0,0769 [kg/s] \dot{V}_S : 2,239 [m ³ /h]
COMPRESSOR PERFORMANCE		
Isentropic efficiency η_{IS} [-]: 0,65	η_{IS} : 0,650 [-]	\dot{W} : 3,793 [kW]
COMPRESSOR HEAT LOSS		
Heat loss [kW]: 0,6	f_Q : 15,82 [%]	T_2 : 82,3 [°C] \dot{Q}_{LOSS} : 0,600 [kW]
SUCTION LINE HEATING		
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]: 2,0	\dot{Q}_{SL} : 445 [W]	T_{OUT} : 14,0 [°C] $\Delta T_{SH,SL}$: 2,0 [K]
		COP: 3,164 COP*: 3,281

(a) Cycle Spec.



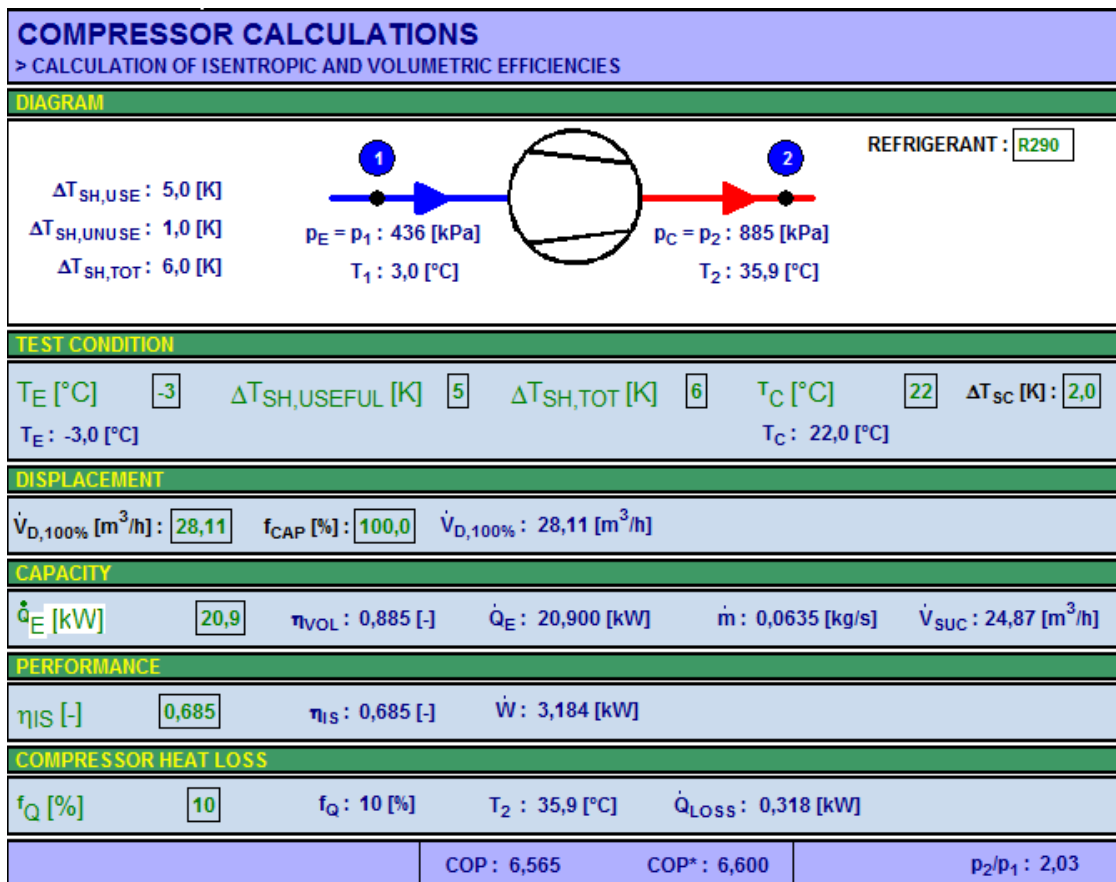
(b) Home

Figur 3.8: Vinduene Cycle Spec. og Home ved løsning av eksempeloppgaven for transcritical syklus med CO₂.

3.2 Auxiliary

3.2.1 Compressor - isentropic and volumetric efficiencies

Under *Auxiliary* finner man verktøyet *Compressor - isentropic and volumetric efficiencies*. Hovedformålet med dette verktøyet er å beregne isentropisk og volumetrisk virkningsgrad til kompressoren i tillegg til å se på annen informasjon relevant for kompressoren. Dette er et passende verktøy dersom man har en spesifikk kompressor med gitte måleverdier og man ønsker å finne ut hvordan den fungerer og hvor store virkningsgradene er. Når programmet startes åpnes kun ett vindu, hvor all informasjon er oppgitt. Se figur 3.9. Som tidligere er grønn skrift input og blå skrift output.



Figur 3.9: Input(grønne tall), output(blå tall) og diagram slik de vises i CoolPack-verktøyet *Compressor - isentropic and volumetric efficiencies*.

Som for de andre verktøyene er det noen parametre som alltid må oppgis, mens andre betingelser kan oppgis i form av flere ulike parametre. Parametre CoolPack krever er valg av kjølemedium, underkjøling ΔT_{SC} og slagvolum per tid ved full last $\dot{V}_{D,100\%}$. f_{CAP} , en prosentandel av full last må også oppgis. I fordampere og kondensatorer kan man velge om man vil oppgi trykk eller temperatur. Man må i tillegg oppgi nyttig overheting $\Delta T_{SH,USEFUL}$ eller unyttig overheting $\Delta T_{SH,UNUSEFUL}$. For å bestemme temperaturen før kompressoren kan man enten oppgi denne temperaturen T_1 direkte eller oppgi total overheting $T_{SH,TOT}$.

Når det gjelder kretsens kapasitet kan man velge om man vil oppgi effekt overført i

fordamperen \dot{Q}_E , volumetrisk virkningsgrad η_{VOL} , massestrøm \dot{m} eller innsugd volum \dot{V}_{SUC} . Deretter må man oppgi enten kompressoreffekt \dot{W} eller isentropisk virkningsgrad η_{is} . Til slutt oppgis varmetapet fra kompressoren enten som et effekttap \dot{Q}_{LOSS} , som en prosentandel av kompressoreffekten f_G eller man kan oppgi temperaturen T_2 ut av kompressoren.

Eksempel

Oppgave Finn volumetrisk og isentropisk virkningsgrad for en kompressor med R134a som kjølemedium. Kondensatortemperaturen og fordampertemperaturen i kretsen er henholdsvis 25°C og -5°C . Nyttig og total overheting er 5K og 6K, mens det underkjøles med 3K i kondensatoren. Maksimalt teoretisk innsugd volum er $25\text{m}^3/\text{h}$ og kompressoren jobber på full last. Kjølekapasiteten er målt til 10kW, kompressoreffekten til 2kW og varmetapet i kompressoren antas å være 10%.

Løsning Åpne verktøyet, legg inn input som vist i figur 3.10. Trykk *Calculate*, slik at output vises som blå tall i samme vindu. Volumetrisk virkningsgrad η_{VOL} er 0,72 og isentropisk virkningsgrad η_{is} er 0,63.

COMPRESSOR CALCULATIONS			
> CALCULATION OF ISENTROPIC AND VOLUMETRIC EFFICIENCIES			
DIAGRAM			
$\Delta T_{SH,USE} : 5,0 \text{ [K]}$ $\Delta T_{SH,UNUSE} : 1,0 \text{ [K]}$ $\Delta T_{SH,TOT} : 6,0 \text{ [K]}$			REFRIGERANT: <input type="text" value="R134a"/>
TEST CONDITION			
<input type="text" value="-5"/> T_E [°C]	<input type="text" value="5"/> $\Delta T_{SH,USEFUL}$ [K]	<input type="text" value="6"/> $\Delta T_{SH,TOT}$ [K]	<input type="text" value="25"/> T_C [°C] ΔT_{SC} [K]: <input type="text" value="3,0"/>
$T_E : -5,0 \text{ [°C]}$ $T_C : 25,0 \text{ [°C]}$			
DISPLACEMENT			
$\dot{V}_{D,100\%}$ [m ³ /h]: <input type="text" value="25,00"/>	f_{CAP} [%]: <input type="text" value="100,0"/>	$\dot{V}_{D,100\%} : 25,00 \text{ [m}^3/\text{h}]$	
CAPACITY			
\dot{Q}_E [kW]: <input type="text" value="10"/>	$\eta_{VOL} : 0,723$ [-]	$\dot{Q}_E : 10,000 \text{ [kW]}$	$\dot{m} : 0,0592 \text{ [kg/s]}$ $\dot{V}_{SUC} : 18,07 \text{ [m}^3/\text{h}]$
PERFORMANCE			
\dot{W} [kW]: <input type="text" value="2"/>	$\eta_{is} : 0,633$ [-]	$\dot{W} : 2,000 \text{ [kW]}$	
COMPRESSOR HEAT LOSS			
f_G [%]: <input type="text" value="10"/>	$f_Q : 10$ [%]	$T_2 : 44,0 \text{ [°C]}$	$\dot{Q}_{LOSS} : 0,200 \text{ [kW]}$
COP: 5,000		COP*: 5,026	$p_2/p_1 : 2,74$

Figur 3.10: Input (grønne tall), output (blå tall) og diagram ved løsning av eksempelet over.

3.2.2 UA-value

Verktøyene *Evaporator - UA-value* og *Condenser - UA-value* er forholdsvis like og benyttes til å beregne UA-verdi for kondensatorer og fordampere.

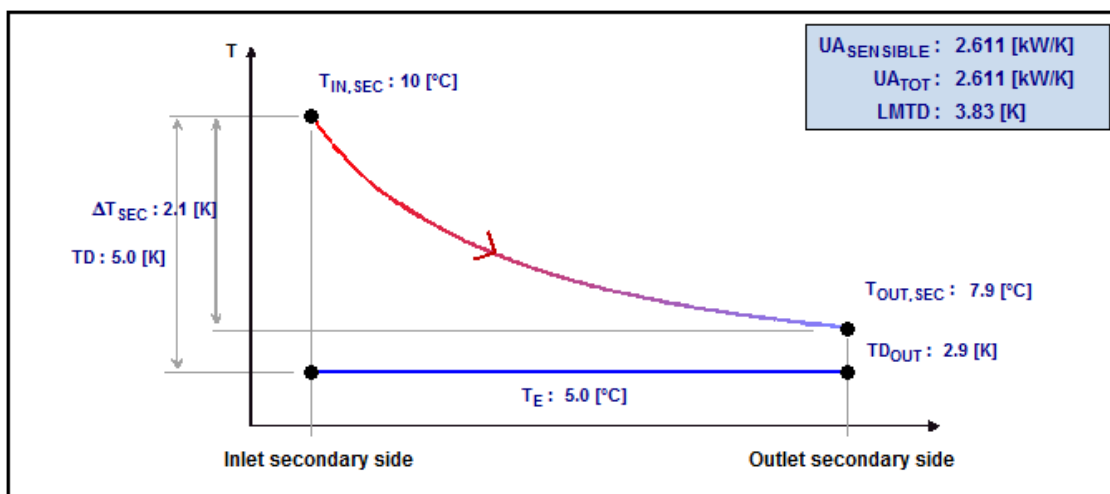
Fordamper

For fordamperen må man avgjøre om varmen skal overføres til mediet fra luft (*Air cooler*) eller vann (*Water cooler*). For et kjølesystem vil dette si at man velger om det er vann eller luft som skal kjøles ned. For en varmepumpe velger man om det er vann eller luft som er kilden.

Deretter velger man volumstrømmen \dot{V}_{SEC} til vannet/lufta og hvor høy effekt som skal overføres i fordamperen (*Capacity*). Man må også oppgi inntemperaturen $T_{IN,SEC}$ til vannet/lufta. Deretter velger man om man vil oppgi fordampertemperatur T_E , temperaturdifferanse (der vannet/lufta strømmer inn) TD eller LMTD. Ved å klikke på *Calculate* beregner CoolPack nødvendig UA-verdi for fordamperen i tillegg til de verdiene man ikke valgte å legge inn (LMTD, TD eller T_E) og temperaturdifferansen TD_{OUT} der vannet/lufta strømmer ut. Husk at tall med blå skrift er oppdaterte verdier, mens grå tall er verdier som ikke svarer til input. Legg merke til at det ikke er mulig å inkludere overheting i fordamperen i beregningene.

Resultatene fra beregningene vises i diagrammet som illustrerer varmeoverføringen. Se eksempel i figur 3.11. Husk at avstandene i diagrammet ikke svarer til størrelsene som er beregnet, og legg merke til at TD_{OUT} er større enn ΔT_{SEC} , selv om det ikke ser slik ut i diagrammet.

I fordamperverktøyet må det også oppgis en SHR (sensible heat ratio), som er en andel sensibel varme av den varmen som overføres fra vannet/lufta. Sensibel eller følbart varme er det motsatte av latent varme. Det vi si at sensibel varme som trekkes ut av vannet/lufta fører til temperaturendring. Jo større andel sensibel varme, jo større temperaturdifferanse i lufta/vannet per overført effekt. CoolPack beregner både UA-verdi for totalt overført effekt UA_{TOT} og UA-verdi for sensibel varme $UA_{SENSIBLE}$. Dersom SHR ikke er 100% vil disse være ulike.



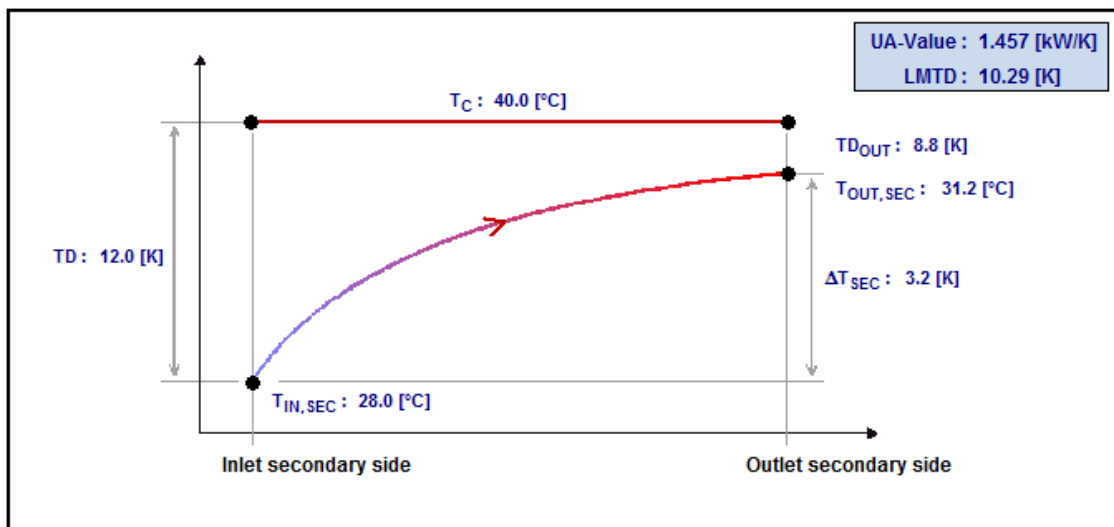
Figur 3.11: Diagrammet i verktøyet *Evaporator - UA-value*.

Kondensator

For kondensatoren må man avgjøre om varmen skal overføres fra mediet til luft (*Air cooled*) eller vann (*Water cooled*). For et varmepumpesystem vil dette si at man velger om det er luft eller vann som skal varmes opp. For et kjølesystem velger man om varmen avgis til et reservoar av luft eller vann.

Deretter velger man volumstrømmen \dot{V}_{SEC} til vannet/lufta og effekten som skal overføres i kondensatoren (*Capacity*). Man må også oppgi inntemperaturen $T_{IN,SEC}$ til vannet/lufta. Deretter velger man om man vil oppgi kondensatortemperatur T_C , temperaturredifferanse (der vannet/lufta strømmer inn) TD eller LMTD. Ved at man klikker *Calculate* beregnes nødvendig UA-verdi for fordampere i tillegg til TD_{OUT} og de verdiene man ikke oppga (LMTD, TD eller T_C). Legg merke til at det ikke er mulig å inkludere underkjøling i kondensatoren i beregningene.

Husk at tall med blå skrift er oppdaterte verdier, mens grå tall er verdier som ikke svarer til input. Resultatene vises i diagrammet som illustrerer varmeoverføringen. Se eksempel i figur 3.12. Husk at avstandene i diagrammet ikke svarer til størrelsene som er beregnet, og at temperaturkurven til lufta/vannet vil se lik ut uansett hvor stor temperaturredifferansen er. Legg merke til at TD_{OUT} er større enn ΔT_{SEC} , selv om det ikke ser slik ut i diagrammet.



Figur 3.12: Diagrammet i verktøyet Condenser - UA-value.

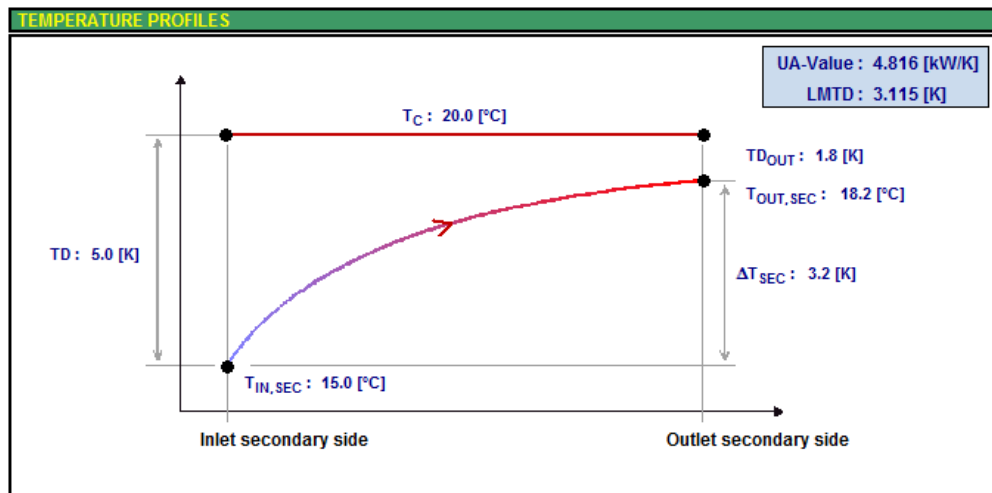
Eksempel

Oppgave Beregn UA-verdi for en vannkjølt kondensator der kondensatortemperaturen er 20°C og det innkommende vannet har en temperatur på 15°C og en volumstrøm på $4\text{m}^3/\text{h}$. Det skal overføres en effekt på 15kW i kondensatoren.

Løsning Åpne verktøyet *Compressor - UA-value*. Før inn input som i figur 3.13a og trykk *Calculate*. Diagrammet i figur 3.13b vil vises. Den nødvendige UA-verdien programmet gir for kondensatoren er $4,816\text{kW/K}$.

CATALOG DATA		
Type:	Water cooled	$T_{\text{IN,SEC}} [^{\circ}\text{C}]$: 15.0
Capacity [kW]:	15	$\dot{V}_{\text{SEC}} [\text{m}^3/\text{h}]$: 4
	$T_{\text{C}} [^{\circ}\text{C}]$: 20	

(a) Input for løsning av eksempeloppgaven.



(b) Diagrammet som vises i CoolPack etter å ha trykket *Calculate*.

Figur 3.13: Input og output i CoolPack ved beregning av eksempeloppgaven.

Del 4

Dynamic

Innenfor kategorien *Dynamic* finnes det kun ett verktøy; *Dynamic Cooling*.

4.0.1 Dynamic Cooling

I verktøyet *Dynamic Cooling* kan man simulere en nedkjøling av et reservoar med en kjølekrets drevet med en start/stopp-kompressor. Reservoaret kan ses på som et kjøle- eller fryserom, der man setter inn noe som skal kjøles ned til en viss temperatur.

Inputs for simuleringen oppgis i ulike faner til venstre i vinduet. I *Initial* bestemmer man start-temperaturen til det som skal kjøles ned, hvor lang tid simuleringen skal gjøres over og hvilket kjølemedium som skal brukes i varmpumpekretsen. Tiden står oppgitt i sekunder, men dersom man ønsker å legge inn hele dager eller timer kan man klikke på [...].

I fanen *Control* bestemmer man hvilke temperaturer man ønsker at innholdet i rommet skal ligge mellom. Siden systemet er styrt med en start/stopp-kompressor vil kompressoren stoppe når reservoaret har nådd en bestemt temperatur (*Min temperature of load*) og skru seg på igjen når reservoaret har blitt varmet opp til en bestemt temperatur (*Max temperature of load*). Slik vil reservoaret alltid holde seg innenfor temperaturgrensene man har satt etter at det er blitt nedkjølt.

I *Load* bestemmer man verdier for selve reservoaret. Først må massen og den spesifikke varmekapasiteten til lasten bestemmes. Lasten vil være det reservoaret er fylt med. F.eks. kan dette være 3 vandunker á 10L. Disse vil da kunne beskrives som en masse på 30kg og en spesifikk varmekapasitet på 4,18kJ/kgK. Da ser man bort fra plastdunkene og luften rundt. Luften rundt kan tenkes å være nedkjølt fra før og har en lav total varmekapasitet grunnet sin lave tetthet. Man må også bestemme reservoarets UA-verdi(W/K) til omgivelsene. Som kjent vil en lav UA-verdi tilsvare et godt isolert rom. Det også mulig å inkludere en intern last (*Internal Load*), som representerer noe som avgir varme inne i reservoaret. Denne oppgis som effekt(W). Deretter bestemmer man temperaturen i omgivelsene rundt reservoaret. Denne kan enten følge en sinuskurve med en gjennomsnittsverdi og en amplitude eller være konstant. Sinuskurven har en periode på 24 timer og er faseforskjøvet slik at den representerer en døgnrytme med høyeste temperatur kl. 15. Dersom man ønsker en konstant omgivelsestemperatur setter man amplituden til 0.

Initial	Control	Load	Evaporator	Initial	Control	Load	Evaporator	Initial	Control	Load	Evaporator	Initial	Control	Load	Evaporator
T start [sec]:	0			Max temperature of load [°C]:	7			Mass [kg]:	30			Superheat [K]:	10		
T end [sec]:	86400			Min temperature of load [°C]:	3			Specific heat [kJ/kg·K]:	4.18			<input checked="" type="radio"/> Specify UA value	UA [W/K]:	1000	
Temperature of load [°C]:	20							UA-value to surroundings [W/K]:	50			<input type="radio"/> Specify Q_{dim} and ΔT_{dim}	Q_{dim} [W]:	0	
Refrigerant:	R134a, CH ₂ FCF ₃ , 1,1,1,2-tetrafluoroethane							Internal load [W]:	0			ΔT_{dim} [K]:	10		
	<ul style="list-style-type: none"> R11, CCl₃F, Trichlorofluoromethane R113, CCl₂FCF₂, Trichlorotrifluoroeth R114, CClF₂CClF₂, Dichlorotetrafluor R1150, CH₂=CH₂, Ethene (ethylene) R12, CCl₂F₂, Dichlorodifluoromethane R123, CHCl₂CF₃, Dichlorotrifluoroetha R1270, CH₃CH=CH₂, Propene (propyl) R13, CClF₃, Chlorotrifluoromethane R134a, CH₂FCF₃, 1,1,1,2-tetrafluoroet 							Temperature of surroundings (sine):							
	T critical [°C]: 101.10							Mean value [°C]:	20						
								Amplitude [K]:	5						

(a) Initial, Control, Load og Evaporator.

Compressor	Condenser	Solver	Output	Compressor	Condenser	Solver	Output	Compressor	Condenser	Solver	Output	Compressor	Condenser	Solver	Output
Isentropic efficiency, η_{is} [0-1]:	0.7			Subcooling [K]:	5			Max. time step [sec]:	200			Energy consumption			
Volumetric efficiency, η_{vol} [0-1]:	0.85			<input checked="" type="radio"/> Specify UA value	UA [W/K]:	1000		Relative error:	0.0001			[kJ]	[kWh]	Mean [W]	
Displacement [m ³ /h]:	4			<input type="radio"/> Specify Q_{dim} and ΔT_{dim}	Q_{dim} [W]:	0		Max points on a curve:	50000			W_{comp} :	7766	2.16	89.88
Percent of W_{comp} rejected as heat [0-100]:	15			ΔT_{dim} [K]:	10							Q_e :	66513	18.48	769.82
				Temperature of surroundings (sine):								COP _{mean} :	8.56		
				Mean value [°C]:	20										
				Amplitude [K]:	5										

(b) Compressor, Condenser, Solver og Output.

Figur 4.1: Inputfanene i CoolPack-verktøyet Dynamic Cooling

I fanen *Evaporator* oppgir man bestemmelser for fordampere i kjølekretsen. Man velger hvor mye overheting man ønsker i fordampere og en UA-verdi. De samme bestemmelsene gjøres for kondensatoren i fanen *Condenser*, men med underkjøling i stedet for overheting. For kondensatoren må man i tillegg oppgi omgivelsestemperatur. Den kan være den samme som for omgivelsene til reservoaret, men ikke nødvendigvis. Her velger man også en sinuskurve med en periode på 24 timer.

I *Compressor*-fanen bestemmer man virkningsgrad og ytelse for kompressoren. Kompressorytelsen (*Displacement*) oppgis som innsugd volum i m³/h. Hvor stor effekt dette er, avhenger av medium og grad av overheting. I tillegg må man oppgi en isentropisk virkningsgrad, en volumetrisk virkningsgrad og et varmetap i kompressoren.

I fanen *Solver* gjør man bestemmelser for hvordan simuleringen skal gjennomføres. Man kan øke antallet beregninger ved å redusere *Max time step* (maksimalt tidsrom mellom to punkter på kurven) og/eller ved å øke *Max points on a curve* (maksimalt antall punkter på en kurve). På denne måten vil man få flere, tettere punkter på kurvene, men simuleringen vil til gjengjeld ta litt lenger tid. Dersom man skal simulere over et døgn vil det nok ikke være nødvendig med høyere oppløsning enn det som er standard input i programmet. Om man skal simulere over en kort tidsperiode kan det være aktuelt å redusere *Max time step* for å få en jevnere kurve. Høyere oppløsning vil også føre til mer nøyaktige resultater i *Output*-fanen, der resultatene er beregnet numerisk.

Den siste fanen heter *Output* og inneholder nettopp dette. Etter at simuleringen er gjennomført oppgis akkumulert elektrisk energiforbruk i kompressoren og akkumulert varmeopptak i fordamperen. Det oppgis også en gjennomsnittlig COP, som er forholdet mellom disse.

I diagrammet som tegnes når man kjører en simulering vises grafer over alle relevante parametre over tid. Man velger selv hvilke grafer som vises i diagrammet. Parameterne man kan velge mellom er:

- **T_load** [°C]: Temperaturen på lasten man kjøler ned
- **T_e** [°C]: Temperaturen i fordamperen
- **T_c** [°C]: Temperaturen i kondensatoren
- **T_a Load** [°C]: Temperaturen i omgivelsene rundt reservoaret
- **T_a Condenser** [°C]: Temperaturen i omgivelsene rundt kondensatoren
- **Q_a** [W]: Effekt avgitt fra reservoaret til omgivelsene
- **Q_e** [W]: Effekt tatt opp i fordamperen
- **Q_c** [W]: Effekt avgitt i kondensatoren
- **Q_comp** [W]: Varmetap i kompressoren
- **Q_comp** [W]: Elektrisk effektforbruk i kompressoren
- **COP**: Øyeblikkelig COP for kjølekretsen
- **On/Off**: Viser når kompressoren er av (On/Off = 0) og på (On/Off = 1)

Hvilke parametre man ønsker å ha med i diagrammet velger man selv ved å merke og avmerke boksene under diagrammet. En ulempe med verktøyet er at det kun finnes én y-akse og ett sett med verdier langs aksene. Dette gjør at en temperaturkurve som veksler mellom to temperaturer mellom 0°C og 20°C vil bli tilnærmet usynlig i et diagram som også inkluderer en effektkurve som veksler mellom 1000W og 2500W. Det kan være lurt å lagre diagrammene som bilder, slik at man kan se sammenhengen mellom temperaturer og effekter ved å se på flere diagrammer samtidig.

Dersom man ønsker å lese av punkter på grafene, kan dette gjøres ved å holde markøren over punktet og lese av verdiene nede i høyre hjørne. Man kan også finne differanser ved å velge verktøyet *Measure* på verktøylinjen øverst. Klikk på to punkter, så kommer det opp et vindu med differansene langs aksene. Dersom diagrammet skal brukes i en rapport eller vises frem på annen måte, kan det være lurt å tilpasse skriftstørrelser og avstandene mellom merkene (*ticks*) på aksene.

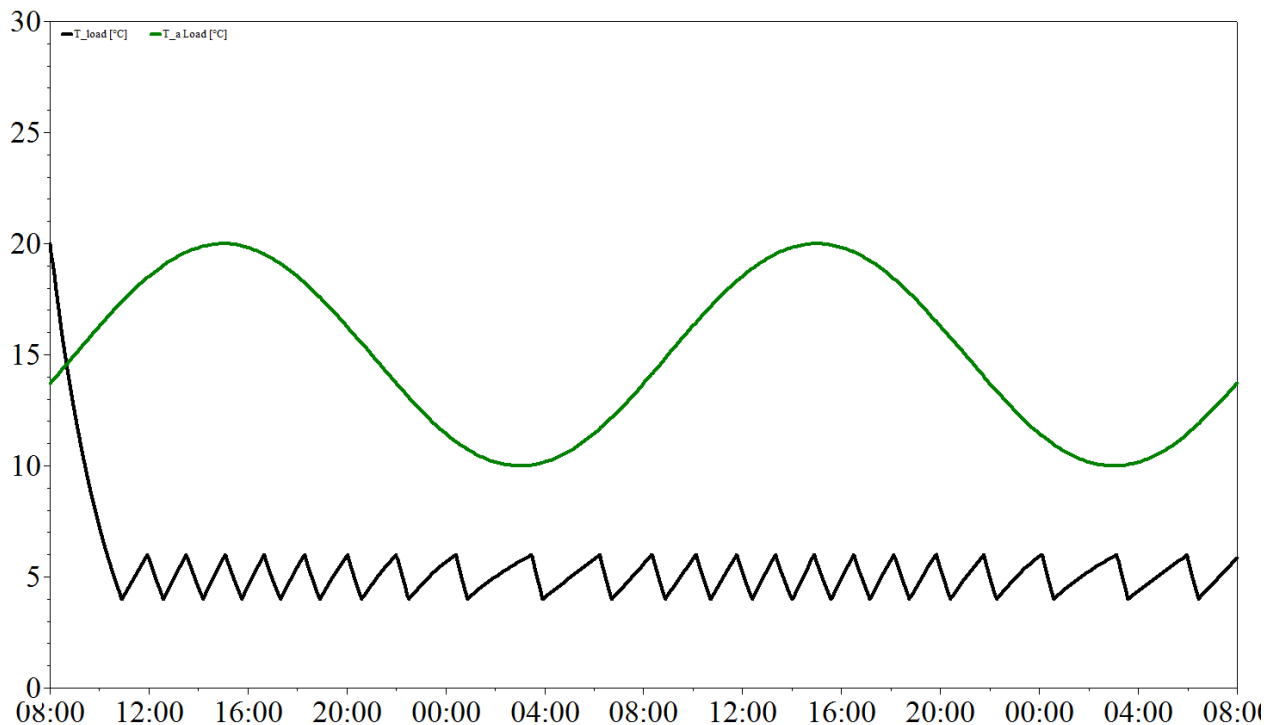
Eksempel

Oppgave Lag en graf som viser temperaturen i et kjølerom som funksjon av tid over to døgn. Finn også totalt elektrisk energiforbruk i kompressoren. Kl. 08 om morgenen settes 40 vanndunker á 10L og 20°C inn i rommet. Kjølesystemet bruker R290 som kjølemedium og holder reservoartemperaturen mellom 4 og 6°C. Reservoaret har en UA-verdi på 70W/K til omgivelsene og står utendørs. Utetemperaturen kan sies å følge en sinuskurve som varierer mellom 10 og 20°C. Kondensatoren har en underkjøling på 2K, en UA-verdi på 1000W/K og en konstant omgivelsestemperatur på 20°C. Fordamperen har en overheting på 5K og en UA-verdi på 1000W/K.

Kompressoren har en ytelse på 4m³/h, isentropisk virkningsgrad på 0,65, volumetrisk virkningsgrad på 0,8 og varmetap på 10%.

Løsning Fyll inn input og klikk *Start*. Den resulterende kurven vises i figur 4.2.

Initial	T start	00days 08:00:00
	T end	02days 08:00:00
	Temperature of load	20°C
	Refrigerant	R290
Control	Max temperatur of load	6°C
	Min temperatur of load	4°C
Load	Mass	400kg
	Specific heat	4,18kJ/kgK
	UA-value to surroundings	70W/K
	Internal load	0W
	Mean value ToS	15°C
	Amplitude ToS	5K
Evaporator/Condenser	UA	1000W/K
	Superheat	5K
	Subcooling	2K
	Mean value ToS	20°C
	Amplitude ToS	0K
Compressor	Isentropic efficiency	0,65
	Volumetric efficiency	0,8
	Displacement	4m ³ /h
	Rejected heat	10%



Figur 4.2: Den resulterende kurven i eksempeloppgaven. Omgivelsestemperaturen til reservoaret er inkludert.

Omgivelsestemperaturen er inkludert (grønn) slik at det kommer frem at temperaturen i reservoaret øker raskere når det er varmere ute. Dersom man holder markøren over et punkt i diagrammet kan man lese av verdier for punktet nede i høyre hjørne. Den beregnede verdien for elektrisk energiforbruk finnes i Output-fanen og heter W_{comp} . Den ble i dette tilfellet lik 19MJ. Verdien oppgis med forholdsvis mange sifre, og man kan se at verdien påvirkes av oppløsningen i simuleringen ved å endre på verdiene i Solver-fanen. Pass derfor på gjeldende siffer.



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Postboks 5003
NO-1432 Ås
67 23 00 00
www.nmbu.no