

Institutt for bygg- og energiteknikk — Energi og miljø i bygg

Postadresse: Postboks 4 St. Olavs plass, 0130 Oslo

Besøksadresse: Pilestredet 35, Oslo

Webside: www.oslomet.no**MASTEROPPGAVE**

OPPGAVENS TITTEL: Utvikling av Matlab-basert grafisk brukergrensesnitt for analyse av kompressorens og varmevekslernes innvirkning på VC-syklusens ytelsesdata	DATO: 25.05.2023
	ANTALL SIDER OG VEDLEGG: 37 og A-H
FORFATTER: Lars Riise	VEILEDER: Rebecca Allen

UTFØRT I SAMARBEID MED: OsloMet - Storbyuniversitetet	KONTAKTPERSON: Lars Riise
--	------------------------------

KORT SAMMENDRAG: Det er flere faktorer som påvirker ytelsen til varmpumper og kjølemaskiner, blant annet kompressorens isentropiske virkningsgrad og varmeoverføringsytelsen til fordamper og kondensator. Denne rapporten presenterer et grafisk brukergrensesnitt og modell for analyse av VC-syklusens ytelse ved forskjellige driftsforhold. Modellen benyttes til å undersøke kompressoren og varmevekslernes påvirkning på ytelsesdataene til en væske-til-vann varmpumpe med R410a som arbeidsmedium. Empiriske studier presenterer flere matematiske uttrykk for isentropisk virkningsgrad som funksjon av trykkforholdet over kompressoren. Dette er inkludert i modellen. Testresultatene viser at isentropisk virkningsgrad bør kartlegges for å unngå avvik i resultatene. Varmevekslerne påvirker faseovergangstemperaturene i fordamper og kondensator, som definerer syklusens plassering i Ph- og Ts-diagrammet. Derfor kan varmevekslernes påvirkning på ytelsesdataene undersøkes ved disse diagrammene. Modellen skal fungere som er læringsverktøy for studenter som ønsker å undersøke en standard VC-syklus bestående av fordamper, kompressor, kondensator og ekspansjonsventil.
--

NØKKELOD: Grafisk brukergrensesnitt i Matlab VC-syklusens ytelsesdata Isentropisk virkningsgrad

Forord

Denne masteroppgaven er skrevet av Lars Riise ved studiet "Energi og miljø i bygg" på OsloMet.

Temaet for oppgaven ble valgt fordi jeg ønsket å lære mer om hvordan driftsforholdene til en varmepumpe eller kjølemaskin påvirker ytelsesdataene. Ved hjelp av et grafisk brukergrensesnitt kan man analysere og sammenlikne ytelsesdata mot forskjellig driftsforhold. Det er lagt vekt på å visualisere resultatene slik at programmet kan fungere som et læringsverktøy.

Jeg vil takke Rebecca Allen som har gitt meg god veiledning og hjelp gjennom prosjektet. Gjennom arbeidet med oppgaven har jeg lært mye og utviklet meg innenfor temaet.

Chat GPT ble benyttet for å oversette sammendraget fra norsk til engelsk. [1]

Oslo, 25.05.2023

Lars Riise

Sammendrag

Det har vært en stor utvikling innen effektiviteten til varmepumper og kjølemaskiner de siste ti-årene [2], og simuleringsmodeller har vært et viktig verktøy for å kunne teste og optimalisere ytelsen til VC-syklusen (vapor compression cycle) ved forskjellige driftsforhold. Denne rapporten presenterer et grafisk brukergrensesnitt og modell for analyse av en standard VC-syklus, og vil være et supplement til modellene som allerede finnes. Det er lagt vekt på å kunne visualisere resultatene slik at modellen kan fungere som et læringsverktøy for studenter.

Denne rapporten har som mål å presentere modellen, og vise hvordan den kan benyttes for å analysere VC-syklusens ytelsesdata for en væske-til-vann varmepumpe med R410a som arbeidsmedium. Her har fokuset vært å undersøke hvordan endringer i fordampere og kondensatorens varmeoverføringsytelse påvirker ytelsesdataene COP, VHC og eksergieffektivitet. Det er benyttet empiriske studier for å inkludere ulike uttrykk for kompressorens isentropiske virkningsgrad, noe som gjør modellen i stand til å undersøke hvordan VC-syklusen påvirkes av kompressoren. Dette er satt som et delmål og blir besvart i diskusjonskapittelet og konklusjonen.

Metodene har hovedsakelig vært å omdanne fysikk (termodynamikk) og empiriske resultater til datakode. Deretter har modellen blitt validert mot CoolProps egen funksjon for simulering av VC-syklusen. Hovedfunnene i studiet er hvordan varmevekslernes varmeoverføringsytelse påvirker temperaturforskjellen mellom arbeidsmediets faseovergangstemperatur og varmbæreren i varmeveksleren, og på den måten spiller inn på VC-syklusens plassering i Ph- og Ts-diagrammet. Ved å undersøke hvordan syklusen endres i disse diagrammene, kan man forstå hvordan COP, VHC og eksergieffektiviteten blir påvirket.

Studien konkluderte med at kompressorens isentropiske virkningsgrad bør kartlegges nøye før VC-syklusens ytelsesdata kan beregnes eller simuleres. Dette er fordi resultater fra empiriske data for kompressoren gir store variasjoner i ytelsesdataene. Empiriske data viser at isentropisk virkningsgrad bør beregnes som en funksjon av trykkforholdet over kompressoren. For varmepumper eller kjølemaskiner med varierende trykkforhold, bør ikke isentropisk virkningsgrad settes som en fast verdi, da dette kan gi unøyaktige resultater.

English Summary

There has been a significant development in the efficiency of heat pumps and cooling machines over the past decades [2], and simulation models have been a vital tool for testing and optimizing the performance of the vapor compression cycle (VC cycle) under different operating conditions. As a supplement to the models that already exist, this report presents a graphical user interface and a model for the analysis of a standard VC cycle. Emphasis is placed on visualizing the results, so that the model can serve as a learning tool for students.

This report aims to present the model and demonstrate how it can be used to analyze the performance data of the VC cycle for a liquid-to-water heat pump with R410a as the working medium. The focus here has been to investigate how changes in the heat transfer performance of the evaporator and condenser affect the performance data COP, VHC and exergy efficiency. Empirical studies have been used to include different expressions for the isentropic efficiency of the compressor, enabling the model to examine how the VC cycle is influenced by the compressor. This is set as a sub-goal and is addressed in the discussion chapter and conclusion.

The methods have mainly been to transform physics (thermodynamics) and empirical results into computer code. Then the model has been validated against CoolProp's own function for simulating the VC cycle. The main findings of the study are how the heat exchangers' heat transfer performance affects the temperature difference between the working medium's phase transition temperature and the heat carrier in the heat exchanger, and thus plays a role in the positioning of the VC cycle in the Ph and Ts diagram. By examining how the cycle changes in these diagrams, one can understand how performance parameters COP, VHC and exergy efficiency are influenced.

The study also concluded that the isentropic efficiency of the compressor should be carefully mapped before the performance data of the VC cycle can be calculated or simulated. This is because results from empirical data for the compressor lead to large variations in the performance data. Empirical data shows that isentropic efficiency should be calculated as a function of the pressure ratio across the compressor. For heat pumps or cooling machines with varying pressure ratios, isentropic efficiency should not be set as a fixed value, as this can lead to inaccurate results.

Nomenklaturliste

Ord/Forkortelse	Forklaring
VC	Vapor compression (damp kompresjon)
COP	Coefficient of Performance (virkningsgrad)
VHC	Volumetric heat capacity (volumetrisk varmekapasitet)
η_{II}	Second-law efficiency (Eksergieeffektivitet)
η_{is}	Kompressorens isentropiske virkningsgrad
ω	Kompressorens frekvens [s^{-1}]
ΔT_{pp}	«Pinchpoint» temperatur forskjell for varmevekslere [K]
ΔT_{lm}	Logaritmisk middeltemperatur [K]
UA	Varmevexlerens varmeoverføringsytelse [W/K]
T	Temperatur [$^{\circ}C$]
Q	Varmeenergi [kJ]
U	Indre energi [kJ]
W	Arbeid [kJ]
P	Effekt [kJ]
c	Spesifikk varmekapasitet [$\frac{J}{kg \cdot K}$]
h	Entalpi [J/kg]
s	Spesifikk entropi [$\frac{J}{kg \cdot K}$]
m	Masse [kg]
\dot{X}	Eksergi per tidsenhet [kJ]
ρ	Tetthet [kg/m^3]

Innhold

Forord	ii
Sammendrag	iii
English Summary.....	iv
Nomenklaturliste.....	v
Innhold.....	vi
1 Introduksjon	1
1.1 Rapportens innhold og struktur	1
2 Bakgrunn og teori.....	2
2.1 Tidligere arbeid.....	2
2.2 VC-syklusen	3
3 Metoder.....	6
3.1 Modellens oppbygging og struktur.....	6
3.2 Funksjon for VC-syklus og ytelsesdata.....	9
3.3 Brukergrensesnittet.....	15
4 Resultater og diskusjon.....	18
4.1 Validering av programmet	18
4.2 Varmevekslernes påvirkning på VC-syklusens ytelse – et case-eksempel.....	20
4.3 Tester av kompressorens innvirkning på VC-syklusens ytelsesdata	32
4.4 Diskusjon og vurdering av resultater	33
5 Konklusjon.....	34
6 Forslag til videre arbeid	35
7 Referanser.....	36
VEDLEGG.....	38
Vedlegg A: Kode for VaporCompressionCycle	38
Vedlegg B: Kode for PerformanceData.....	40
Vedlegg C: Kode for SaturationCurves	42
Vedlegg D: Kode for UserInterface.....	43
Vedlegg E: Kode for validering av VaporCompressionCycle mot Matlab funksjon SimpleCyclesCompression	78
Vedlegg F: Tester for validering av funksjonen PerformanceData.....	79
Vedlegg G: Tester for case-eksempel.....	80
Vedlegg H: Resultater fra case-eksempel.....	90

1 Introduksjon

I varmepumper og kjølemaskiner benyttes en teknologi kalt dampkompresjonssyklusen, som i denne rapporten forkortes til VC-syklus etter det engelske ordet «vapor compression». VC-syklusen benyttes til å overføre varmeenergi fra et kaldt reservoar til et varmt reservoar, noe som er mulig ved å utnytte arbeidsmediets egenskaper ved varierende trykk. Siden 1970-tallet har effektiviteten og ytelsen til varmepumper og kjølemaskiner økt mye [2]. I denne utviklingen har simuleringsmodeller vært et viktig verktøy. I dag finnes det mange modeller for å vurdere VC-syklusens ytelse [3]. Noen av disse er utviklet med kommersielle hensikter og har derfor helt eller delvis skjult koden. Det finnes også flere modeller med åpen kildekode. I Tabell 1 i kapittel 2.1 vises en oversikt over noen av bibliotekene med modeller for VC-syklusen.

Som et supplement til de allerede utviklede modellene, presenterer denne rapporten en modell kalt VCCModelByLR for å undersøke en standard VC-syklus bestående av fordampner, kompressor, kondensator og ekspansjonsventil. Formålet til modellen er å være et læringsverktøy for studenter som ønsker å analysere VC-syklusen og dens ytelse. Det er derfor utviklet et brukergrensesnitt i «App Designer», som benyttes for å justere parametere og visualisere resultater.

Modellen inkluderer to uttrykk for varmevekslernes varmeoverføringskapasitet; en «pinchpoint» temperatur (ΔT_{pp}) som beskriver minste temperaturdifferanse mellom primær og sekundær side av veksler, og varmeoverføringsytelsen UA som er et produkt av overflatearealet og varmeoverføringskoeffisienten. Det er gjort tester for å undersøke hvordan fordampneren og kondensatorens varmeoverføringsytelse påvirker ytelsesdataene i en væske-til-vann varmepumpe med R410a som arbeidsmedium.

Modellen inkluderer flere matematiske uttrykk for kompressorens isentropiske virkningsgrad som funksjon av trykkforholdet over kompressoren. Dette kan benyttes til å undersøke kompressorens påvirkning på VC-syklusens ytelsesdata ved ulike driftsforhold, noe som er gjort i kapittel 4.3.

1.1 Rapportens innhold og struktur

Kapittel 2 gir en oversikt over noen eksisterende modeller og biblioteker for VC-syklusen. I tillegg forklares fysikken som er benyttet i utviklingen av modellen.

Kapittel 3 beskriver metodene som er brukt for å utvikle modellen, og hvordan teorien er anvendt til datakode.

Kapittel 4 inneholder resultater for validering av modellen, og noen tester for å undersøke fordampneren, kondensatoren og kompressorens påvirkning på VC-syklusens ytelsesdata i et case-eksempel.

Kapittel 5 oppsummerer de viktigste funnene på hvordan fordampneren, kondensatoren og kompressorens påvirker VC-syklusens ytelsesdata i en væske-til-vann varmepumpe med R410a som arbeidsmedium.

2 Bakgrunn og teori

I dette kapittelet gis en oversikt over noen modeller og biblioteker for analyse av VC-syklusen. I tillegg forklares fysikken som er benyttet til å utvikle modellen.

2.1 Tidligere arbeid

Det finnes flere biblioteker med modeller for å analysere VC-syklusen, og dens ytelse. En oversikt er vist i Tabell 1. VCCModelByLR er navnet på modellen som er presentert i denne rapporten.

Tabell 1: Tabellen viser biblioteker som inneholder modeller for VC-syklusen. Innholdet i tabellen er hentet fra [3], men utvidet med en rad for VCCModelByLR.

Biblioteker som inneholder modeller for VC-syklusen	Tilgjengelighet	Bibliotek for arbeidsmediets egenskaper
Aixlib	Åpen kildekode	VCLib Fluids, CoolProp
TIL Media	Kommersiell	TIL Media
Modelica Buildings	Åpen kildekode	Ikke inkludert
Modelica Refrigerants	Åpen kildekode	Ikke inkludert
Modelon ACL and VCL	Kommersiell	VCL-modelon
ThermoCylce	Åpen kildekode	CoolProp
PDSim	Åpen kildekode	Refprop, Coolprop
VCCModelByLR	Åpen kildekode	CoolProp

Modellene som er presentert i Tabell 1 kan benyttes til å simulere VC-syklusen dynamisk, noe som betyr at systemet endres over tid. «Modelica» og «PDSim» er ikke egnet til å simulere raske endringer da modellene benytter «quasi-steady» simulering slik at noen variabler holdes konstant og kompleksiteten til systemet reduseres. De resterende modellene kan utføre simuleringer på transiente systemer, noe som betyr at modellene kan håndtere kortvarige endringer [3]. VCCModelByLR er derimot ikke utviklet for dynamisk simulering, men kan beregne VC-syklusen under statiske driftsforhold.

Modellene fra «Modelica Refrigerants» og «TIL Media» estimerer kompressorens ytelse basert på en database med resultater fra empiriske tester. De resterende modellene i Tabell 1 (inkludert VCCModelByLR) benytter matematiske uttrykk for å beskrive kompressorens ytelse [3].

Det blir hovedsakelig benyttet to ulike metoder for simulering av varmevekslerne. «Aixlib» og «Modelica Buildings» simulerer varmevekslerne med metoden «Lumped Parameter» [3]. Her blir systemet (veksleren) beregnet som en enhet, og eventuelle variasjoner blir ignorert. I en varmeveksler er ofte temperatur og trykk jevnt fordelt, noe som tillater denne metoden. De resterende modellene i Tabell 1 simulerer varmevekslerne med «Finite Volume Method» som går ut på å dele systemet opp i mange små volum, og beregne hvert volum for seg [3]. Dette gir bedre nøyaktighet i resultatene ettersom forstyrrelser og unøyaktigheter ikke ignoreres.

Det finner følgende modeller med åpen kildekode utviklet i programmeringsspråket Matlab:

- Ali [4]: Inkluderer plateveksler og lamellrørveksler for fordamper, og lamellrørveksler for kondensator. Kompressormodellen er en hermetisk lukket roterende vingekompressor med koeffisienter hentet fra eksperimentelle tester. Inneholder ferdige tester, men ikke brukergrensesnitt.
- Tanmay [5]: Et grafisk brukergrensesnitt for design av kjølesystemer. Inneholder også en modell for VC-syklusen med enkel- eller multikompressor.
- VCCModelByLR: Et grafisk brukergrensesnitt for analyse av VC-syklusen under statiske driftsforhold. Inneholder flere matematiske uttrykk for kompressorens isentropiske virkningsgrad og to måter å uttrykke varmevekslerens ytelse.

Det kan derfor se ut som at VCCModelByLR er en få Matlab-modeller med brukergrensesnitt for beregning av VC-syklusen.

2.2 VC-syklusen

I dette kapittelet beskrives fysikken (termodynamikken) som er benyttet for å utvikle modellen. Alle formler er hentet fra [6], bortsett fra de formlene som er merket med egne referanser.

2.2.1 Termodynamikkens første lov

Termodynamikkens første lov sier at energi ikke kan oppstå eller forsvinne, men bare overføres til en annen form. For et system kan det uttrykkes slik:

$$\Delta U = Q - W \quad (1)$$

Der ΔU er endringen i systemets indre energi, Q er varme tilført systemet og W er arbeid tilført systemet.

For en VC-syklus der endringen i systemets indre energi er null etter en fullendt syklus, kan Formel 1 omskrives slik:

$$Q_{ut} = Q_{in} + W \quad (2)$$

Der Q_{ut} er varme som forlater systemet fra kondensatoren, Q_{inn} er varme som tilføres systemet fra fordampere og W er arbeidet som utføres av kompressoren.

Formel 2 benyttes for å validere modellen i kapittel 4.1.

2.2.2 Termodynamikkens andre lov

Termodynamikkens andre lov sier at entropien i et lukket system alltid vil øke. Entropi kan forklares på flere måter. En definisjon er at lav entropi betyr samlet (konsentrert) energi, og høy entropi betyr spredt energi. I et lukket system bestående av en kald og en varm termisk masse, vil varmeenergien overføres fra den varme massen til den kalde, slik at massene etter hvert har samme temperatur. Dersom energimengden i hver masse kan betraktes som et visst antall energikvanta, vil statistikkberregning vise at det er flere måter å organisere energikvantaene på dersom de fordeles likt mellom massene. Derfor vil det alltid være overveiende sannsynlig at en varm masse overfører varmeenergi til en kaldere masse i et lukket system. Termodynamikkens andre lov er gyldig fordi det alltid er overveiende sannsynlig at energien i et lukket system vil spre seg, og derfor øke systemets totale entropi.

Entropiendring beskriver hvor irreversibel en prosess er. I et perfekt system uten entropiøkning, kan systemet gå frem og tilbake mellom ulike tilstander uten noe form for tap. For en VC-syklus uten entropiøkning vil prosessen kunne reverseres. Det vil si at samme mengde arbeid som ble utført av kompressoren på arbeidsmediet, kan tas tilbake til kompressorakslingen. Dette er ikke mulig i et realistisk system grunnet systemets tap og spredning av energi. En VC-syklus uten entropiøkning kalles for en Carnot-syklus, og består av følgende trinn:

1. Reversibel, adiabatisk kompresjon. Ingen varme utveksles mellom systemet (arbeidsmediet) og omgivelsene, men temperaturen øker grunnet høyere trykk.
2. Reversibel, isoterm kompresjon. Varme frigjøres til omgivelsene når arbeidsmediet kondenseres.
3. Reversibel, adiabatisk ekspansjon. Ingen varme utveksles mellom systemet (arbeidsmediet) og omgivelsene, men temperaturen minker grunnet lavere trykk.
4. Reversibel, isoterm ekspansjon. Systemet tar opp varme fra omgivelsene, og arbeidsmediet fordampes.

For VCCModelByLR gjelder følgende endringer fra Carnot-syklusen:

1. Ikke reversibel. Isentropisk virkningsgrad benyttes til å beregne entropiøkningen gjennom kompressoren. Mediets entalpi øker grunnet arbeidet som utføres av kompressoren.
2. Ikke reversibel. Selv om entropien minker når mediet kondenserer, øker den totalt entropien fordi varmeenergi overføres til omgivelsene.
3. Ikke reversibel. Mediet ekspanderer isenthalpisk, og entropien øker.
4. Ikke reversibel. Mediet fordamper, og entropien øker ettersom mediet endrer fase til gass.

For beregning av kompressorens isentropiske virkningsgrad kan empiriske studier fastslå at isentropisk virkningsgrad kan uttrykkes som en funksjon av blant annet trykkforholdet eller trykkløftet over kompressoren [7]–[13]. Disse uttrykkene er inkludert i VCCModelByLR.

2.2.2.1 Eksergi

I VCCModelByLR benyttes begrepet eksergitap for å beskrive ytelsen til de fire prosessene i VC-syklusen. Eksergi er definert som mengden energi som kan utnyttes til å utføre nyttig arbeid. Entropi og eksergi er knyttet til hverandre med den sammenheng at når entropien i et system øker, minker andelen eksergi. Dette skyldes at lav entropi, det vil si konsentrert energi, kan utføre mer nyttig arbeid enn spredt energi. Eksergitap kan derfor regnes som en reduksjon av energikvalitet.

For å beregne andelen eksergitap i en standard VC-syklus kan følgende formel benyttes:

$$\dot{X}_{tap, totalt} = \dot{X}_{tap, kompressor} + \dot{X}_{tap, kondensator} + \dot{X}_{tap, ekspansjonsventil} + \dot{X}_{tap, fordampere} \quad (3)$$

Der $\dot{X}_{tap, kompressor}$ og $\dot{X}_{tap, ekspansjonsventil}$ kan beregnes med Formel 4, og $\dot{X}_{tap, kondensator}$ og $\dot{X}_{tap, fordampere}$ kan beregnes med Formel 5.

$$\dot{X}_{tap} = T_0 * \dot{m} * (s_{ut} - s_{inn}) \quad (4)$$

$$\dot{X}_{tap} = T_0 * (\dot{m} * (s_{ut} - s_{inn}) - \frac{\dot{Q}}{T}) \quad (5)$$

Der \dot{Q} er effekt til varmt reservoar for kondensator og effekt til kaldt reservoar for fordampere. T er temperatur til varmt reservoar for kondensator, og kaldt reservoar for fordampere. s er entropi, \dot{m} er massestrøm og T_0 er temperatur ved utjevnet tilstand. Her regnes utjevnet tilstand som en referansetemperatur der systemet har null eksergi. For eksergiberegningene i modellen er T_0 satt lik temperatur på varmt reservoar.

2.2.3 Ytelsesdata

COP er en viktig måleparameter for ytelsen til VC-syklusen, og defineres som forholdet mellom avgitt varmeeffekt fra kondensatoren og tilført effekt fra kompressoren. Matematisk kan COP uttrykkes slik:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{kondenser}}{\dot{W}_{kompressor}} \quad (6)$$

Kompressorens effekt er oppgitt som \dot{W} fordi kompressoren utfører et arbeid på mediet.

Formel 6 viser at COP er et mål på hvor effektiv VC-syklusen er. Der er viktig å merke seg at COP endres ved endringer i driftsforholdene, og med ulike arbeidsmedier. Dette er forklart nærmere i kapittel 4.

I kapittel 2.2.2 ble Carnot-syklusen beskrevet. For en VC-syklus som opererer mellom et varmt og et kaldt reservoar, er Carnot COP den teoretisk høyeste COP som er mulig å oppnå. Carnot COP kan uttrykkes slik:

$$Carnot\ COP = \frac{T_{varmt\ reservoar}}{T_{varmt\ reservoar} - T_{kaldt\ reservoar}} \quad (7)$$

Eksergieffektiviteten beskriver hvor effektiv VC-syklusen er i forhold Carnot COP, og kan uttrykkes som:

$$\eta_{II} = \frac{COP}{Carnot\ COP} \quad (8)$$

VHC beskriver systemets (arbeidsmediets) evne til å flytte varmeenergi fra kaldt til varmt reservoar per volum arbeidsmediet. Det er derfor et mål på hvor effektivt arbeidsmediet forflytter varmeenergi under bestemte driftsforhold. VHC kan uttrykkes slik: [14]

$$VHC = \frac{\dot{Q}_{kondenser}}{\dot{m}/\rho} \quad (9)$$

Der \dot{m} er massestrømmen gjennom VC-syklusen, og ρ er mediets tetthet. VHC har derfor benevnningen kJ/m^3 .

3 Metoder

I dette kapitlet presenteres modellen VCCModelByLR, som kan benyttes til å undersøke en standard VC-syklus bestående av fordampner, kompressor, kondensator og ekspansjonsventil. Modellen er laget i programmeringsspråket Matlab, med et grafisk brukergrensesnitt i «App Designer».

Standard [15] er benyttet for navngiving av variabler og funksjoner i koden.

3.1 Modellens oppbygging og struktur

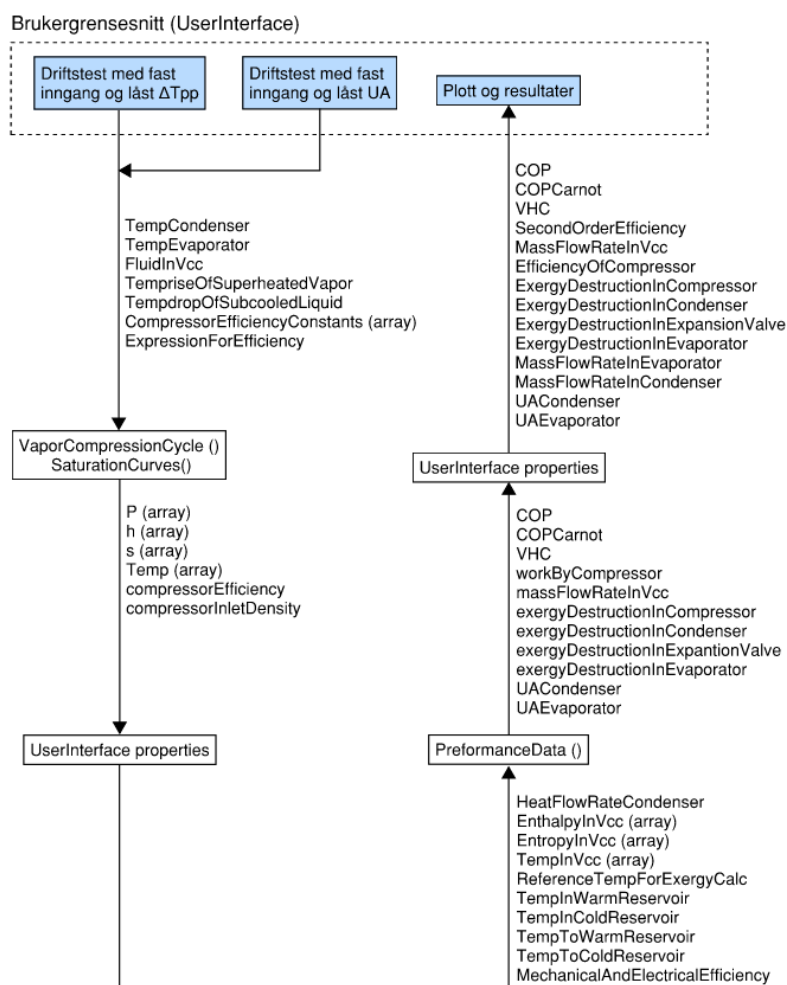
Modellen består av følgende komponenter:

- Brukergrensesnitt (Koden er vist i vedlegg D):
 - o En grafisk modell for VC-syklusen med tilhørende inngangsparametere for å beskrive syklusens driftsforhold.
 - o En knapp for å kjøre «Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{pp} »
 - o En knapp for å kjøre «Driftstest med fast inngang og låst UA»
 - o En knapp for å kjøre «Driftstest med varierende inngang»
 - o Syv plotvinduer for å visualisere VC-syklusens driftsforhold og ytelse.
- Funksjon kalt «VaporCompressionCycle» som benytter inngangsparametere satt i brukergrensesnittet til å finne og returnere egenskapene til arbeidsmediet i de ulike stegene gjennom VC-syklusen. Koden er vist i vedlegg A.
- Funksjon kalt «PerformanceData» som benytter inngangsparametere satt i brukergrensesnittet og resultater fra VC-syklusen for å beregne og returnere ytelsesdata. Koden er vist i vedlegg B.
- Funksjon kalt «SaturationCurves» som returnerer verdiene for dampkvalitetslinjene. Koden er vist i vedlegg C.

Figur 1 viser et blokkskjema av funksjonene «Kjør test med fast inngang og låst ΔT_{pp} » og «Kjør test med fast inngang og låst UA». Forskjellen på disse funksjonene er måten faseovergangstemperaturen beregnes på. Dette er beskrevet i kapittel 3.2.1. Inngangsparameterne til funksjonen "VaporCompressionCycle" og "SaturationCurves" er "FluidInVcc", "TempriseOfSuperheatedVapor", "TempdropOfSubcooledLiquid", "CompressorEfficiencyConstants", "ExpressionForEfficiency" som bestemmes i brukergrensesnittet, og "TempCondenser" og "TempEvaporator" som blir beregnet basert på varmevekslerenes driftsforhold og ytelse.

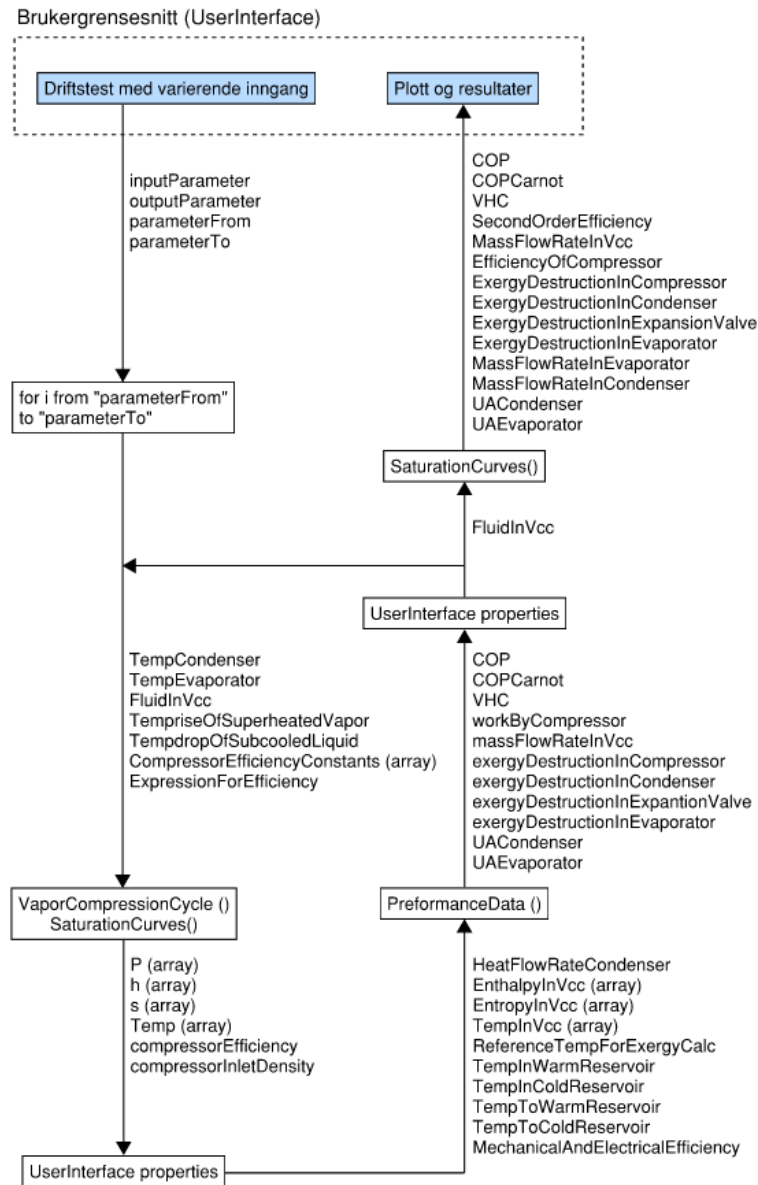
Videre benyttes resultatene fra "VaporCompressionCycle" og inngangsparameterne "HeatFlowRateCondenser", "ReferenceTempForExergyCalc", "TempInWarmReservoir", "TempInColdReservoir", "TempToWarmReservoir", "TempToColdReservoir", "MechanicalAndElectricalEfficiency", "CompressorInletDensity" til funksjonen "PerformanceData". Disse parameterne settes også i brukergrensesnittet.

Funksjonene og brukergrensesnittet forklares mer detaljert i kapittel 3.3.



Figur 1: Blokkskjema som viser "Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{pp} " og "Driftstest med fast inngang og låst UA"

Figur 2 viser et blokkskjema av funksjonen «Kjør test med variabel inngang». I denne funksjonen benyttes de samme inngangsparameterne som for funksjonen «Kjør test med fast inngang». Parameterne "inputParameter", "outputParameter" bestemmer hvilken ytelsesdata som skal plottes som funksjon av en varierende inngangsparameter. Verdier for "parameterFrom" og "parameterTo" definerer intervallet for inngangsparameterne som deles opp i en array bestående av 100 indekser. En forløkke kjører gjennom inngangsverdiene og samler verdiene for "outputParameter" i en array. Resultatet vises i et plotvindu. Se kapittel 3.3 for forklaring og beskrivelse av brukergrensesnittet.

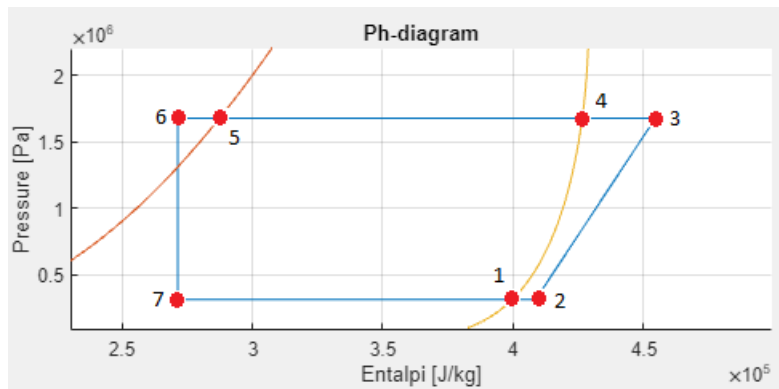


Figur 2: Blokkskjema som viser "Driftstest med varierende inngang"

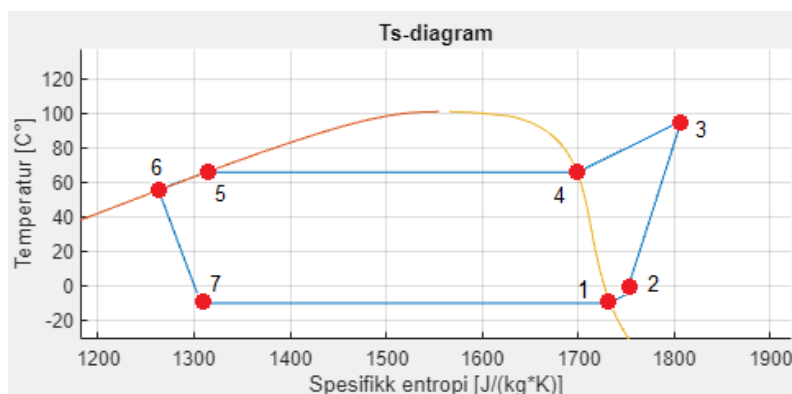
3.2 Funksjon for VC-syklus og ytelsesdata

Blokkskjema i Figur 5 beskriver funksjonen "VaporCompressionCycle" som består av 7 steg. Figur 3 og Figur 4 viser de samme stegene i et Ph- og Ts-diagram. Utklipp av funksjonens kode er vedlagt i Vedlegg A.

Egenskapene til arbeidsmediet i hvert steg hentes fra biblioteket "CoolProp.PropSI" og fra resultater i tidligere steg. Figur 3 viser at punkt 3 til 6, og 7, 1 og 2 har samme trykk, noe som betyr at modellen ikke tar høyde for trykkfall gjennom rør og vekslere. Det forutsettes at den termodynamiske prosessen i ekspansjonsventilen er isenthalpisk og at entalpien derfor holdes konstant. I kapittel 4.2 forklares prosessen gjennom kompressoren, fordampere og kondensatoren.



Figur 3: Ph-diagram som viser stegene gjennom VC-syklusen. Utklipp er fra VCCModelByLR.



Figur 4: Ts-diagram som viser stegene gjennom VC-syklusen. Utklipp er fra VCCModelByLR.

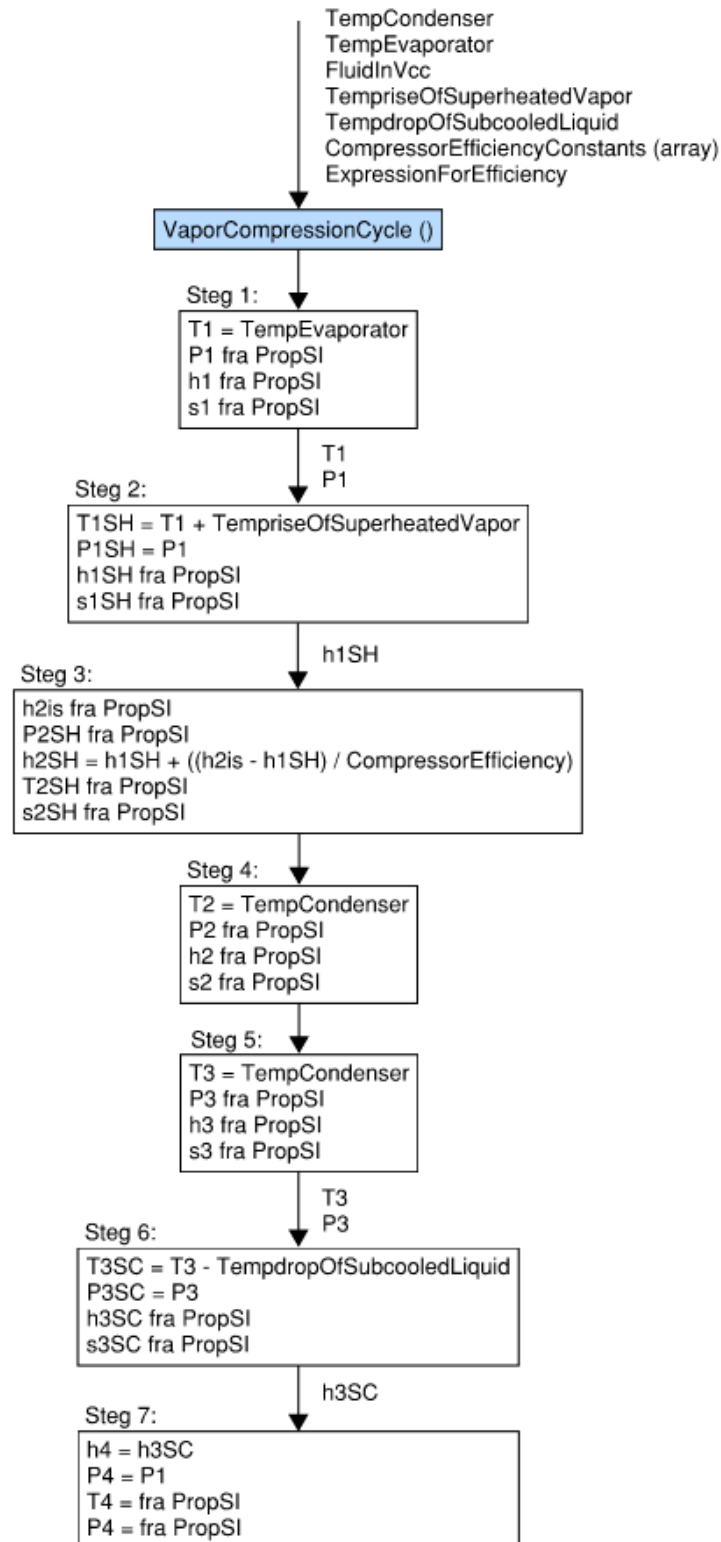
Blokkskjema i Figur 5 illustrerer hvordan funksjonen "VaporCompressionCycle" beregner arbeidsmediets egenskaper i de sju stegene. De samme stegene vises i Ph- og Ts-diagrammet i Figur 3 og Figur 4.

"CoolProp.PropsSI" er en funksjon som trenger to inngangsparametere for å returnere ønsket egenskap [16]. I hvert steg beregnes temperatur, trykk, entropi og entalpi. I steg 1 benyttes faseovergangstemperaturen i fordampere i kombinasjon med valgt arbeidsmedium og en parameter som beskriver at mediet ligger på dampkvalitetslinjene for 100% gass. Siden trykket er konstant gjennom hele vekslere, kan trykket i steg 1 i kombinasjon med temperaturøkningen benyttes til å finne egenskapene i steg 2, som er ved inngangen til kompressoren.

For å finne egenskapene i steg 3 benyttes trykket i kondensatoren og isentropisk virkningsgrad. Beregning av entalpi for steg 3 er forklart i kapittel 3.2.2. I steg 4 benyttes faseovergangstemperaturen i kondensatoren i kombinasjon med valgt arbeidsmedium og en parameter som beskriver at mediet ligger på dampkvalitetslinjene for 100% gass. Punkt 5 beregnes på samme måte som punkt 4, men med

den forskjell at mediet er 100% væske. Egenskapene i punkt 6 blir beregnet av temperaturfallet fra punkt 5 i kombinasjon med trykket i kondensatoren.

Fra punkt 6 til punkt 7 er prosessen forutsatt isenthalpisk, noe som betyr at entalpien fra punkt 6 kan benyttes i kombinasjon med trykket i fordampere til å beregne egenskapene til mediet i punkt 7.



Figur 5: Blokkskjema som viser funksjon for «VaporCompressionCycle»

3.2.1 Varvekslerne

Fordamperen og kondensatorens varmeoverføring er uttrykt som [17]:

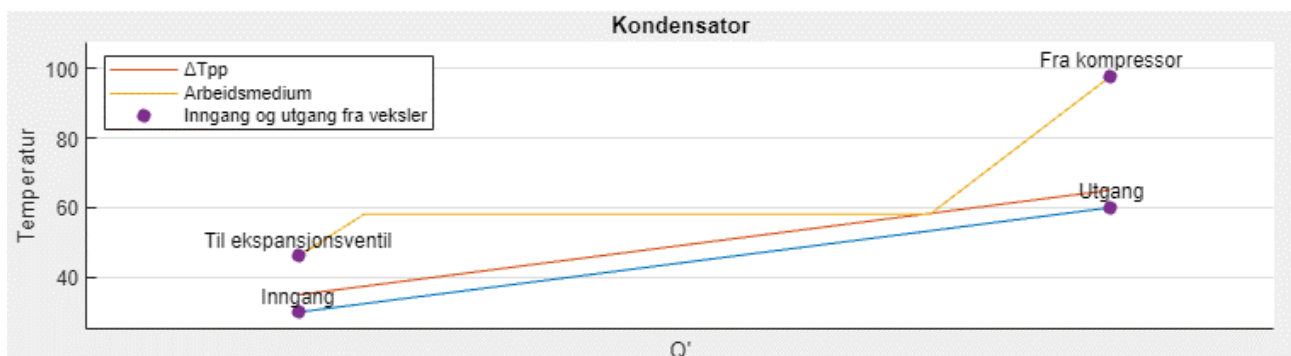
$$\dot{Q} = U * A * \Delta T_{lm} \quad (10)$$

Der U er varmeoverføringskoeffisienten, A er varmevekslingsarealet, og ΔT_{lm} er logaritmisk middeltemperaturdifferanse over vekslern. Når arbeidsmediet endrer fase fra væske til gass, endres også egenskapene til mediet, noe som fører til en lavere varmeoverføringskoeffisient i gass enn ved væske [18]. Dette er ikke hensyntatt i modellen. Siden varmeoverføringskoeffisienten er ukjent, blir formelen for varmeoverføring benyttet til å finne varmeoverføringsytelsen UA til varmevekslerne istedenfor arealet A .

Temperaturene til og fra varmt- og kaldt reservoar, mot henholdsvis kondensator og fordamper er inngangsparametere som benyttes til å finne faseovergangstemperaturene til arbeidsmediet. Ytelsen til varmeveksleren er uttrykt som ΔT_{pp} , der ΔT_{pp} er minste temperaturdifferanse mellom arbeidsmediet og varmebærer i varmeveksleren [19]. Det er forutsatt motstrøms vekslere og konstant varmeoverføringskoeffisient. For å beregne faseovergangstemperaturen i kondensatoren, er følgende metode benyttet:

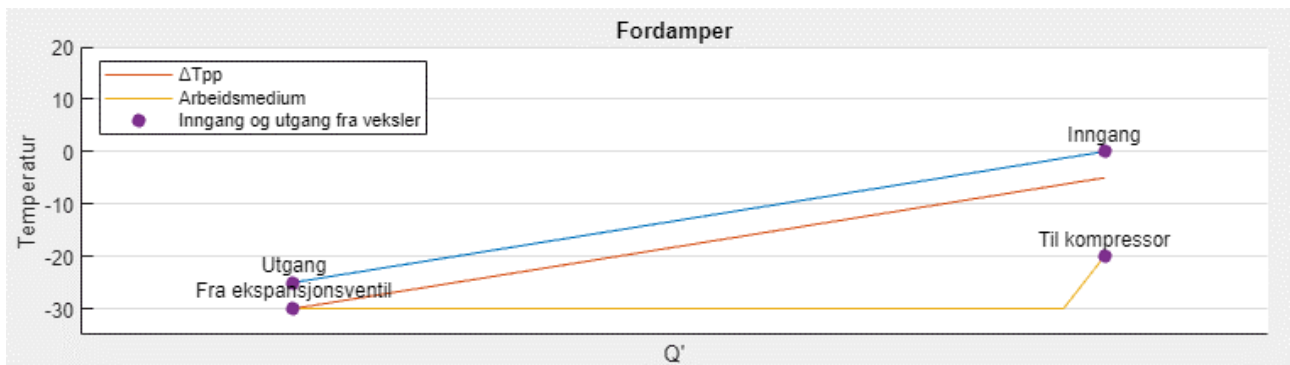
- Lineær temperaturdifferanse gjennom vekslern. Se blå graf i Figur 6. Varmeoverføringen er avhengig av ΔT mellom primær og sekundær side av vekslern for hvert enkelt punkt gjennom vekslern, men denne modellen er forenklet og temperaturene er derfor lineære.
- ΔT_{pp} er minste temperaturdifferanse mellom primær og sekundær side av vekslern. Se oransje graf i Figur 6. ΔT_{pp} benyttes derfor til å finne faseovergangstemperaturen. Se punkt der gul og oransje linje møtes. For å finne dette punktet benyttes en «while-loop». Først settes faseovergangstemperaturen lik høyeste ΔT_{pp} . Funksjonen «VaporCompressionCycle» kjøres og returnerer entalpiverdiene for VC-syklusen.
- Siden $\dot{Q} = \dot{m} * \Delta h$, og \dot{m} er konstant gjennom vekslern, er størrelsesforholdet mellom Δh og \dot{Q} lik gjennom vekslern. Derfor benyttes entalpiverdiene til å finne andelen vekslern der arbeidsmediet er i gassform. Deretter tester løkken om faseovergangstemperaturen er høyere enn ΔT_{pp} på det aktuelle stedet i vekslern. Dersom dette er tilfellet, senkes faseovergangstemperaturen 0,1 °C, og løkken kjøres på ny.
- Løkken returnerer derfor faseovergangstemperaturen og hvor stor andel av vekslern som inneholder arbeidsmediet i gassform. Det er forutsatt konstant varmeoverføringskoeffisient gjennom vekslern uavhengig av arbeidsmediets fase.
- Temperaturforskjellen fra faseovergangstemperaturen til underkjølt arbeidsmediet spesifiseres av brukeren, men kan ikke settes lavere enn ΔT_{pp} . Entalpiverdiene benyttes til å beregne andel vekslern med underkjølt arbeidsmedium.

Figur 6 og Figur 7 benytter samme visning for varmevekslerne som [19].



Figur 6: Temperaturer i kondensator. Utklipp er fra VCCModelByLR.

Faseovergangstemperaturen i fordamperen settes lik laveste ΔT_{pp} . Overhetet arbeidsmediet kan ikke overstige ΔT_{pp} . Entalpiverdiene benyttes til å beregne andel vekslern med overhetet arbeidsmedium. Se Figur 7.



Figur 7: Temperaturer i fordampere. Utklipp er fra VCCModelByLR.

Når faseovergangstemperatur i fordampere og kondensator er beregnet, kan funksjonen «PerformanceData» benyttes til å beregne varmeoverføringsytelsen UA ved følgende formel [17]:

$$\dot{m} * \Delta h = UA * \Delta T_{lm} \quad (11)$$

der \dot{Q} er byttet ut med $\dot{m} * \Delta h$ i Formel 10, og

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (12)$$

der ΔT_1 er temperaturforskjellen mellom varm inngang og kald utgang, og ΔT_2 er temperaturforskjellen mellom varm utgang og kald inngang. UA i kondensatoren blir beregnet som:

$$UA_{Kondensator} = UA_{underkjølt} + UA_{faseovergang} + UA_{desuperoppvarming}$$

UA i fordampere blir beregnet som:

$$UA_{Fordampere} = UA_{faseovergang} + UA_{overheting}$$

Det er viktig å merke seg at ΔT_{pp} er en ytelsesparameter for varmevekslerne som endrer seg ved ulike driftsforhold, mens UA beskriver ytelsen uavhengig av driftsforholdene. I brukergrensesnittet kan man velge mellom «Kjør test med fast inngang og låst ΔT_{pp} » eller «Kjør test med fast inngang og låst UA». Førstnevnte holder ΔT_{pp} til en fast verdi som bestemmes av brukeren. Faseovergangstemperaturene beregnes som tidligere beskrevet.

For test med fast UA, er følgende metode benyttet for å beregne faseovergangstemperaturene:

- Test med fast ΔT_{pp} kan benyttes til å finne UA ved bestemte driftsforhold. Dette kan være nyttig for å sette parameteren for UA til en fornuftig verdi.
- UA bestemmes fra brukergrensesnittet for både kondensatoren og fordampere.
- Først testes det om valgt UA er større eller mindre enn en startverdi (UA fra test med fast ΔT_{pp}).
- Deretter benyttes en løkke for å endre ΔT_{pp} med 0,01°C slik at startverdien nærmer seg riktig verdi for UA. I løkken kjøres funksjonene «VaporCompressionCycle» og «PerformanceData» for å beregne UA. Løkken stopper når riktig UA-verdi er nådd.
- Samme prosess gjøres for både fordampere og kondensator.
- Siden endringer i UA for kondensatoren påvirker UA for fordampere, og motsatt, kjøres hver løkke annenhver gang, og totalt tre ganger hver slik at begge UA-verdiene har konverget mot riktig UA-verdi.

3.2.2 Kompressoren

Kompressorens totale virkningsgrad fra tilført elektrisk energi til entalpiøkning på arbeidsmediet består av tre faktorer [7]:

$$\eta_{tot} = \eta_{is} * \eta_m * \eta_e \quad (13)$$

I VCCModelByLR benyttes $\eta_{m,e}$ som en felles virkningsgrad for mekanisk og elektrisk tap. Elektrisk effekt tilført kompressoren blir beregnet ved følgende formel:

$$P_e = \frac{\dot{m}_{VC} * \Delta h_{komp}}{\eta_{m,e}} \quad (14)$$

Merk at η_{is} ikke inngår i formel 14 fordi den blir benyttet i funksjonen " VaporCompressionCycle" til å finne Δh_{komp} . Merk også at effekttapet fra $\eta_{m,e}$ ikke regnet som et varmetilskudd til systemet. For noen systemer kan det være viktig å undersøke hva som skjer med effekttapet. For eksempel i kjølemaskiner, der varmetap fra prosessen reduserer kjøleeffekten, og dermed maskinens ytelse. [20]

Arbeidsmediet gjennomgår en ikke-adiabatisk prosess gjennom kompressoren. Den isentropiske virkningsgraden kan uttrykkes på følgende måte [6]:

$$\eta_{is} = \frac{h_{is} - h_i}{h_o - h_i} \quad (15)$$

Der h_o og h_{is} er mediets entalpi ved kompressorens utgang for henholdsvis faktisk kompresjon og isentropisk kompresjon. h_i er mediets entalpi ved kompressorens inngang. Det er entalpien ved kompressorens utgang som er interessant å finne, da denne er et steg i VC-syklusen. Derfor må kompressorens isentropiske virkningsgrad estimeres. Dette kan gjøres fra brukergrensesnittet ved å sette virkningsgraden til en bestemt verdi, eller velge en av følgende uttrykk:

Tabell 2: Matematiske uttrykk for kompressorens isentropiske virkningsgrad. A til H er koeffisienter. P_{inn} og P_{ut} er henholdsvis trykk ved inngang og utgang av kompressoren.

Formel	Funksjon for η_{is}	Eksempel verdier for koeffisienter	Type kompressor	Ref
(16)	$\eta_{is} = A$	A = 0,70	Ikke spesifisert	[7]
(17)	$\eta_{is} = A + B \left(\frac{P_{ut}}{P_{inn}} \right)$	A = 0,9227 B = -0,0357	Ikke spesifisert	[8]
(18)	$\eta_{is} = (A + B \left(\frac{P_{ut}}{P_{inn}} \right) + C \left(\frac{P_{ut}}{P_{inn}} \right)^2) / 0,9$	A = 0,66768 B = 0,0025 C = -0,00303	Ikke spesifisert	[9]
(19)	$\eta_{is} = A \left(\frac{1}{\omega} \right) + B \left(\frac{P_{ut}}{P_{inn}} \right) + C \left(\frac{1}{P_{inn}} \right) + D \left(\frac{1}{\dot{m}} \right) + E (\rho_{inn} - \rho_{sat})$	$\omega = 45-75\text{Hz}$ Ikke oppgitt eksempelverdier	Ikke spesifisert	[10]
(20)	$\eta_{is} = A + B N + C N^2 + D \left(\frac{P_{ut}}{P_{inn}} \right) + E \left(\frac{P_{ut}}{P_{inn}} \right)^2$	$\omega = 45-75\text{Hz}$ A = 0,96 B = -0,00046 C = 0,0000000094 D = 0,07 E = -0,0018	Ikke spesifisert	[11]

(21)	$\eta_{is} = 0,01 * (A * T_{kon}^2 + B * T_{kon} + C * T_{for}^2 + D * T_{for} + E * T_{kon}^2 * T_{for} + F * T_{kon} * T_{for} + G * Q_n + H)$	A = -0,0316958 B = 2,90112 C = -0,00296849 D = -1,45279 E = 0,000321176 F = 0,00683086 G = 0,0170575 H = -16,5018	Skrue-kompressor	[12] [13]
------	--	--	------------------	--------------

Fra formlene i Tabell 2 er Q_n fordampereffekt, ω er kompressorfrekvensen, N er kompressorhastigheten i antall rotasjoner per minutt.

Massestrømmen gjennom en kompressor kan uttrykkes som [18] [20]:

$$\dot{m} = \dot{\omega} * V * \rho * \eta_{vol} \quad (22)$$

Der ω er kompressorfrekvensen, V_d er volumet som byttes i sylindere per syklus, ρ er tettheten på arbeidsmediet inn til kompressoren, og η_{vol} er kompressorens volumetriske effektivitet.

Både funksjon og eksempelverdier for koeffisienter i Tabell 2 er hentet fra oppgitt referanse. For modellen er det forutsatt at kompressoren opererer innenfor driftsområdet der funksjon og eksempelverdier er gjeldene. Formel 22 viser at massestrøm gjennom kompressoren er et produkt av turtall og volumet som byttes ut per syklus. Det er derfor forutsatt at kompressoren alltid vil klare å levere massestrøm innenfor driftsområdet for kompressoren, gitt at det finnes en kompressor med tilstrekkelig stort volum. I Formel 19 og Formel 20 er kompressorfrekvensen en faktor i uttrykket for η_{is} . Det er derfor oppgitt driftsområde for disse uttrykkene.

Formel 18 er utledet fra formel 17 i [9]:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{comp}} * (1 - \xi)$$

Der ξ er et varmetap på 10%. Fra formelen kan man konkludere at:

$$\eta_{is} = \frac{\eta_{comp}}{0,9}$$

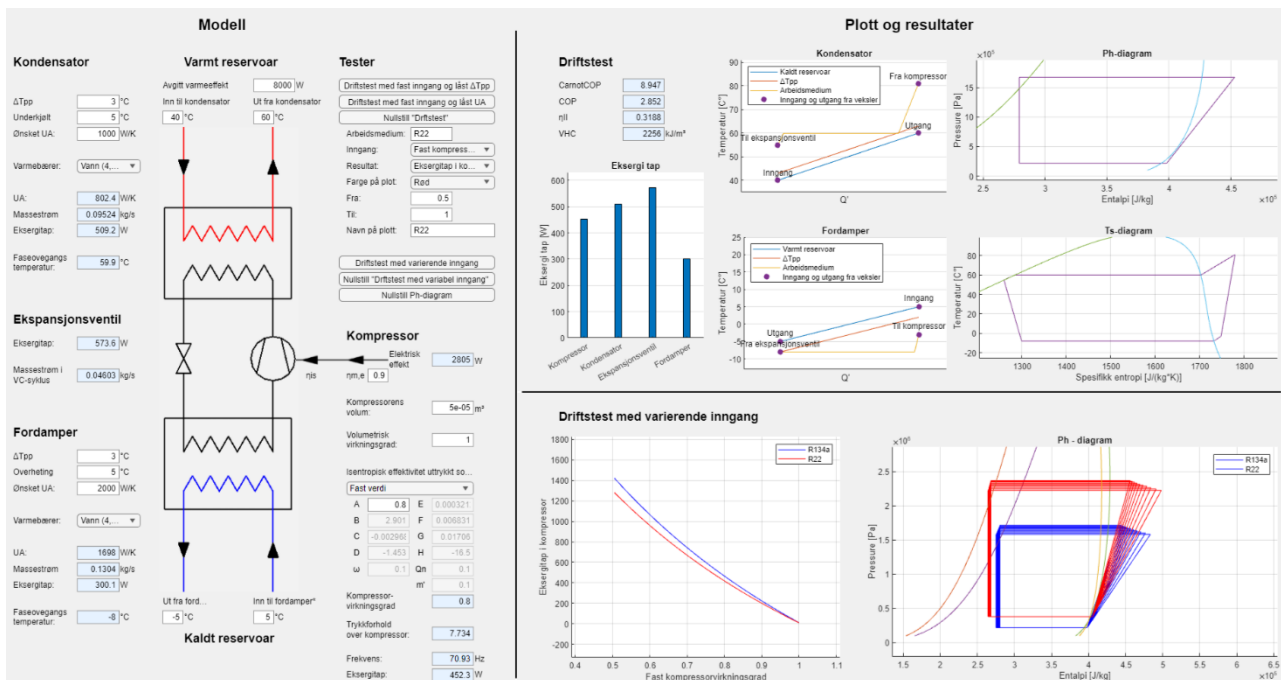
Derfor er uttrykket (formel 18) delt på nevneren 0,9.

I VCCModelByLR kan uttrykkene fra Tabell 2 velges, og koeffisientene settes til ønsket verdi. En feilmelding blir gitt dersom valgt koeffisient gir en isentropisk virkningsgrad høyere enn 1 eller lavere enn 0.

3.3 Brukergrensesnittet

Brukergrensesnittet er utviklet med verktøyet «App Designer» [21].

I Figur 8 vises et utklipp av hvordan brukergrensesnittet ser ut. Verdiene er kun et eksempel, og er satt for å vise hvordan programmet kan benyttes. Brukergrensesnittet består av 3 deler som er skilt med en sort linje. Første del (til venstre) er VC-syklusens modell der alle inndata bestemmes og testene aktiveres. De 2 delene til høyre i Figur 8 viser resultatene fra testene, der øverste del viser resultater fra tester med fast inngang og nederste del viser resultater fra tester med varierende inngang. Alle tekstboksene, knappene og plotvindueene er mer detaljert beskrevet i Figur 9 og Figur 10. Resultater vises i de blå tekstboksene og inngangsverdier settes i de hvite boksene.



Figur 8: Brukergrensesnittet med eksempelverdier. Utklipp er fra VCCModelByLR.

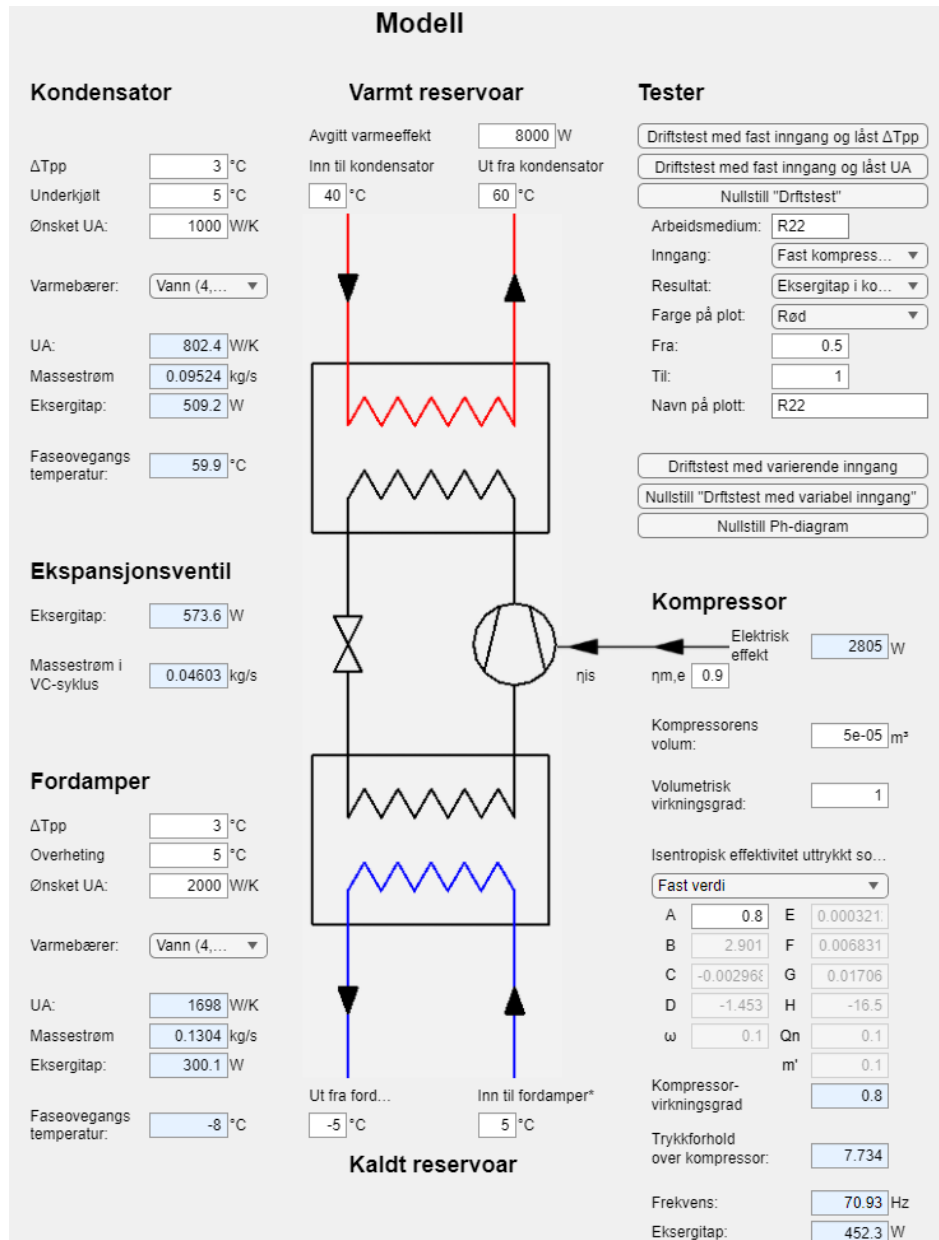
I Figur 9 vises modellen for VC-syklusen med tilhørende inngangsparametere. Driftsforholdene for kompressor, kondensator, ekspansjonsventil og fordamper bestemmes av brukeren i de hvite tekstboksene. For varmevekslerne må temperaturøkning (overheting), temperaturfall (underkjølt), type varmebærere, og ΔT_{pp} eller UA bestemmes. For type varmebærer kan vann, luft, vann med 30% glykol og vann med 40% glykol velges fra nedtrekks menyen. Varmebærernes spesifikke varmekapasitet avgjør hvor stor massestrøm som må sirkulere gjennom vekslerne for å levere valgt effekt ved valgt inngangs- og utgangstemperatur for både fordamper og kondensator. Effekt fra fordamperen beregnes basert på arbeidsmediets entalpiverdier og massestrømmen i VC-syklusen. De blå resultatboksene for kondensatoren og fordamperen viser varmebærernes massestrøm mot henholdsvis varmt og kaldt reservoar. Eksergitap, faseovergangstemperaturen og varmevekslerens UA og ΔT_{pp} vises også i blå resultatbokser.

Ekspansjonsventilen har ingen inngangsparametere, men det forutsettes isenthalpisk prosess. Eksergitap i ekspansjonsventil og VC-syklusens massestrøm er vist i blå resultatbokser.

For kompressoren velges uttrykk for isentropisk virkningsgrad fra nedtrekksmenyem, og en fast verdi for mekanisk og elektrisk virkningsgrad. Koeffisientene A til H og variablene ω , Qn og \dot{m} må spesifiseres dersom tekstboksen er markert. Isentropisk virkningsgrad er i utgangspunktet satt som fast verdi inntil brukeren spesifiserer et annet uttrykk. For å beregne kompressorens frekvens, må tekstboksene for volumetrisk virkningsgrad og kompressorvolum spesifiseres. De blå resultatboksene

presenterer trykkforholdet over kompressoren, eksergitap, frekvens, elektrisk tilført effekt og kompressorens faktiske isentropiske virkningsgrad uttrykt som en verdi.

Under «Tester» kan funksjon for driftstest med fast inngang og låst ΔT_{pp} eller låst UA velges. Type arbeidsmedium må spesifiseres i hvit tekstboks før testene kan kjøres. For test med varierende inngang, må ønsket inngangsparameter og fra- og til-verdier velges i nedtrekksmenyen og tekstboksene. Ønsket resultat, og farge og navn på plot velges før testen kan kjøres. Det er også tre knapper for å nullstille resultatene.

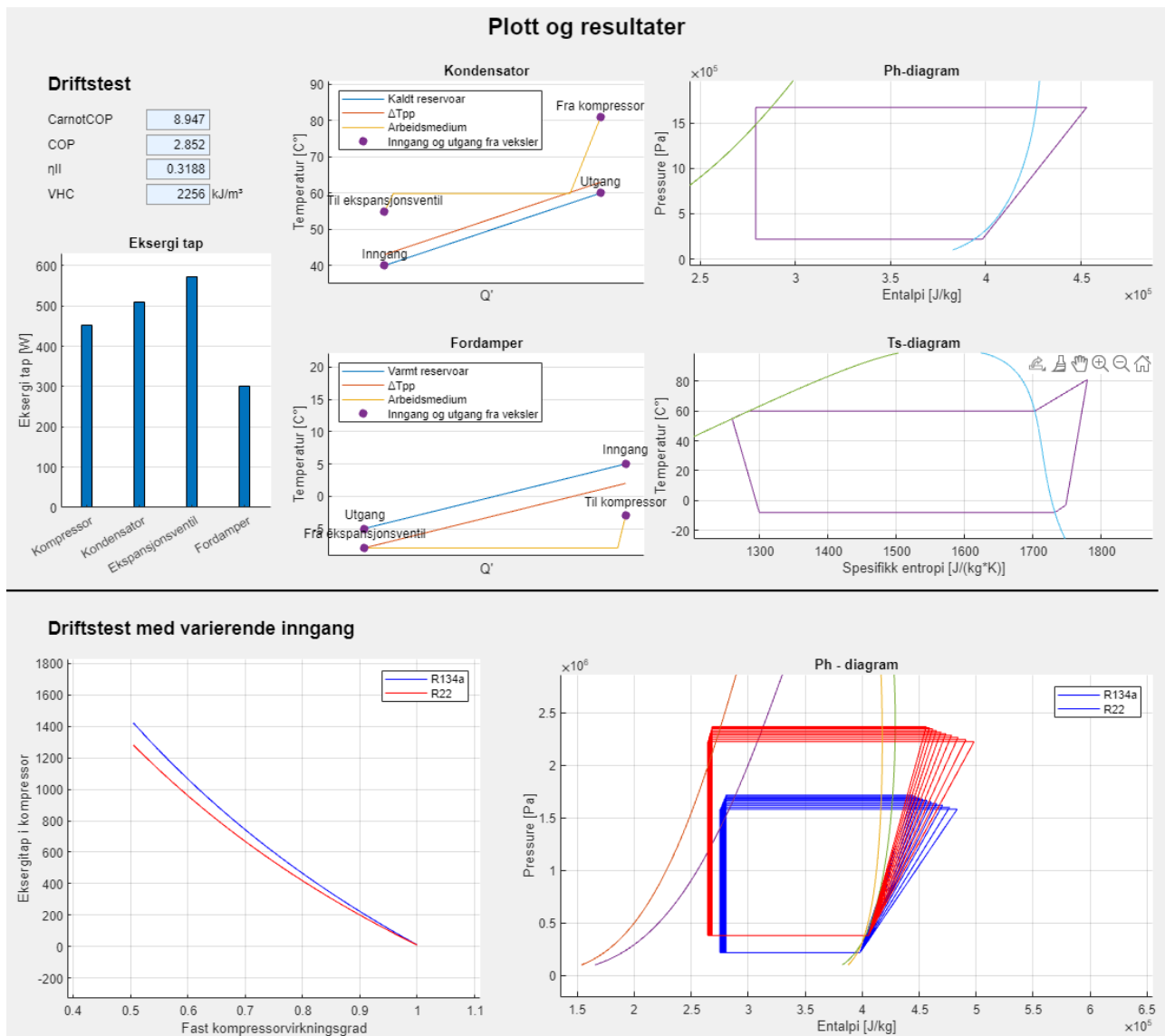


Figur 9: Modellen av VC-syklusen med dens inngangsparametere og tester. Utklipp er fra VCCModelByLR.

I Figur 10 vises resultatene fra testene. For resultatene fra test med fast inngang (øverste del) vises COP, Carnot COP, VHC og η_{II} i blå resultatbokser. Mengden eksergitap i hver komponent presenteres i et søylediagram for enklere å kunne sammenlikne tapene mot hverandre. Plot for temperaturer gjennom varmevekslerne viser temperaturene på både primær- og sekundærside av varmevekslerne. Ph- og Ts-diagram er vist helt til høyre i figuren.

For resultatene fra test med varierende inngang (nederste del) vises et plotvindu for varierende inngangsparameter mot valgt resultat. I eksempelet i Figur 10 er arbeidsmediene R22 og R134a

plottet for varierende isentropisk virkningsgrad fra 0.5 til 1 mot eksergitap i kompressoren ved driftsforholdene satt i modellen (se Figur 9). Samme resultat vises også i Ph-diagram til høyre. 10 linjer for hver test viser hvordan trykk og entalpi endres når isentropisk virkningsgrad varierer fra 0,5 til 1. Hver linje er jevnt fordelt mellom isentropisk virkningsgrad fra 0,5 og 1 slik at endringsraten også kan undersøkes om ønskelig.



Figur 10: Resultatene vist i brukergrensesnittet fra testene av VC-syklusens modell. Utklipp er fra VCCModelByLR.

4 Resultater og diskusjon

I dette kapittelet presenteres det noen tester for å validere modellen, og for å undersøke kompressoren og varmevekslernes påvirkning på VC-syklusens ytelsesdata. Alle testene er utført i VCCModelByLR, men noen av resultatene er organisert og visualisert ved bruk av Excel.

4.1 Validering av programmet

For å validere resultatene fra funksjonen VaporCompressionCycle, er CoolProps funksjon «SimpleCyclesCompression» fra pakken «CoolProp.Plots» benyttet [22]. Det er utført 4 ulike tester for å validere resultatene mot hverandre. Testene er presentert i Tabell 3:

Tabell 3: Tester mot CoolProp.Plots.SimpleCycleCompression for validering av funksjonen VaporCompressionCycle

Test	Medium	T_{kon}	T_{for}	T_{OH}	T_{UK}	η_{is}	Antall «step» i CoolProp.Plots.SimpleCyclesCompression
1	R134a	270	310	5	5	1	200
2	R134a	270	310	5	5	1	4000
3	R32	290	340	10	10	0,7	200
4	R32	290	340	10	10	0,7	4000

Koden for resultatene er vist i Vedlegg E. Funksjonen «SimpleCyclesCompression» beregner temperatur, trykk, tetthet, entalpi og entropi for hvert step gjennom VC-syklusen. Antall step bestemmes ved parameteren SimpleCompressionCycle.Steps. I Tabell 4 presenteres resultatene fra test 1 og 2 der like resultater er oppgitt som en verdi, og ulike resultater er oppgitt med verdi fra test 1 i øverste del av cellen og verdi fra test 2 i nederste del av cellen:

Tabell 4: Resultater fra Test nummer 1 og 2

Funksjon	Resultat	Steg 1	Steg 2	Steg 3	Steg 4	Steg 5	Steg 6	Steg 7
CoolProp.Plots. SimpleCyclesCompression	Temp [K]	270,00	275,00	319,51	310,00	310,00	305,00	270,00
	Entalpi [kJ/kg]	394,76 396,60	401,15	428,39	417,12 417,89	251,91 251,77	244,40	244,40
	Entropi [kJ/kg/K]	1,722 1,728	1,745	1,745	1,709 1,712	1,176	1,152	1,165
VCCModelByLR	Temp [K]	270,00	275,00	319,51	310,00	310,00	305,00	270,00
	Entalpi [kJ/kg]	396,75	401,15	428,39	418,03	251,73	244,40	244,40
	Entropi [kJ/kg/K]	1,729	1,745	1,745	1,712	1,176	1,152	1,165
Avvik	Temp	0,000%	0,000%	0,000%	0,000%	0,000%	0,000%	0,000%
	Entalpi	0,501% 0,038%	0,000%	0,000%	0,218% 0,033%	0,072% 0,016%	0,000%	0,000%
	Entropi	0,405% 0,058%	0,000%	0,000%	0,175% 0,000%	0,000%	0,000%	0,000%

I Tabell 5 presenteres resultatene fra test 3 og test 4 der like resultater er oppgitt som en verdi, og ulike resultater er oppgitt med verdi fra test 3 i øverste del av cellen og verdi fra test 4 i nederste del av cellen:

Tabell 5: Resultater fra Test nummer 3 og 4

Funksjon	Resultat	Steg 1	Steg 2	Steg 3	Steg 4	Steg 5	Steg 6	Steg 7
CoolProp.Plots. SimpleCyclesCompression	Temp [K]	290,00	300,00	400,82	340,00	340,00	330,00	290,00
	Entalpi [kJ/kg]	512,70 516,77	530,60	605,08	485,18 486,58	347,30 341,62	311,33	311,33
	Entropi [kJ/kg/K]	2,080 2,094	2,140	2,197	1,868 1,872	1,462 1,446	1,355	1,385
VCCModelByLR	Temp [K]	290,00	300,00	400,82	340,00	340,00	330,00	290,00
	Entalpi [kJ/kg]	516,96	530,60	605,07	486,63	341,38	311,33	311,33
	Entropi [kJ/kg/K]	2,094	2,141	2,197	1,872	1,445	1,355	1,385
Avvik	Temp	0,000%	0,000%	0,000%	0,000%	0,000%	0,000%	0,000%
	Entalpi	0,824% 0,037%	0,000%	0,002%	0,298% 0,010%	1,734% 0,070%	0,000%	0,000%
	Entropi	0,669% 0,000%	0,047%	0,000%	0,214%	1,176% 0,069%	0,000%	0,000%

Avviket er oppgitt som en prosent av resultatene fra "VCCModelByLR". Dette avviket skyldes at resultatene fra «CoolProp.Plots.SimpleCyclesCompression» og resultatene fra VCCModelByLR ikke ligger i samme punkt. Dette er fordi VC-syklusen fra «CoolProp.Plots.SimpleCyclesCompression» er delt opp i et visst antall «step». Testene viser at når antall «step» nærmer seg uendelig, konvergerer resultatene mot hverandre. Resultatene tilsier derfor at funksjonen er riktig.

Det er utført to tester for å kontrollere at termodynamikkens første lov er oppfylt for funksjonen PerformanceData (se formel 2 fra kapittel 2.2.1). Her oppgitt med effekt istedenfor energi:

$$\dot{Q}_{inn} + \dot{W} - \dot{Q}_{ut} = 0$$

Resultatene er vist i Tabell 6, og viser at termodynamikkens første lov er oppfylt. Resten av testenes inngangsparametere og resultater er vist i Vedlegg F.

Tabell 6: Resultater for å kontrollere at termodynamikkens første lov er oppfylt

Test	\dot{W} [W]	\dot{Q}_{inn} [W]	\dot{Q}_{ut} [W]
1	3091	6909	10000
2	868	1132	2000

4.2 Varmevekslernes påvirkning på VC-syklusens ytelse – et case-eksempel

For å undersøke varmevekslernes påvirkning på VC-syklusens ytelsesdata, er følgende case-eksempel undersøkt. Merk at resultatene fra dette eksempelet ikke nødvendigvis gir noe generell konklusjon for alle VC-sykluser. Det er mange inngangsparameter som påvirker ytelsen, og det bør derfor utføres flere tester før en sikker konklusjon kan fastslås. Dette eksempelet viser en realistisk «case» der det er ønskelig å beregne varmepumpens ytelsesdata for et bygg med følgende effektbehov og driftsforhold ved dimensjonerende utetemperatur:

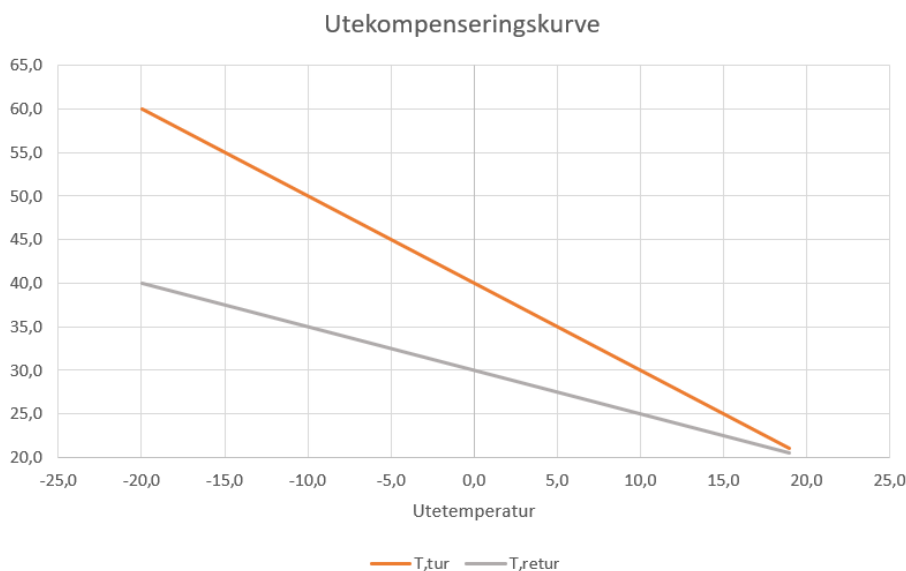
- Væske-vann varmepumpe med R-410A som arbeidsmedium
- 5/0 °C fra/til energibrønnen (tilnærmet stabil temperatur hele året). Vann med 30% glykol mot energibrønnen.
- 100 kW effektbehov for oppvarming
- 60/40 °C vann til/fra varmeavgiverne i bygget.

Varmeanlegget er mengderegulert og utekompensert slik at vannstrømmen i varmeanlegget kan beregnes ved:

$$q = \frac{\dot{Q}}{\Delta T * c}$$

Der \dot{Q} er varmeoverføringseffekten, ΔT er temperaturforskjell gjennom veksleren og c er spesifikk varmekapasitet.

Dette gir 1,19 l/s ved 100kW effektbehov og ΔT lik 20°C. Ved lavere effektbehov reguleres turtemperaturen ned av utekompenseringskurven. På denne måten kan det tenkes at varmeanlegget sirkulerer en konstant vannmengde på 1,19 l/s hele året. For enkelhets skyld lages utekompenseringskurven med kurvekoeffisient lik 1 slik at kurven holdes lineær som vist i Figur 11.



Figur 11: Utekompenseringskurve for tur-temperatur ut på varmeanlegget

For anlegget skal det kjøres tester med forskjellig varmeoverføringsytelser UA for fordampere og kondensator. Testene gjøres for 100% (ved DUT), 75%, 50% og 25% effektbehov. Det er viktig å ta i betraktning at effektbehovet gjennom året ikke endres lineært, men er avhengig av utetemperaturen, noe som kan bety at effektbehovet kan ligge under 50% store deler av året. Dette er selvfølgelig stedsavhengig, og er ikke hensyntatt i denne analysen, men bør hensyntas for valg av varmepumpe. Tabell 7 viser temperaturene i varmeanlegget ved forskjellig effektbehov, og Tabell 8 viser oversikt over

testene som er utført. Uttrykk 3 i Tabell 2 er valgt som isentropisk virkningsgrad, og varmetap ut fra varmepumpen er satt til 10%, noe som gir en mekanisk og elektrisk virkningsgrad på 0,9 [9].

Tabell 7: Temperaturer i varmeanlegget ved forskjellig effektbehov

Effekt	Tur-temperatur [°C]	Retur-temperatur [°C]
100 kW (100%)	60	40
75 kW (75%)	50	35
50 kW (50%)	40	30
25 kW (25%)	30	25

For å anslå noen UA-verdier for varmevekslerne, kjøres først en test med ΔT_{pp} lik 3°C, og 3°C overheting og underkjøling ved 50% effektbehov. Resultatet fra testen gir UA for fordamper lik 12430 W/K og 6665 W/K for kondensator. For å undersøke hvordan varmeoverføringsytelsen UA påvirker VC-syklusens ytelse, endres UA for fordampere og kondensatoren med 25% fra utgangspunktet (Test 1). Se Tabell 8.

Tabell 8: Tester for UA mot VC-syklusens ytelsesdata:

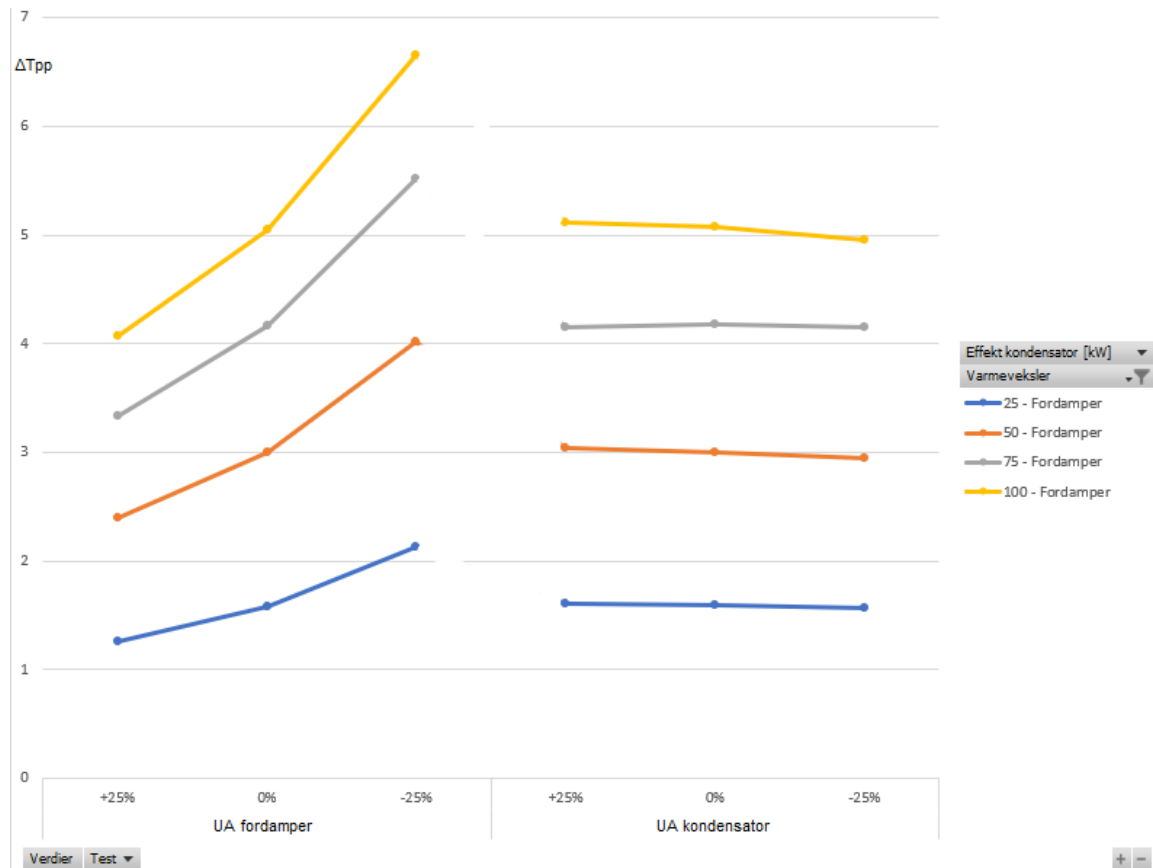
Test nummer	UA for fordamper [W/K]	UA for kondensator [W/K]
1	12430	6665
2	12430	5000 (-25%)
3	12430	8331 (+25%)
4	9322 (-25%)	6665
5	15538 (+25%)	6665

Delkapittel 4.2.1 og 4.2.2 viser noen av testresultatene. Alle testene og resultatene kan leses fra vedlegg G og Vedlegg H.

4.2.1 ΔT_{pp} mot UA ved ulike kondensatoreffekter

Dette delkapittelet presenterer første del av testresultatene. Noen av funnene blir diskutert i kapittel 4.4.

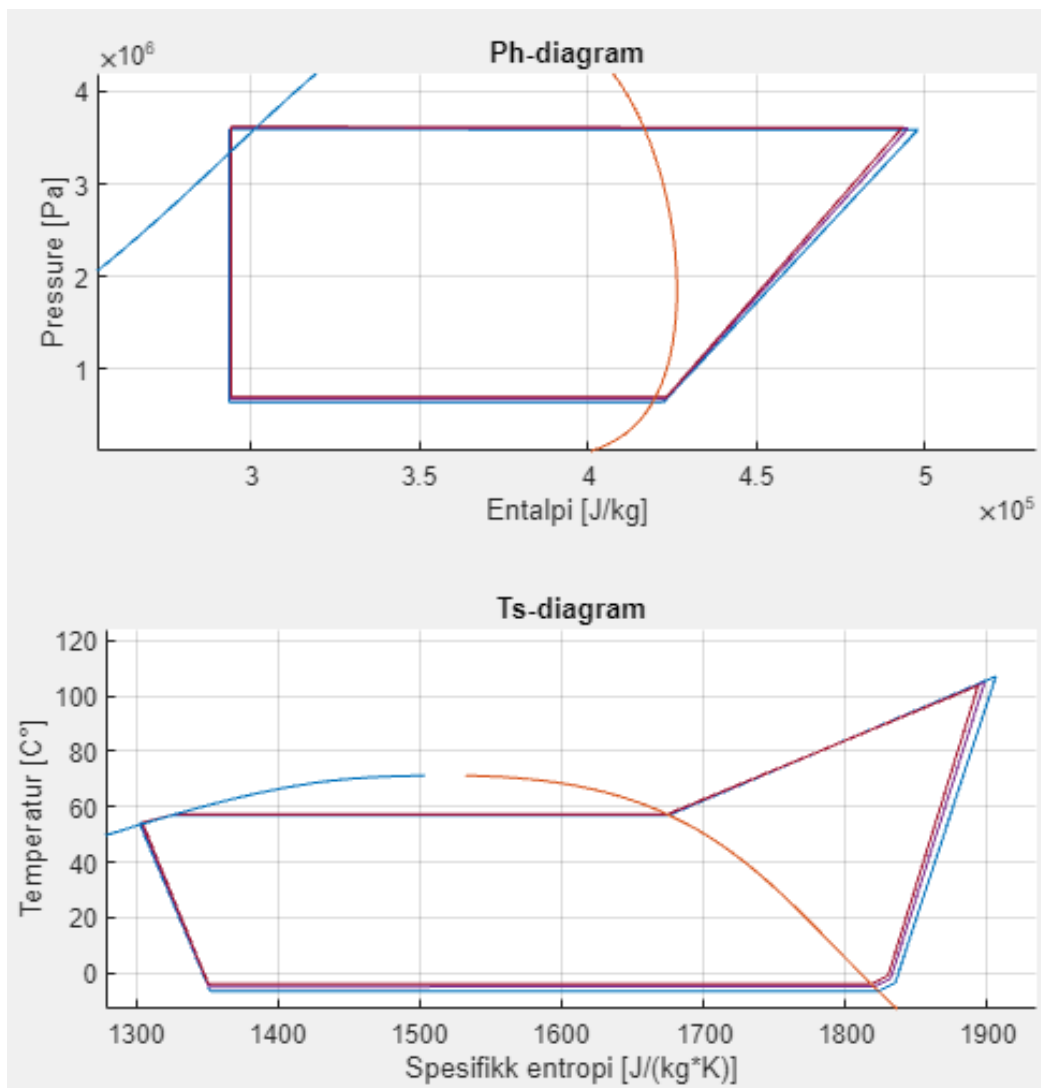
Det er to forhold som påvirker ΔT_{pp} ; varmeoverføringsytelsen UA og anleggets driftsforhold. ΔT_{pp} er interessant å undersøke fordi varmeoverføringsytelsen UA påvirker VC-syklusens ytelsesdata gjennom ΔT_{pp} . I Figur 12 vises ΔT_{pp} for fordampner og kondensator som funksjon av at fordampnerens varmeoverføringsytelse UA varierer fra 15538 W/K til 9322 W/K, altså test 1, 4 og 5.



Figur 12: ΔT_{pp} for fordampner og kondensator mot varierende UA for fordampner. UA for kondensator er holdt konstant. De gule linjene er ved 100% kondensatoreffekt (60/40°C), de grå er ved 75% kondensatoreffekt (50/30°C), de oransje ved 50% kondensatoreffekt (40/30°C), og de blå ved 25% kondensatoreffekt (30/25°C).

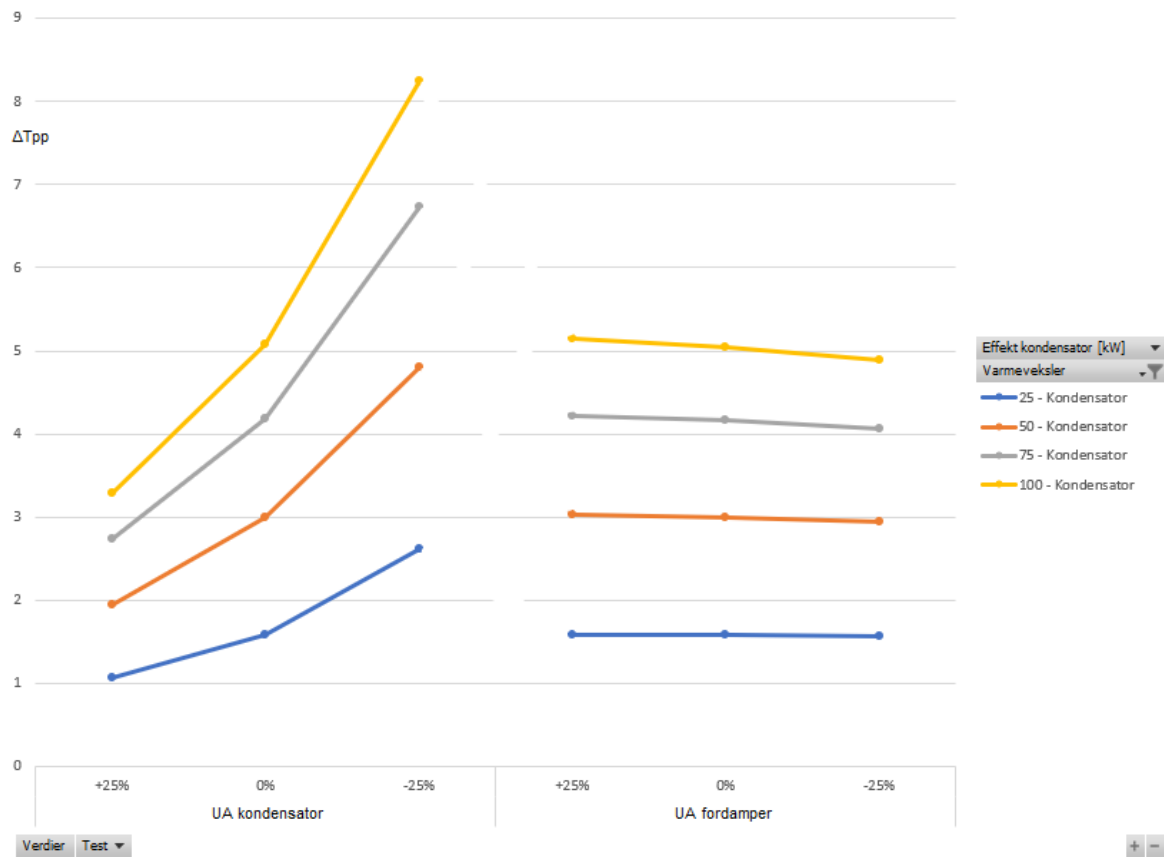
Figur 13 viser Ph- og Ts-diagram for VC-syklusen når fordamperens varmeoverføringsytelse UA varierer fra 9322 W/K til 15538 W/K, som er den gule grafen i Figur 12. Det er 2,7°C forskjell på faseovergangstemperaturen i fordamperen når fordamperens UA varierer fra 9322 W/K til 15538 W/K.

Den blå linjen viser VC-syklusen når fordamperens varmeoverføringsytelse er 9322 W/K. Legg merke til at entalpiverdien til dampkvalitetslinjene i Ph-diagrammet minker når trykket minker. Dette betyr at fordamperen tar opp mindre varmeenergi per kg arbeidsmedium. Figuren viser også at den blå linjen har størst entalpi- og entropi økning gjennom kompressoren. Dette medfører et høyere eksergitap gjennom kompressoren, noe som også kan tyde på at kompressoren utfører et større arbeid på arbeidsmediet. Testresultatene bekrefter at tilført kompressoreffekt økte fra 39,14 kW til 41,05 kW. Denne økningen er til tross for at massestrømmen i VC-syklusen ble noe redusert. Reduksjonen i massestrømmen skyldes at entalpiforskjellen gjennom kondensatoren er noe høyere når kompressoren har utført et større arbeid på arbeidsmediet.



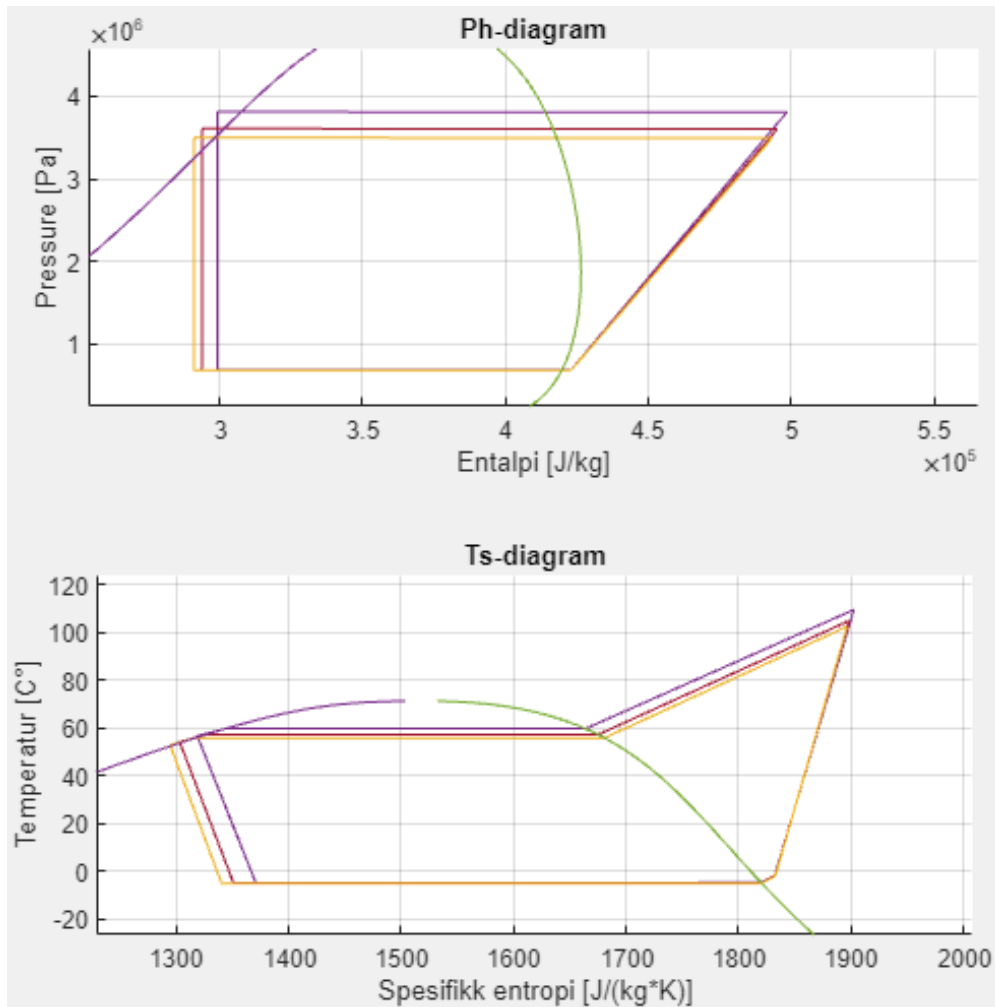
Figur 13: Ph- og Ts-diagram for VC-syklusen når fordamperens varmeoverføringsytelse UA varierer fra 9322 W/K til 15538 W/K. Kondensatorens UA holdes konstant. Testen er ved 100% kondensatoreffekt (60/40°C). Den blå linjen er når fordamperens UA er minus 25%.

I Figur 14 vises ΔT_{pp} for fordamper og kondensator som funksjon av at kondensatorens varmeoverføringsytelse UA varierer fra 8331 W/K til 5000 W/K, altså test 1, 2 og 3.



Figur 14: ΔT_{pp} for fordamper og kondensator mot varierende UA for kondensator. UA for fordamperen er holdt konstant. De gule linjene er ved 100% kondensatoreffekt (60/40°C), de grå er ved 75% kondensatoreffekt (50/30°C), de oransje ved 50% kondensatoreffekt (40/30°C), og de blå ved 25% kondensatoreffekt (30/25°C).

Figur 15 viser Ph- og Ts-diagram for VC-syklusen når kondensatorens varmeoverføringsytelse UA varierer fra 8331 W/K til 5000 W/K, som er den gule grafen i Figur 14. Denne figuren viser lignende resultater som Figur 13, men her skjer økningen for ΔT_{pp} i kondensatoren.



Figur 15: Ph- og Ts-diagram for VC-syklusen når kondensatorens varmeoverføringsytelse UA varierer fra 8331 W/K til 5000 W/K. Fordamperens UA holdes konstant. Testen er ved 100% kondensatoreffekt (60/40°C). Den lilla linjen er når fordamperens UA er minus 25%.

Figur 12 og Figur 14 viser at endring i UA for en av vekslerne påvirker ΔT_{pp} for den andre veksleren lite. Den største endringen i ΔT_{pp} er for 100% kondensatoreffekt med endring i kondensatorens varmeoverføringsytelse UA fra 8331 W/K til 5000 W/K, altså test 1, 2 og 3. Resultatet viser at ΔT_{pp} for fordampere minker med 5,33%, mens kondensatorens ΔT_{pp} øker med hele 60,24% for denne testen.

For test 1, 4 og 5, der fordampere varmeoverføringsytelse UA varierer fra 15538 W/K til 9322 W/K, viser resultatene bare 38,8% økning i ΔT_{pp} . Tabell 9 viser varmevekslerens ΔT_{pp} endring for test 2 til 4 med 100% kondensatoreffekt. Tabell 10 viser varmevekslerens ΔT_{pp} endring for test 2 til 4 med 25% kondensatoreffekt.

Tabell 9: Test 2 til 4 ved 100% kondensatoreffekt (60/40°C)

Test	Kondensator	Fordamper
2-3 (varierende UA for kondensator, og fast UA for fordamper)	60,24%	-5,33%
4-5 (varierende UA for fordamper, og fast UA for kondensator)	-3,43%	38,8%

Tabell 10: Test 2 til 4 med 25% kondensatoreffekt (30/25°C)

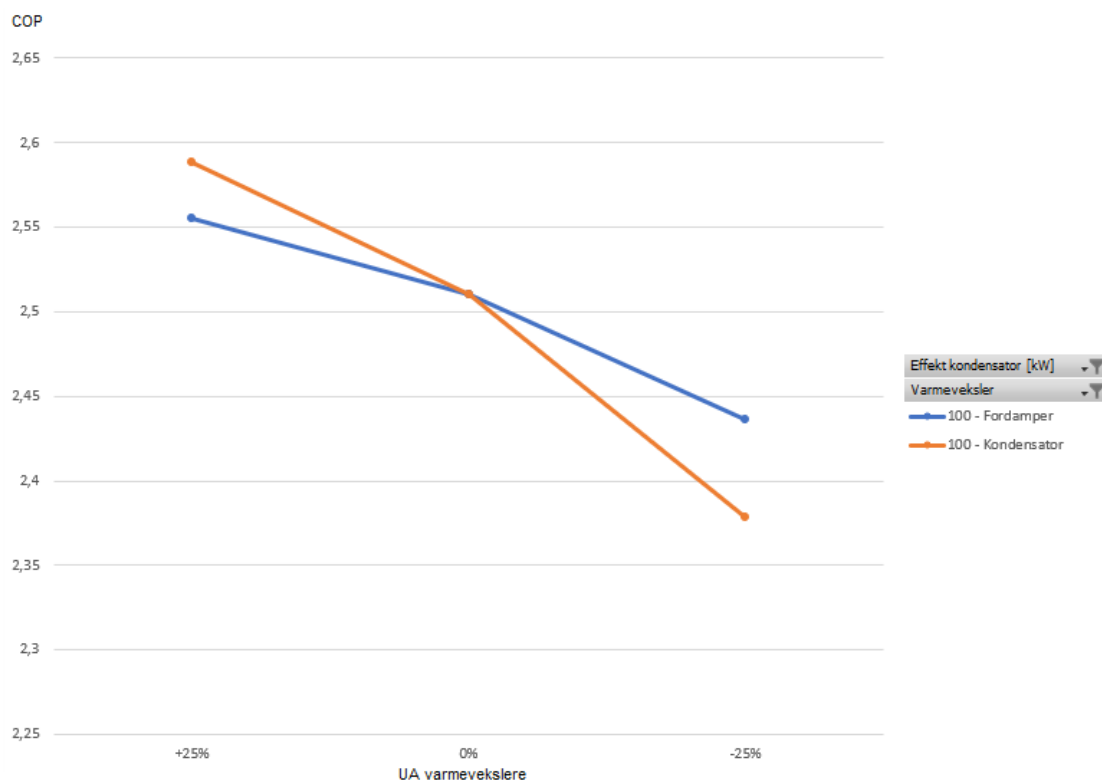
Test	Kondensator	Fordamper
2-3 (varierende UA for kondensator, og fast UA for fordamper)	59,54%	-1,27%
4-5 (varierende UA for fordamper, og fast UA for kondensator)	-2,56%	40,85%

Det bør også nevnes at prosentvis endring i kondensatorens ΔT_{pp} når UA varierer fra pluss 25% til minus 25%, er omtrent like stor for alle driftsforholdene i test 2 og 3. Det samme gjelder for prosentvis endring i fordampere ΔT_{pp} i test 4 og 5.

4.2.2 Ytelsesdata ved ulike UA og kondensatoreffekter

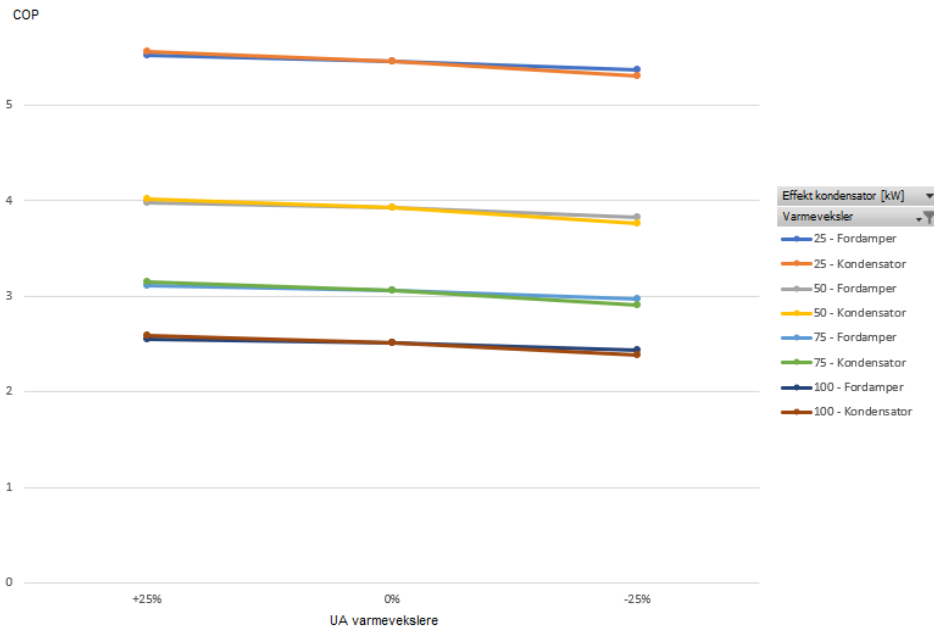
ΔT_{pp} -endringene ved varierende varmeoverføringskapasitet UA påvirker VC-syklusens ytelsesdata fordi trykkløftet over kompressoren øker når ΔT_{pp} øker. Kompressorens isentropiske virkningsgrad faller når trykkforskjellen over kompressoren øker. Dette i kombinasjon med VC-syklusens plassering i Ph-diagrammet avgjør ytelsesdataene.

Figur 16 viser COP som funksjon av varmevekslernes UA ved 100% kondensatoreffekt. Endring i kondensatorens UA har en større påvirkning på COP enn for en tilsvarende prosentvis endring i fordampers UA. Dette kan forklares med resultatene for ΔT_{pp} fra Figur 12 og Figur 14. En høyere ΔT_{pp} medfører ofte en lavere COP på grunn av høyere trykkøkning over kompressoren.



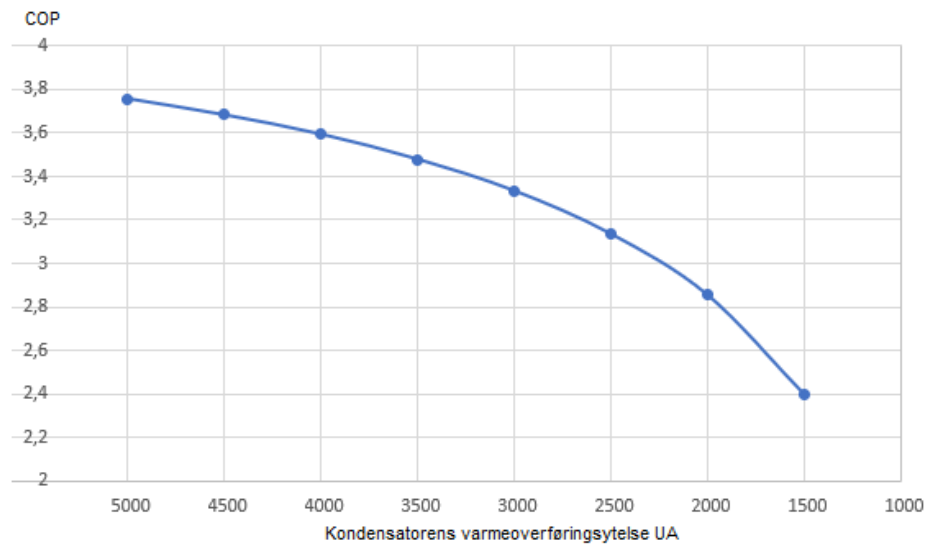
Figur 16: COP som funksjon av varmevekslernes UA med 100% kondensatoreffekt (60/40°C). For blå kurve holdes kondensatorens UA fast, og for oransje kurve holdes UA for fordampers UA konstant.

Den samme tendensen ser man også med kondensatoreffekt på 25%, 50% og 75%. Se Figur 17:



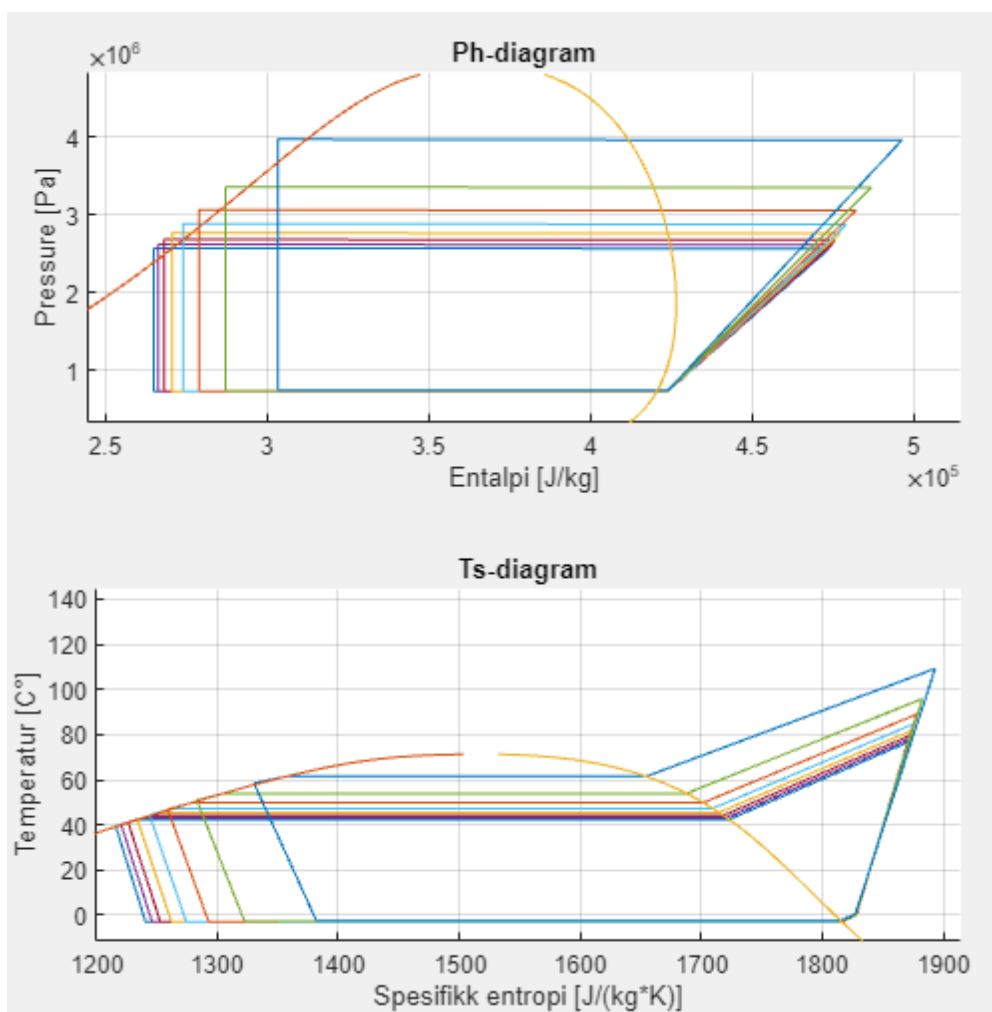
Figur 17: COP som funksjon av varmevekslernes UA med 25% kondensatoreffekt (30/25°C), 50% kondensatoreffekt (40/30°C), 75% kondensatoreffekt (50/35°C) og 100% kondensatoreffekt (60/40°C). For oransje, gul, grønn og brun linje varierer kondensatorens UA, og fordampers UA holdes konstant. For blå, grå, lyseblå og mørkeblå linje varierer fordampers UA, og kondensatorens UA holdes konstant.

Fra resultatene i Figur 17 ser man at COP i liten grad blir påvirket av endringen i varmevekslernes varmeoverføringskapasitet når UA endres med pluss/minus 25%, men at temperaturnivåene i kondensatoren ved 25%, 50%, 75% og 100% kondensatoreffekt påvirker COP-verdien kraftig. Det er viktig å presisere at dette stemmer dersom man tar utgangspunkt i en høy UA, som gjort i dette eksempelet. Det er laget et plott av kondensatorens varmeoverføringskapasitet UA fra 5000W/K til 1500W/K mot COP for 50% kondensatoreffekt for å vise hvordan COP endres når varmeoverføringskapasiteten UA blir kritisk liten. Resultatene er vist i Figur 18, og viser at COP faller kraftig når UA blir kritisk liten. Dette bør tas med i betraktning for resultatene i Figur 16 og Figur 17.



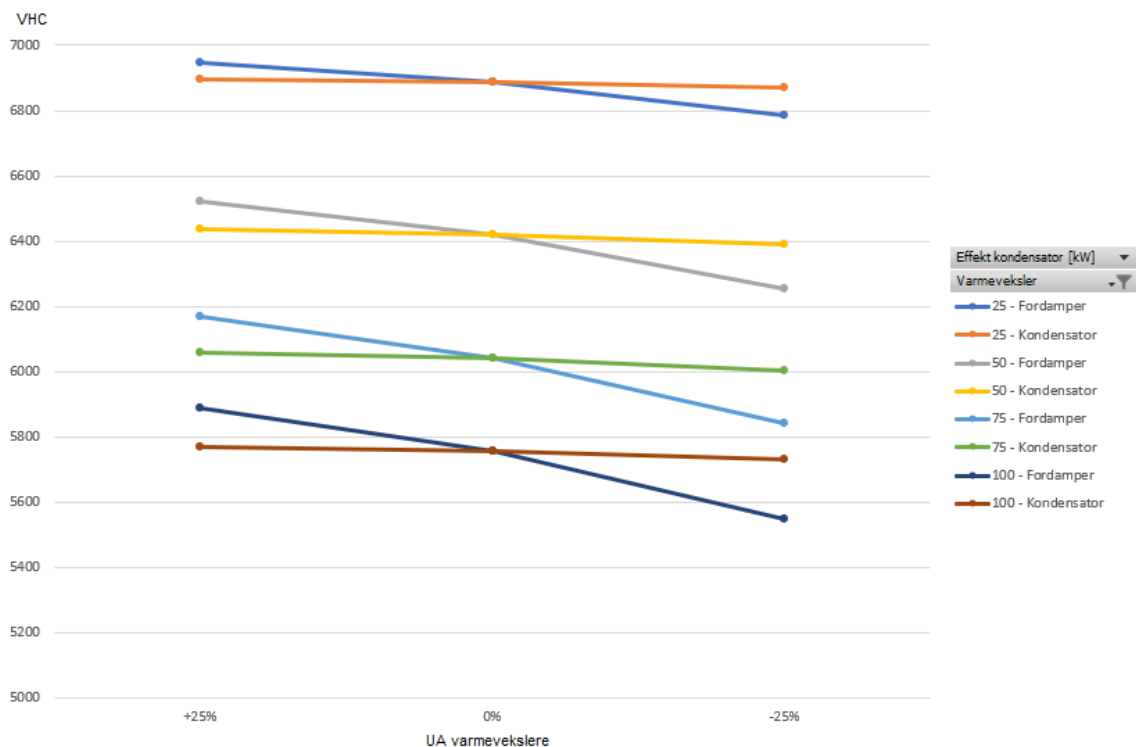
Figur 18: COP som funksjon av kondensatorens varmeoverføringsytelse UA. Fordamperens UA er holdt konstant. 50% kondensatoreffekt (40/30°C).

Figur 19 viser hvordan Ph- og Ts-diagrammet endrer seg ettersom kondensatorens varmeoverføringskapasitet minsker fra 5000 W/K til 1500 W/K. Den store endringen i COP (se Figur 18) skyldes at kondensatorens ΔT_{pp} øker eksponentielt når UA blir kritisk liten.



Figur 19: Ph- og Ts-diagram for tester presentert i Figur 18. Kondensatorens UA varierer. Fordamperens UA er holdt konstant. 50% kondensatoreffekt (40/30°C). Blå linje er ved UA = 1500 W/K. Utklipp er fra VCCModelByLR.

Figur 20 viser VHC som funksjon av varmevekslernes UA med 25%, 50%, 75% og 100% kondensatoreffekt. Resultatet for VHC viser samme tendens som COP, men med utslag på motsatt varmeveksler. COP endret seg mest ved endring i kondensatorens UA, mens VHC endrer seg mest ved endring i fordamperens UA. Dette skyldes at COP blir veldig påvirket av trykkløftet over kompressoren, noe som ikke påvirker VHC i det hele tatt. En reduksjon i fordamperens UA, medfører høyere ΔT_{pp} , noe som gir en lavere faseovergangstemperatur. Dette medfører at arbeidsmediets tetthet minker og volumstrømmen øker.

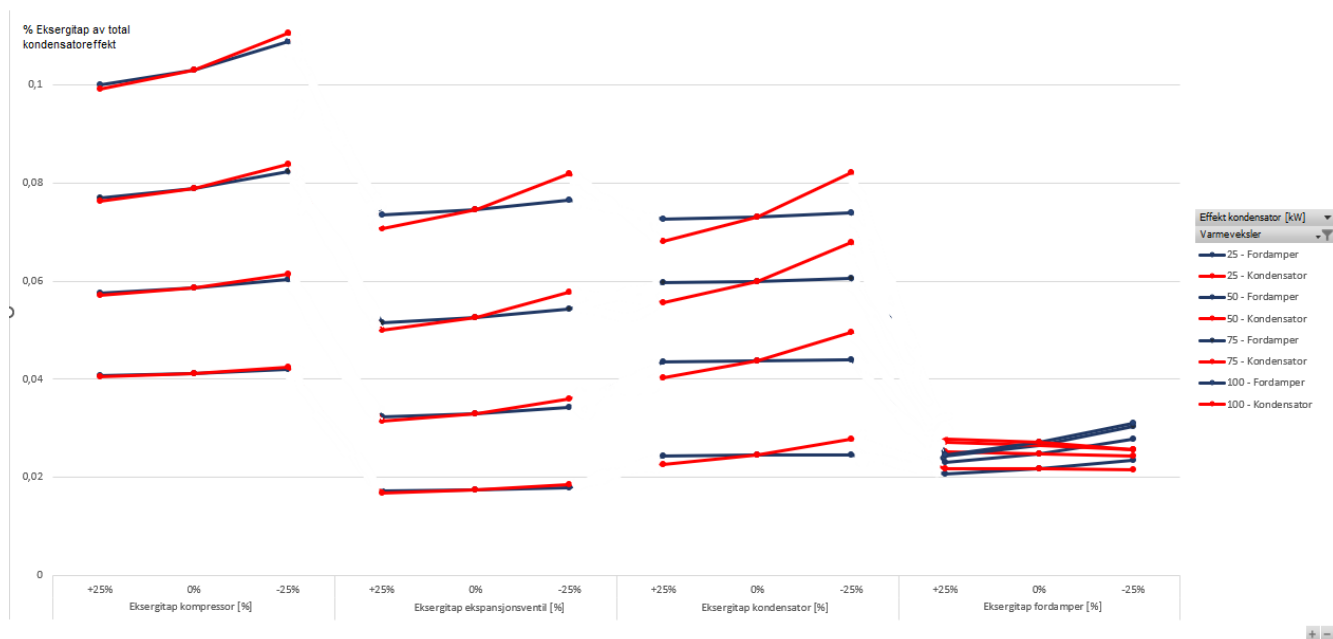


Figur 20: VHC som funksjon av varmevekslernes UA med 25% kondensatoreffekt (30/25°C), 50% kondensatoreffekt (40/30°C), 75% kondensatoreffekt (50/35°C) og 100% kondensatoreffekt (60/40°C). For oransje, gul, grønn og brun linje varierer kondensatorens UA, og fordamperens UA holdes konstant. For blå, grå, lyseblå og mørkeblå linje varierer fordamperens UA, og kondensatorens UA holdes konstant.

Figur 21 viser eksergitap som prosentandel av total kondensatoreffekt for kompressor, ekspansjonsventil, kondensator og fordampner når varmeoverføringsytelse UA varierer fra 15538 W/K til 9322 W/K, altså test 1, 4 og 5, og når kondensatorens varmeoverføringsytelse UA varierer fra 8331 W/K til 5000 W/K, altså test 1, 2 og 3.

I kondensatoren øker eksergitapet betraktelig når UA for kondensatoren minker, mens eksergitapet i fordampneren er tilnærmet uendret. I fordampneren øker eksergitapet når UA for fordampneren minker. Dette er en direkte årsak av at ΔT_{pp} påvirkes av endringen i UA for kondensator og fordampner. Det er lite forskjell i fordampneren ved varierende kondensatoreffekt, noe som skyldes at temperaturene i brønnen holdes konstant, mens kondensatortemperaturen endres ved varierende kondensatoreffekt.

Merk også at endringen i eksergitap for kompressoren er høyere ved høyere kondensatoreffekt. Dette skyldes at isentropisk virkningsgrad er en funksjon av trykkforskjellen over kompressoren, noe som fører til at eksergitapet økes eksponentielt når trykkhøftet øker.

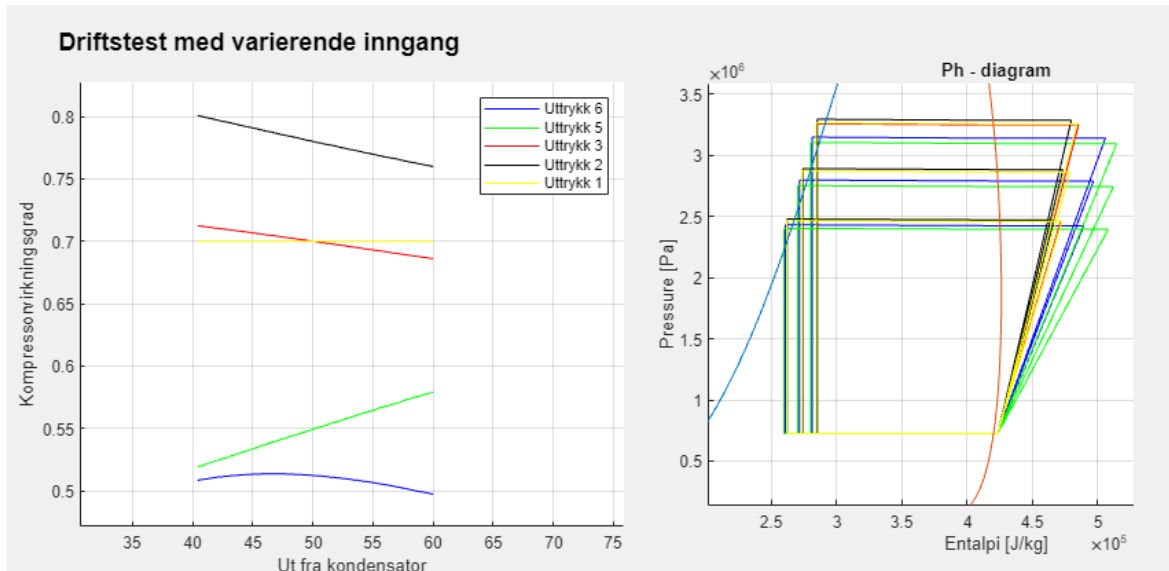


Figur 21: Eksergitap i kompressor, ekspansjonsventil, kondensator og fordampner oppgitt som prosent av kondensatoreffekt. Testene er ved 25% kondensatoreffekt (30/25°C), 50% kondensatoreffekt (40/30°C), 75% kondensatoreffekt (50/35°C) og 100% kondensatoreffekt (60/40°C). For rød linje varierer kondensatorens UA, og fordampnerens UA holdes konstant. For blå linje varierer fordampnerens UA, og kondensatorens UA holdes konstant.

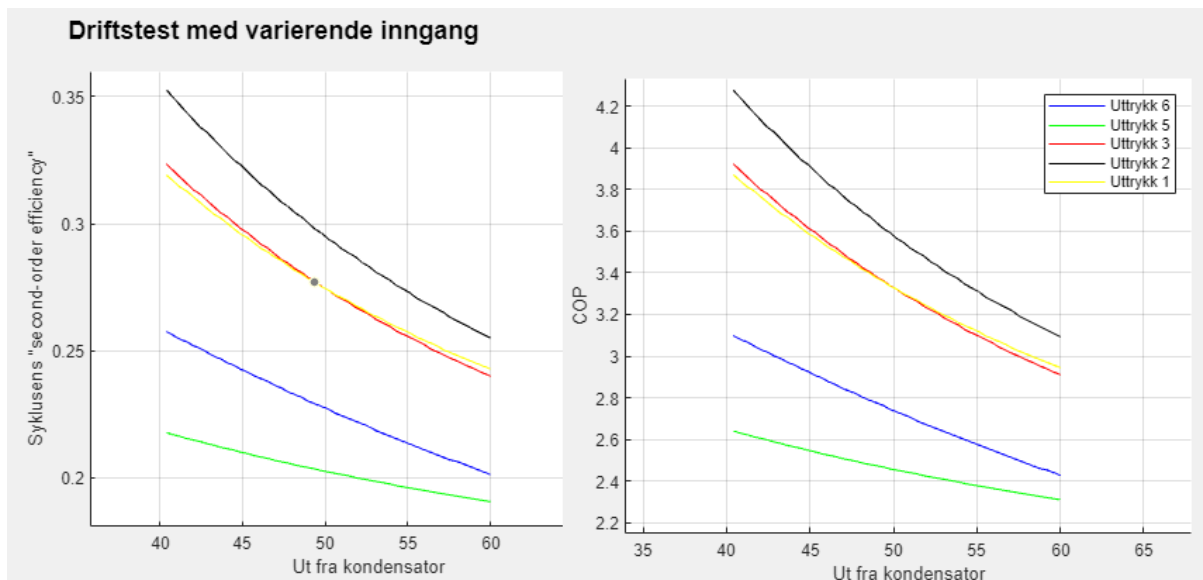
4.3 Tester av kompressorens innvirkning på VC-syklusens ytelsesdata

For å teste kompressorens påvirkning på ytelsesdataene, er det tatt utgangspunkt i test 1 (se Tabell 6) med 50% kondensatoreffekt (40/30°C) fra case-eksempelet i kapittel 4.2. Uttrykkene fra Tabell 2 er plottet som funksjon av at temperaturen på varmebæreren ut fra kondensatoren varierer fra 40°C til 60°C. Funksjonen «Driftstest med varierende inngang» blir benyttet.

Resultatene er visualisert i Figur 22 og Figur 23, og viser at COP varierer fra 2,6 til 4,2 for 40°C faseovergangstemperatur i kondensator, noe som gir en forskjell på 1,6. For 60°C er forskjellen redusert til 0,9. Det viser seg at COP verdiene er mest samlet når trykkforholdet over kompressoren er 8. Ph-diagrammet viser hvordan VC-syklusen endres for hvert uttrykk ettersom temperatur ut fra kondensator øker.



Figur 22: Kompressorvirkningsgrad som funksjon av uttrykk i Tabell 2. Ph-diagram med 3 linjer for VC-syklusene. Testene er ved 50% kondensatoreffekt (40/30°C). Utklipp er fra VCCModelByLR.



Figur 23: Eksbergivningsgrad og COP som funksjon av uttrykk i Tabell 2. Testene er ved 50% kondensatoreffekt (40/30°C). Utklipp er fra VCCModelByLR

I Figur 23 vises også eksbergivningsgraden. Denne har samme trend som resultatene for COP. Eksbergieffektiviteten faller når kondensatortemperaturen øker, noe som skyldes at kompressoren tilfører mer arbeid (effekt) til systemet når trykkhøyet øker. Dette medfører et høyere tap av «nyttig arbeid», og dermed et større eksbergitap.

4.4 Diskusjon og vurdering av resultater

I dette delkapittelet blir noen av funnene fra testene i kapittel 4.2 og 4.3 drøftet. VC-syklusen er en kompleks prosess med mange parametere. Det er lagt vekt på å knytte funnene fra testene til fysikken, noe som er nødvendig for å kunne forstå VC-syklusen og hvordan den påvirkes.

Det ble tatt utgangspunkt i et case-eksempel for å undersøke hvordan ytelsesdataene i en væske-til-vann varmpumpe med arbeidsmedium R410a blir påvirket av fordamper, kondensator og kompressor. Funnene i testene er først og fremst gyldige for dette konkrete eksempelet, men noen av resultatene kan allikevel benyttes til å trekke noen generelle slutninger.

Formel 10 i kapittel 3.2.1 viser at logaritmisk middeltemperatur kan skrives som en funksjon av effekt \dot{Q} og varmeoverføringsytelsen UA på følgende måte:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\dot{Q}}{UA} \quad (10)$$

En halvering av varmeoverføringsytelsen UA, medfører derfor en dobling av logaritmisk middeltemperatur, ved lik effekt. Resultatene fra case-eksempelet viste at en prosentvis ending av kondensatorens varmeoverføringsytelse, medførte en 60% ending av ΔT_{pp} i kondensatoren, mens tilsvarende endring i fordamperens varmeoverføringsytelse medførte 40% endring i ΔT_{pp} for fordamperen. Resultatet stemmer med formel 10 som viser at logaritmisk middeltemperatur alltid vil endres mest for varmeveksleren med lavest varmeoverføringsytelse, gitt at endingen er prosentvis like stor for begge vekslerne. Det bør nevnes at forholdet mellom ΔT_{pp} og ΔT_{lm} ikke er lineær for små temperaturforskjeller. Derfor kan det ikke konkluderes med at ΔT_{pp} alltid vil endres mest for varmeveksleren med lavest UA, selv om dette var tilfellet i case-eksempelet.

VCCModelByLR beregner faseovergangstemperaturen i fordamper og kondensator basert på ΔT_{pp} og temperaturnivåer på varmebæreren i varmeveksler. På denne måten påvirker varmevekslerne VC-syklusens plassering i Ph- og Ts-diagrammet. Det er viktig å presisere at det er kompressoren og ekspansjonsventilen som skaper trykkforskjell mellom kondensatoren og fordamperen. I VCCModelByLR blir det forutsatt at kompressoren øker trykket tilstrekkelig slik at ønsket temperaturnivåer på varmebærere oppnås.

I kapittel 4.3 ble ulike uttrykk for isentropisk virkningsgrad testet. Det viser seg at en lav isentropisk virkningsgrad medfører en høyere entalpiøkning over kompressoren, noe som også påvirker hvor mye arbeid som må gjøres på arbeidsmediet for å oppnå ønsket kondensatoreffekt. Termodynamikkens første lov (formel 1) sier at en økning i \dot{W} , må gi en reduksjon i fordamperens effekt dersom kondensatorens effekt holdes konstant. Dette medfører at COP (formel 6) øker lineært når \dot{W} øker lineært. En studie konkluderte med at lavere temperaturforskjell over kompressoren medfører lavere kompressorarbeid, og derfor høyere COP [20]. Dette stemmer med testresultatene i denne studien.

Resultatene i Figur 23 viser at endring i isentropisk virkningsgrad gir betydelig utslag på COP-verdien. COP var 4,2 ved isentropisk virkningsgrad lik 0,8, og 2,6 når isentropisk virkningsgrad var 0,52 ved 50% kondensatoreffekt (40/30°C). I tillegg viser testresultatene at forskjellen mellom ulike kompressoruttrykk øker når trykkforholdet over kompressoren endres fra 8.

5 Konklusjon

VCCModelByLR er en modell utviklet i Matlab, og kan brukes til å undersøke en standard VC-syklus bestående av fordampere, kompressor, kondensator og ekspansjonsventil. Modellen er benyttet til å analysere hvordan kompressorens isentropiske virkningsgrad og varmevekslernes varmeoverføringsytelse påvirker VC-syklusens ytelsesdata. Noen av funnene er listet opp her:

- En reduksjon i fordampere eller kondensatorens varmeoverføringsytelse UA medfører at ΔT_{pp} øker. ΔT_{pp} er et mål på minste temperaturdifferanse mellom faseovergangstemperaturen og varmebærerens temperatur gjennom varmeveksleren.
- En økning i ΔT_{pp} medfører at trykkhøftet over kompressoren øker, noe som igjen påvirker VC-syklusens COP og eksergieffektivitet.
- Empiriske studier viser at isentropisk virkningsgrad er en funksjon av trykkforholdet over kompressoren, noe som betyr at VC-syklusen ikke bør beregnes med fast verdi for isentropisk virkningsgrad dersom trykkforholdet over kompressoren varierer.
- Isentropisk virkningsgrad bør kartlegges nøye for å unngå avvik i resultatene.

6 Forslag til videre arbeid

Det finnes mange muligheter til å videreutvikle modellen, og det er derfor lagt vekt på at navngivning av variabler og funksjoner skal være lett forståelig. Koden følger derfor «Standard Coding Guidelines». [15]

Følgende liste viser forslag til videre arbeid:

- Inkludere uttrykk for energitap i ekspansjonsventilen.
- Inkludere ulike alternativer til ekspansjonsventilen. For eksempel ejektor eller turbin.
- Inkludere trykktap i rør og komponenter.
- Lage en funksjon som beregner temperaturer gjennom fordamperen og kondensatoren numerisk. Dette kan løses ved å benytte Eulers metode for å beregne temperaturen i en konkret posisjon basert på temperaturdifferansen og varmeoverføringskoeffisienten i forrige posisjon.
- Lage database med varmeoverføringskoeffisienter basert på data om varmevekslere
- Utføre tester for ulike medier
- Utføre tester på luft-til-luft-, eller luft-til-vann varmepumpe
- Teste modellens brukervennlighet.

7 Referanser

- [1] «OpenAI, Chat GPT». 2023.
- [2] «HEAT PUMPS—WHO USES THEM AND WHY?», *HPT - Heat Pumping Technologies*. <https://heatpumpingtechnologies.org/publications/heat-pumps-who-uses-them-and-why/> (åpnet 5. mars 2023).
- [3] C. Vering *mfl.*, «Open-Source vapor compression library (VCLib): Heat pump modeling for education and research», *Computer Applications in Engineering Education*, bd. 30, nr. 5, s. 1498–1509, 2022, doi: 10.1002/cae.22540.
- [4] «Vapor compression cycle component models», 22. april 2023. <https://se.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/32873-vapor-compression-cycle-component-models> (åpnet 22. april 2023).
- [5] «Cooling Load Calculations, Vapor Compression Refrigeration System and Solar Absorption Refrigeration», 22. april 2023. <https://se.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/46898-cooling-load-calculations-vapor-compression-refrigeration-system-and-solar-absorption-refrigeration> (åpnet 22. april 2023).
- [6] Y. A. Cengel, M. A. Boles, og M. Kanoglu, *THERMODYNAMICS: AN ENGINEERING APPROACH*, Ninth edition. 2020.
- [7] U. Camdali, M. Bulut, og N. Sozbir, «Numerical modeling of a ground source heat pump: The Bolu case», *Renewable Energy*, bd. 83, s. 352–361, nov. 2015, doi: 10.1016/j.renene.2015.04.030.
- [8] B. P. Rasmussen *mfl.*, «Control-Oriented Modeling of Transcritical Vapor Compression Systems», *Air Conditioning and Refrigeration Center TR-204*, okt. 2002, Åpnet: 11. mars 2023. [Online]. Tilgjengelig på: <https://hdl.handle.net/2142/12122>
- [9] A. Ouadha, M. En nacer, og O. Imine, «Thermodynamic modelling of a water-to-water heat pump using propane as refrigerant», *International Journal of Exergy - INT J EXERGY*, bd. 5, jun. 2008, doi: 10.1504/IJEX.2008.019115.
- [10] J. E. Catano, «Dynamic modeling and advanced control of vapor compression cycles for electronics cooling», Ph.D., Rensselaer Polytechnic Institute, United States -- New York. Åpnet: 24. april 2023. [Online]. Tilgjengelig på: <https://www.proquest.com/docview/1022175648/abstract/39F2208D3A3F4A6APQ/1>
- [11] D. Leducq, J. Guilpart, og G. Trystram, «LOW ORDER DYNAMIC MODEL of A VAPOR COMPRESSION CYCLE FOR PROCESS CONTROL DESIGN», *Journal of Food Process Engineering*, bd. 26, nr. 1, s. 67–91, 2003, doi: 10.1111/j.1745-4530.2003.tb00590.x.
- [12] B. Solati, R. Zmeureanu, og F. Haghghat, «Correlation based models for the simulation of energy performance of screw chillers», *Energy Conversion and Management*, bd. 44, nr. 12, s. 1903–1920, jul. 2003, doi: 10.1016/S0196-8904(02)00233-9.
- [13] F. W. Yu og K. T. Chan, «Advanced control of heat rejection airflow for improving the coefficient of performance of air-cooled chillers», *Applied Thermal Engineering*, bd. 26, nr. 1, s. 97–110, jan. 2006, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2005.04.014.
- [14] H. Yan *mfl.*, «Performance prediction of HFC, HC, HFO and HCFO working fluids for high temperature water source heat pumps», *Applied Thermal Engineering*, bd. 185, s. 116324, feb. 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116324.
- [15] J. R. Carroll, «Standard Coding Guidelines».
- [16] «High-Level Interface — CoolProp 6.4.3 documentation». <http://www.coolprop.org/coolprop/HighLevelAPI.html#propssi-function> (åpnet 9. mai 2023).
- [17] Y. A. Cengel og A. J. Ghajar, *HEAT AND MASS TRANSFER: FUNDAMENTALS & APPLICATIONS*, Fifth edition. 2015.
- [18] J. Catano, T. Zhang, J. T. Wen, M. K. Jensen, og Y. Peles, «Vapor compression refrigeration cycle for electronics cooling – Part I: Dynamic modeling and experimental validation», *International Journal of Heat and Mass Transfer*, bd. 66, s. 911–921, nov. 2013, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.06.075.
- [19] K. JENSEN J., T. OMMEN, L. REINHOLDT, og Et Al., «Heat pump COP, part 2: generalized COP estimation of heat pump processes.» International Institute of Refrigeration (IIR), 2018. doi: 10.18462/IIR.GL.2018.1386.

- [20] M. A. Alzoubi og T. Zhang, «Characterization of Energy Efficient Vapor Compression Cycle Prototype with a Linear Compressor», *Energy Procedia*, bd. 75, s. 3253–3258, aug. 2015, doi: 10.1016/j.egypro.2015.07.695.
- [21] «MATLAB App Designer». <https://se.mathworks.com/products/matlab/app-designer.html> (åpnet 9. mai 2023).
- [22] «CoolProp.Plots.SimpleCyclesCompression module — CoolProp 6.5.0dev documentation». <http://www.coolprop.org/dev/apidoc/CoolProp.Plots.SimpleCyclesCompression.html> (åpnet 6. mai 2023).

VEDLEGG

Vedlegg A: Kode for VaporCompressionCycle

```
function result = VaporCompressionCycle(m_tempCondenser, m_tempEvaporator, m_fluid,
m_tempriseOfSuperheatedVapor, m_tempdropOfSubcooledLiquid, m_compressorEfficiencyConstants,
m_expressionForEfficiency)
import py.CoolProp.CoolProp.*

if m_tempCondenser < m_tempEvaporator
    error('Tc må være større enn Tev')
end

% Punkt 1 etter fordamper
T1 = m_tempEvaporator;
P1 = PropsSI('P', 'T', m_tempEvaporator, 'Q', 1, m_fluid);
h1 = PropsSI('H', 'T', m_tempEvaporator, 'Q', 1, m_fluid);
s1 = PropsSI('S', 'T', m_tempEvaporator, 'Q', 1, m_fluid);

% Punkt 1_SH etter overheting
T1_SH = m_tempEvaporator+m_tempriseOfSuperheatedVapor;
P1_SH = P1;

if m_tempriseOfSuperheatedVapor > 0
    h1_SH = PropsSI('H', 'T', T1_SH, 'P', P1_SH, m_fluid);
    s1_SH = PropsSI('S', 'T', T1_SH, 'P', P1_SH, m_fluid);
else
    h1_SH = h1;
    s1_SH = s1;
end

% Punkt 2_SH etter kompressor
P2_SH = PropsSI('P', 'T', m_tempCondenser, 'Q', 1, m_fluid);
h2_is = PropsSI('H', 'P', P2_SH, 'S', s1_SH, m_fluid);

% Punkt 2 ved mettet væske
T2 = m_tempCondenser;
s2 = PropsSI('S', 'T', m_tempCondenser, 'Q', 1, m_fluid);
P2 = PropsSI('P', 'T', m_tempCondenser, 'Q', 1, m_fluid);
h2 = PropsSI('H', 'T', m_tempCondenser, 'Q', 1, m_fluid);
psat = PropsSI('D', 'T', T2, 'Q', 1, m_fluid);
p1_SH = PropsSI('D', 'T', T1_SH, 'Q', 1, m_fluid);

%Kompressorens virkningsgrad er:
switch m_expressionForEfficiency
    case '1'
        m_CompressorEfficiency = m_compressorEfficiencyConstants(1);
    case '2'
        m_CompressorEfficiency = m_compressorEfficiencyConstants(1) +
m_compressorEfficiencyConstants(2)*(P2/P1);
    case '3'
        m_CompressorEfficiency = (m_compressorEfficiencyConstants(1) +
m_compressorEfficiencyConstants(2)*(P2/P1) + m_compressorEfficiencyConstants(3)*(P2/P1)^2)/0.9;
    case '4'
        m_CompressorEfficiency =
m_compressorEfficiencyConstants(1)*(1/m_compressorEfficiencyConstants(9)) +
m_compressorEfficiencyConstants(2)*(P2/P1)+m_compressorEfficiencyConstants(3)*(1/P2)+m_compressor
EfficiencyConstants(4)*(1/m_compressorEfficiencyConstants(11))+m_compressorEfficiencyConstants(5)
*(p1_SH-psat);
    case '5'
        m_CompressorEfficiency = (m_compressorEfficiencyConstants(1))+
(m_compressorEfficiencyConstants(2)* m_compressorEfficiencyConstants(9)*60) +
(m_compressorEfficiencyConstants(3)*((m_compressorEfficiencyConstants(9)*60)^2)) +
(m_compressorEfficiencyConstants(4)*(P2/P1)) + (m_compressorEfficiencyConstants(5)*(P2/P1)^2);
    case '6'
```

```

        m_CompressorEfficiency = 0.01*((m_compressorEfficiencyConstants(1)*(m_tempCondenser-
273.15)^2)+(m_compressorEfficiencyConstants(2)*(m_tempCondenser-
273.15)))+(m_compressorEfficiencyConstants(3)*(m_tempEvaporator-
273.15)^2)+(m_compressorEfficiencyConstants(4)*(m_tempEvaporator-
273.15)))+(m_compressorEfficiencyConstants(5)*(m_tempEvaporator-273.15)*(m_tempCondenser-
273.15)^2)+(m_compressorEfficiencyConstants(6)*(m_tempEvaporator-273.15)*(m_tempCondenser-
273.15)))+(m_compressorEfficiencyConstants(7)*m_compressorEfficiencyConstants(10)) +
(m_compressorEfficiencyConstants(8)));

        otherwise
            warning('Invalid selection');
end

% Formelen til kompressorens effektivitet => kompress_effektivitet = (h2_is - h1) / (h2 - h1)
h2_SH = ((h2_is - h1_SH)./(m_CompressorEfficiency))+h1_SH;
s2_SH = PropsSI('S', 'P', P2_SH, 'H', h2_SH, m_fluid);
T2_SH = PropsSI('T', 'P', P2_SH, 'H', h2_SH, m_fluid);

% Punkt 3 kondensator
T3 = m_tempCondenser;
P3 = PropsSI('P', 'T', m_tempCondenser, 'Q', 0, m_fluid);
h3 = PropsSI('H', 'T', m_tempCondenser, 'Q', 0, m_fluid);
s3 = PropsSI('S', 'T', m_tempCondenser, 'Q', 0, m_fluid);

% Punkt 3_SC etter underkjøling
T3_SC = m_tempCondenser-m_tempdropOfSubcooledLiquid;
P3_SC = P3;

if m_tempdropOfSubcooledLiquid > 0
    h3_SC = PropsSI('H', 'T', T3_SC, 'P', P3_SC, m_fluid);
    s3_SC = PropsSI('S', 'T', T3_SC, 'P', P3_SC, m_fluid);
else
    h3_SC = h3;
    s3_SC = s3;
end

% Etter ekspansjonsventil
h4_SC = h3_SC;
P4_SC = P1;
T4_SC = PropsSI('T', 'P', P4_SC, 'H', h4_SC, m_fluid);
s4_SC = PropsSI('S', 'P', P4_SC, 'H', h4_SC, m_fluid);

% Mettet væske ved fordampner
T4_sl = m_tempEvaporator;
P4_sl = PropsSI('P', 'T', m_tempEvaporator, 'Q', 0, m_fluid);
h4_sl = PropsSI('H', 'T', m_tempEvaporator, 'Q', 0, m_fluid);
s4_sl = PropsSI('S', 'T', m_tempEvaporator, 'Q', 0, m_fluid);

result.P = [P1 P1_SH P2_SH P2 P3 P3_SC P4_SC P1 P4_sl];
result.h = [h1 h1_SH h2_SH h2 h3 h3_SC h4_SC h1 h4_sl];
result.s = [s1 s1_SH s2_SH s2 s3 s3_SC s4_SC s1 s4_sl];
result.Temp = [T1 T1_SH T2_SH T2 T3 T3_SC T4_SC T1 T4_sl];
result.compressorInletDensity = p1_SH;
result.compressorEfficiency = m_CompressorEfficiency;
end

```

Vedlegg B: Kode for PerformanceData

```
function result = PerformanceData(m_heatFlowRateCondenser,m_TempInVcc,
m_enthalpyInVcc,m_EntropyInVcc,m_referenceTempForExergyCalc,m_tempFromWarmReservoir,m_tempFromColdReservoir,
m_tempToWarmReservoir, m_tempToColdReservoir, m_MechanicalAndElectricalEfficiency,
m_compressorInletDensity )

%P1_SH = P(2); P2_SH = P(3); P3_SC = P(6); P4_SC = P(7);
h1 = m_enthalpyInVcc(1); h1_SH = m_enthalpyInVcc(2); h2_SH = m_enthalpyInVcc(3); h2 =
m_enthalpyInVcc(4); h3 = m_enthalpyInVcc(5); h3_SC = m_enthalpyInVcc(6); h4_SC =
m_enthalpyInVcc(7);

m_massFlowRate = m_heatFlowRateCondenser / (h2_SH - h3_SC);
HeatRemovalRateEvaporator = m_massFlowRate * (h1_SH - h4_SC);
m_workByCompressor = m_massFlowRate * (h2_SH - h1_SH) / m_MechanicalAndElectricalEfficiency;

% COP = Qc_required ./ Wcomp;
m_COP = (h2_SH-h3_SC)./m_workByCompressor*m_massFlowRate;
m_COPcarnot = m_tempFromWarmReservoir/(m_tempFromWarmReservoir-m_tempFromColdReservoir) ;

%Exergi ødeleggelse kompressor:
m_exergyDestructionInCompressor = (m_EntropyInVcc(3)-
m_EntropyInVcc(2))*m_massFlowRate*(m_referenceTempForExergyCalc);
%Exergi ødeleggelse kondensator:
m_exergyDestructionInCondenser = ((m_EntropyInVcc(6)-
m_EntropyInVcc(3))*m_massFlowRate+(m_heatFlowRateCondenser/m_tempFromWarmReservoir))*(m_reference
TempForExergyCalc);
%Exergi ødeleggelse ekspansjonsventil:
m_exergyDestructionInExpansionValve = (m_EntropyInVcc(7)-
m_EntropyInVcc(6))*m_massFlowRate*(m_referenceTempForExergyCalc);
%Exergi ødeleggelse fordampner:
m_exergyDestructionInEvaporator = ((m_EntropyInVcc(2)-m_EntropyInVcc(7))*m_massFlowRate-
(HeatRemovalRateEvaporator/m_tempFromColdReservoir))*(m_referenceTempForExergyCalc);

%Kondensator og fordampner UA
m_tempColdReservoir1 = m_tempFromColdReservoir + (m_tempToColdReservoir -
m_tempFromColdReservoir)*(((h1 - h4_SC) / (h1_SH - h4_SC)));
m_tempWarmReservoir2 = m_tempFromWarmReservoir + ((m_tempToWarmReservoir -
m_tempFromWarmReservoir)*((h2 - h3_SC) / (h2_SH - h3_SC)));
m_tempWarmReservoir3 = m_tempFromWarmReservoir + ((m_tempToWarmReservoir -
m_tempFromWarmReservoir)*((h3 - h3_SC) / (h2_SH - h3_SC)));

m_UACondenser1 = ((h2 - h3)*m_massFlowRate)/(((m_TempInVcc(4)-m_tempWarmReservoir2)-
(m_TempInVcc(5)-m_tempWarmReservoir3))/log(((m_TempInVcc(4)-
m_tempWarmReservoir2)/(m_TempInVcc(5)-m_tempWarmReservoir3)))) ;
m_UACondenser2 = ((h2_SH - h2)*m_massFlowRate)/(((m_TempInVcc(3)-m_tempToWarmReservoir)-
(m_TempInVcc(4)-m_tempWarmReservoir2))/log(((m_TempInVcc(3)-
m_tempToWarmReservoir)/(m_TempInVcc(4)-m_tempWarmReservoir2)))) ;
m_UACondenser3 = ((h3 - h3_SC)*m_massFlowRate)/ (((m_TempInVcc(5)-m_tempWarmReservoir3)-
(m_TempInVcc(6)-m_tempFromWarmReservoir))/log(((m_TempInVcc(5)-
m_tempWarmReservoir3)/(m_TempInVcc(6)-m_tempFromWarmReservoir)))) ;
m_UACondenser = m_UACondenser1 + m_UACondenser2 + m_UACondenser3;

m_UAEvaporator1 = ((h1 - h4_SC)*m_massFlowRate)/ (((m_tempColdReservoir1-m_TempInVcc(1))-
(m_tempToColdReservoir-m_TempInVcc(7)))/log(((m_tempColdReservoir1-
m_TempInVcc(1))/(m_tempToColdReservoir-m_TempInVcc(7)))));
m_UAEvaporator2 = ((h1_SH - h1)*m_massFlowRate)/ (((m_tempFromColdReservoir-m_TempInVcc(2))-
(m_tempColdReservoir1-m_TempInVcc(1)))/log(((m_tempFromColdReservoir-
m_TempInVcc(2))/(m_tempColdReservoir1-m_TempInVcc(1)))));
m_UAEvaporator = m_UAEvaporator1 + m_UAEvaporator2;

m_secondOrderEfficiency = m_COP / m_COPcarnot;

%VHC
VHC = (h2_SH - h3_SC) * m_compressorInletDensity/1000;

result.massFlowRateInVcc = m_massFlowRate;
result.COP = m_COP;
result.COPCarnot = m_COPcarnot;
```

```
result.secondOrderEfficiency = m_secondOrderEfficiency;
result.workByCompressor = m_workByCompressor;
result.exergyDestructionInCompressor = m_exergyDestructionInCompressor;
result.exergyDestructionInCondenser = m_exergyDestructionInCondenser;
result.exergyDestructionInExpantionValve = m_exergyDestructionInExpantionValve;
result.exergyDestructionInEvaporator = m_exergyDestructionInEvaporator;
result.UACondenser = m_UACondenser;
result.UAEvaporator = m_UAEvaporator;
result.VHC = VHC;
```

Vedlegg C: Kode for SaturationCurves

```
function result = SaturationCurves(m_fluid)
import py.CoolProp.CoolProp.*

myfluid = m_fluid;
Pcrit = PropsSI(myfluid, 'Pcrit');
Tcrit = PropsSI(myfluid, 'Tcrit');

% input range of P values in plot
myPvalues = 0.1e6:10000:(Pcrit-10000); % Pascals

h_q0 = zeros(1, length(myPvalues));
h_q1 = zeros(1, length(myPvalues));

for i = 1:length(myPvalues)
    % get corresponding h values for the P values for Q=0
    h_q0(i) = PropsSI('H', 'P', myPvalues(i), 'Q', 0, myfluid);
    % get corresponding h values for the P values for Q=1
    h_q1(i) = PropsSI('H', 'P', myPvalues(i), 'Q', 1, myfluid);
end

myTvalues = 200:0.1:Tcrit; % K

s_q0 = zeros(1, length(myTvalues));
s_q1 = zeros(1, length(myTvalues));

for i = 1:length(myTvalues)
    % get corresponding h values for the P values for Q=0
    s_q0(i) = PropsSI('S', 'T', myTvalues(i), 'Q', 0, myfluid);
    % get corresponding h values for the P values for Q=1
    s_q1(i) = PropsSI('S', 'T', myTvalues(i), 'Q', 1, myfluid);
end

result.s_q0 = s_q0;
result.s_q1 = s_q1;
result.h_q1 = h_q1;
result.h_q0 = h_q0;
result.myTvalues = myTvalues;
result.myPvalues = myPvalues;
```


Vedlegg D: Kode for UserInterface

methods (Access = private)

```
% Button pushed function: DriftstestmedfastinngangoglstTppButton
function DriftstestmedfastinngangoglstTppButtonPushed(app, event)

    %Samler verdier fra tekstbokser

    app.TempInColdReservoir = app.InntilfordamperEditField.Value;
    app.TempToColdReservoir = app.UtfracfordamperEditField.Value;
    app.TempInWarmReservoir = app.InntilkondensatorEditField.Value;
    app.TempToWarmReservoir = app.UtfrakondensatorEditField.Value;
    app.DeltaTppCondenser = app.TppKondensatorEditField.Value;
    app.DeltaTppEvaporator = app.TppFordamperEditField.Value;
    app.TempEvaporator = app.TempToColdReservoir - app.DeltaTppEvaporator+273.15;
    app.FluidInVcc = app.ArbeidsmediumEditField.Value;
    app.TempriseOfSuperheatedVapor = app.OverhetingEditField.Value;
    app.TempdropOfSubCooledLiquid = app.UnderkjltEditField.Value;

    kompressor_uttrykk = app.IsentropiskEffektivitetUttrykkDropDown.Value;

    switch kompressor_uttrykk
        case 'Fast verdi'
            app.ExpressionForEfficiency = "1";
        case 'A+B(Put/Pinn)'
            app.ExpressionForEfficiency = "2";
        case '(A+B(Put/Pinn)+C(Put/Pinn)^2)/0,9'
            app.ExpressionForEfficiency = "3";
        case 'A(1/ω)+B(Put/Pinn)+C(1/Pinn)+D(1/m)+E(pinn-ρsat)'
            app.ExpressionForEfficiency = "4";
        case 'A+B(ω)+C(ω^2)+D(Put/Pinn)+E(Put/Pinn)^2'
            app.ExpressionForEfficiency = "5";
```

```

case 'A(Tut^2)+B(Tut)+C(Tinn^2)+D(Tinn)+E(Tut^2*Tinn)+F(Tut*Tinn)+G(Qn)+H'
    app.ExpressionForEfficiency = "6";
otherwise
    warning('Invalid selection');
end

```

%Samler sammen konstantene for isentropisk virkningsgrad for kompressoren

```

app.CompressorEfficiencyConstants = zeros(1, 10);
app.CompressorEfficiencyConstants(1) = app.A_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(2) = app.B_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(3) = app.C_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(4) = app.D_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(5) = app.E_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(6) = app.F_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(7) = app.G_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(8) = app.H_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(9) = app.Frekvens_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(10) = app.Qn_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(11) = app.m_vir_kom.Value;

```

%Velger temp for kondensator og fordampner og kjører VaporCompressionCycle

```

app.TempCondenser = app.TempToWarmReservoir + app.DeltaTppCondenser+273.15;
m_resultFromVaporCompressionCycle = VaporCompressionCycle(app.TempCondenser,
app.TempEvaporator, app.FluidInVcc, app.TempriseOfSuperheatedVapor,
app.TempdropOfSubCooledLiquid,
app.CompressorEfficiencyConstants,app.ExpressionForEfficiency);

```

%Beregner entalpi-differanse som benyttes å finne riktig fordampner temp

```

h2_SH_h2 = (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3) -
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(4)) / (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3) -
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(6));

```

```

%Løkke som finner riktig fordamer temperatur ved å kjøre VaporCompressionCycle

while app.TempCondenser > ((app.TempToWarmReservoir - app.TempInWarmReservoir) * (1-
h2_SH_h2)) + app.TempInWarmReservoir + app.DeltaTppCondenser + 273.15

    app.TempCondenser = app.TempCondenser - 0.1;

    h2_SH_h2 = (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3) -
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(4)) / (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3) -
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(6));

    m_resultFromVaporCompressionCycle = VaporCompressionCycle(app.TempCondenser,
app.TempEvaporator, app.FluidInVcc, app.TempriseOfSuperheatedVapor,
app.TempdropOfSubCooledLiquid, app.CompressorEfficiencyConstants,
    app.ExpressionForEfficiency);

end

app.TemperaturIFordamerEditField.Value = app.TempEvaporator - 273.15;

app.TemperaturIKondensatorEditField.Value = app.TempCondenser - 273.15;

%Beregner entalpi-differanser som benyttes til plott av fordamer og kondensator

h3_h2_SC = (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(5) -
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(6)) / (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3) -
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(6));

h1_SH_h1 = (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(2) -
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(1)) / (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(2) -
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(7));

%Samler resultater fra VaporCompressionCycle

app.PressureInVcc = m_resultFromVaporCompressionCycle.P;

app.EnthalpyInVcc = m_resultFromVaporCompressionCycle.h;

app.EntropyInVcc = m_resultFromVaporCompressionCycle.s;

app.TempInVcc = m_resultFromVaporCompressionCycle.Temp;

app.EfficiencyOfCompressor = m_resultFromVaporCompressionCycle.compressorEfficiency;

app.CompressorInletDensity = m_resultFromVaporCompressionCycle.compressorInletDensity;

app.TrykkforholdoverkompressorEditField.Value =
m_resultFromVaporCompressionCycle.P(4)/m_resultFromVaporCompressionCycle.P(1);

```

```

%Tester om kompressorens virkningsgrad er mellom 0 og 1

if app.EfficiencyOfCompressor <= 0 || app.EfficiencyOfCompressor > 1

    msg = sprintf('Virkningsgraden til kompressoren er %.2f. Denne må være mellom 0 og 1.',
app.EfficiencyOfCompressor);

    warndlg(msg, 'OBS');

end

app.KompressorvirkningsgradEditField.Value = app.EfficiencyOfCompressor;

%Tester at temperatur til arbeidsmedie ikke krysser  $\Delta T_{pp}$ 

if app.TempEvaporator + app.TempriseOfSuperheatedVapor - 273.15 >
app.TempInColdReservoir - app.DeltaTppEvaporator

    msg = sprintf('Temperatur i kaldt reservoar inn til fordamper minus  $\Delta T_{pp}$ , må være varmere
enn temperatur på arbeidsmedie inn til kompressor');

    warndlg(msg, 'OBS');

end

if app.TempCondenser - app.TempdropOfSubCooledLiquid - 273.15 <
app.TempInWarmReservoir + app.DeltaTppCondenser

    msg = sprintf('Temperatur i varmt reservoar inn til kondensator pluss  $\Delta T_{pp}$ , må være kaldere
enn temperatur på arbeidsmedie inn til ekspansjonsventil');

    warndlg(msg, 'OBS');

end

%Plot av fordamper

plot(app.Fordamper,linspace (app.TempToColdReservoir,app.TempInColdReservoir,100))

hold(app.Fordamper)

plot(app.Fordamper,linspace (app.TempToColdReservoir-
app.TppFordamperEditField.Value,app.TempInColdReservoir-
app.TppFordamperEditField.Value,100))

```

```

plot(app.Fordamper,[linspace(app.TempEvaporator-273.15,app.TempEvaporator-
273.15,round(100*(1-h1_SH_h1))),linspace(app.TempEvaporator-273.15
,app.TempEvaporator+app.OverhetingEditField.Value-273.15,round(100*h1_SH_h1))]

legend(app.Fordamper, {'Varmt reservoar', 'ΔTpp', 'Arbeidsmedium'}, 'Location', 'northwest');

xlim(app.Fordamper,[-25,120])

ylim(app.Fordamper,[app.TempToColdReservoir - app.TppFordamperEditField.Value-
5,app.TempInColdReservoir+20])

xticks(app.Fordamper, []);

xticklabels(app.Fordamper, []);

x = [1,1,100,100];

y = [app.TempToColdReservoir,app.TempEvaporator-
273.15,app.TempInColdReservoir,app.TempEvaporator+app.OverhetingEditField.Value-273.15];

scatter(app.Fordamper, x, y, 'filled', 'DisplayName','Inngang og utgang fra veksler');

text(app.Fordamper, x, y+1, {'Utgang','Fra ekspansjonsventil', 'Inngang','Til kompressor'},
'HorizontalAlignment', 'center', 'VerticalAlignment', 'bottom');

%Plot av kondensator

plot(app.Kondensator,linspace (app.TempInWarmReservoir,app.TempToWarmReservoir,100))

hold(app.Kondensator)

plot(app.Kondensator,linspace
(app.TempInWarmReservoir+app.TppKondensatorEditField.Value,app.TempToWarmReservoir+app.T
ppKondensatorEditField.Value,100))

plot(app.Kondensator,[linspace(app.TempCondenser-app.TempdropOfSubCooledLiquid-273.15,
app.TempCondenser-273.15, round(h3_h2_SC*100)),linspace(app.TempCondenser-273.15
,app.TempCondenser-273.15,(round(100*(1-h2_SH_h2-h3_h2_SC))),linspace(app.TempCondenser-
273.15, app.TempInVcc(3)-273.15, round(h2_SH_h2*100))])

legend(app.Kondensator, {'Kaldt reservoar', 'ΔTpp', 'Arbeidsmedium'}, 'Location', 'northwest');

xlim(app.Kondensator,[-25,120])

ylim(app.Kondensator,[app.TempInWarmReservoir-5,app.TempInVcc(3)-273.15+10])

xticks(app.Kondensator, []);

xticklabels(app.Kondensator, []);

x = [1,1,100,100];

y = [app.TempInWarmReservoir,app.TempCondenser-app.UnderkjltEditField.Value-
273.15,app.TempToWarmReservoir,app.TempInVcc(3)-273.15];

```

```

scatter(app.Kondensator, x, y, 'filled', 'DisplayName','Inngang og utgang fra veksler');

text(app.Kondensator, x, y+1, {'Inngang','Til ekspansjonsventil', 'Utgang','Fra kompressor'},
'HorizontalAlignment', 'center', 'VerticalAlignment', 'bottom');

%Plot av Ph og Ts diagram
m_saturationCurves = SaturationCurves(app.FluidInVcc);

m_resultFromVaporCompressionCycle.h(9) = [];
m_resultFromVaporCompressionCycle.P(9) = [];
m_resultFromVaporCompressionCycle.s(9) = [];
m_resultFromVaporCompressionCycle.Temp(9) = [];

plot(app.PhDiagramDriftstest, m_resultFromVaporCompressionCycle.h ,
m_resultFromVaporCompressionCycle.P);

hold(app.PhDiagramDriftstest, 'on');

plot(app.PhDiagramDriftstest, m_saturationCurves.h_q0, m_saturationCurves.myPvalues);
plot(app.PhDiagramDriftstest, m_saturationCurves.h_q1, m_saturationCurves.myPvalues);

axis(app.PhDiagramDriftstest, [m_resultFromVaporCompressionCycle.h(7)-
0.2*(m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3)-m_resultFromVaporCompressionCycle.h(7))
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3)+0.2*(m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3)-
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(7)) m_resultFromVaporCompressionCycle.P(7)-
0.2*(m_resultFromVaporCompressionCycle.P(3)-m_resultFromVaporCompressionCycle.P(7))
m_resultFromVaporCompressionCycle.P(3)+0.2*(m_resultFromVaporCompressionCycle.P(3)-
m_resultFromVaporCompressionCycle.P(7))]);

plot(app.TsDiagramDriftstest, m_resultFromVaporCompressionCycle.s ,
m_resultFromVaporCompressionCycle.Temp -273.15);

hold(app.TsDiagramDriftstest, 'on');

plot(app.TsDiagramDriftstest, m_saturationCurves.s_q0, m_saturationCurves.myTvalues-
273.15);

plot(app.TsDiagramDriftstest, m_saturationCurves.s_q1, m_saturationCurves.myTvalues-
273.15);

axis(app.TsDiagramDriftstest, [m_resultFromVaporCompressionCycle.s(7)-
0.2*(m_resultFromVaporCompressionCycle.s(3)-m_resultFromVaporCompressionCycle.s(7))
m_resultFromVaporCompressionCycle.s(3)+0.2*(m_resultFromVaporCompressionCycle.s(3)-
m_resultFromVaporCompressionCycle.s(7)) (m_resultFromVaporCompressionCycle.Temp(7)-

```

```

0.2*(m_resultFromVaporCompressionCycle.Temp(3)-
m_resultFromVaporCompressionCycle.Temp(7))-273.15
(m_resultFromVaporCompressionCycle.Temp(3)+0.2*(m_resultFromVaporCompressionCycle.Temp(3)
)-m_resultFromVaporCompressionCycle.Temp(7))-273.15]);

```

```

%Samler parametere som skal benyttes i PerformanceData

```

```

app.HeatFlowRateCondenser = app.Effekt_varmt_EditField.Value;

```

```

app.ReferenceTempForExergyCalc = app.TempInWarmReservoir + 273.15;

```

```

app.TempInWarmReservoir = app.TempInWarmReservoir + 273.15;

```

```

app.TempInColdReservoir = app.TempInColdReservoir + 273.15;

```

```

app.TempToWarmReservoir = app.TempToWarmReservoir + 273.15;

```

```

app.TempToColdReservoir = app.TempToColdReservoir + 273.15;

```

```

app.MechanicalAndElectricalEfficiency =
app.VirkningsgradMekaniskOgElektriskEditField_2.Value;

```

```

%Kjører PerformanceData metode

```

```

result_PerformanceData =
PerformanceData(app.HeatFlowRateCondenser,app.TempInVcc,app.EnthalpyInVcc,app.EntropyInVcc,
app.ReferenceTempForExergyCalc,app.TempInWarmReservoir,app.TempInColdReservoir,app.TempToWarmReservoir,app.TempToColdReservoir,app.MechanicalAndElectricalEfficiency,
app.CompressorInletDensity);

```

```

%Viser resultater i tekstbokser

```

```

app.MassFlowRateInVcc = result_PerformanceData.massFlowRateInVcc;

```

```

app.MassestrmiVCsyklusEditField.Value = app.MassFlowRateInVcc;

```

```

app.COP = result_PerformanceData.COP;

```

```

app.COPEditField.Value = app.COP;

```

```

app.COPCarnot = result_PerformanceData.COPCarnot;

```

```

app.CarnotCOPEditField.Value = app.COPCarnot;

```

```

app.ExergyDestructionInCompressor =
result_PerformanceData.exergyDestructionInCompressor;

```

```

app.EksergitapEditField_3.Value = app.ExergyDestructionInCompressor;

```

```

app.ExergyDestructionInCondenser = result_PerformanceData.exergyDestructionInCondenser;

```

```

app.EksergitapEditField.Value = app.ExergyDestructionInCondenser;

```

```

app.ExergyDestructionInExpansionValve =
result_PerformanceData.exergyDestructionInExpansionValve;

app.EksergitapEditField_4.Value = app.ExergyDestructionInExpansionValve;

app.ExergyDestructionInEvaporator = result_PerformanceData.exergyDestructionInEvaporator;
app.EksergitapEditField_2.Value = app.ExergyDestructionInEvaporator;

app.EffektTilKompressorEditField_2.Value = result_PerformanceData.workByCompressor;

app.UACondenser = result_PerformanceData.UACondenser;

app.UAkondensatorEditField.Value = app.UACondenser;

app.UAEvaporator = result_PerformanceData.UAEvaporator;

app.UAfordamperEditField.Value = app.UAEvaporator;

app.VHC = result_PerformanceData.VHC;

app.VHCEditField.Value = app.VHC;

app.SecondOrderEfficiency = result_PerformanceData.secondOrderEfficiency;

app.IIEditField.Value = app.SecondOrderEfficiency;

```

%Plotter funksjon med Exergi-ødeleggelse

```

values = [app.ExergyDestructionInCompressor, app.ExergyDestructionInCondenser,
app.ExergyDestructionInExpansionValve, app.ExergyDestructionInEvaporator];

bar(app.ExergiOdeleggelse, values, 'BarWidth', 0.2);

xlabel(app.ExergiOdeleggelse, '');

xticklabels(app.ExergiOdeleggelse, {'Kompressor', 'Kondensator', 'Ekspansjonsventil',
'Fordamper'});

app.ExergiOdeleggelse.XLim = [0.5, 4.5];

app.ExergiOdeleggelse.YLim = [0, max(values) * 1.1];

```

%Varmebærer varmekapasitet

```

m_heatCarrierCondenser = app.VarmebærerDropDown.Value;

switch m_heatCarrierCondenser

case 'Vann (4,2 kJ/kg°C)'

    m_specificHeatCapacityOfCondenser = 4200;

case 'Luft (1,0 kJ/kg°C)'

```



```

        m_spesificHeatCapacityOfCondenser = 1000;
    case 'Vann med 30% glykol (3,5 kJ/kg°C)'
        m_spesificHeatCapacityOfCondenser = 3500;
    case 'Vann med 40% glykol (3,3 kJ/kg°C)'
        m_spesificHeatCapacityOfCondenser = 3300;
end

m_heatCarrierEvaporator = app.VarmebrerDropDown_2.Value;
switch m_heatCarrierEvaporator
    case 'Vann (4,2 kJ/kg°C)'
        m_spesificHeatCapacityOfEvaporator = 4200;
    case 'Luft (1,0 kJ/kg°C)'
        m_spesificHeatCapacityOfEvaporator = 1000;
    case 'Vann med 30% glykol (3,5 kJ/kg°C)'
        m_spesificHeatCapacityOfEvaporator = 3500;
    case 'Vann med 40% glykol (3,3 kJ/kg°C)'
        m_spesificHeatCapacityOfEvaporator = 3300;
end

%Beregner massestrøm i vekslere

app.Massestrm_kalddtEditField.Value = (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(2) -
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(7))* app.MassFlowRateInVcc/
(m_spesificHeatCapacityOfEvaporator * (app.InntilfordamperEditField.Value -
app.UtfracfordamperEditField.Value));

app.Massestrm_varmtEditField.Value = app.HeatFlowRateCondenser/
(m_spesificHeatCapacityOfCondenser * (app.UtfrakondensatorEditField.Value -
app.InntilkondensatorEditField.Value));

%Beregner frekvens på kompressor

app.CompressorFrequency =
app.MassFlowRateInVcc/(app.VolumetriskVirkningsgrad.Value*app.KompressorVolum.Value*app.Co
mpressorInletDensity);

app.FrekvensEditField.Value = app.CompressorFrequency;
end

```

% Button pushed function: DriftstestmedvarierendeinngangButton

```
function DriftstestmedvarierendeinngangButtonPushed(app, event)
```

```
%Samler verdier fra tekstbokser
```

```
app.TempInColdReservoir = app.InntilfordamperEditField.Value;
```

```
app.TempToColdReservoir = app.UttrafordamperEditField.Value;
```

```
app.TempInWarmReservoir = app.InntilkondensatorEditField.Value;
```

```
app.TempToWarmReservoir = app.UtfrakondensatorEditField.Value;
```

```
app.TempEvaporator = app.TempToColdReservoir - app.TppFordamperEditField.Value +  
273.15;
```

```
app.FluidInVcc = app.ArbeidsmediumEditField.Value;
```

```
app.TempriseOfSuperheatedVapor = app.OverhetingEditField.Value;
```

```
app.TempdropOfSubCooledLiquid = app.UnderkjltEditField.Value;
```

```
app.DeltaTppCondenser = app.TppKondensatorEditField.Value;
```

```
app.HeatFlowRateCondenser = app.Effekt_varmt_EditField.Value;
```

```
app.ReferenceTempForExergyCalc = app.TempInWarmReservoir + 273.15;
```

```
app.MechanicalAndElectricalEfficiency =  
app.VirkningsgradMekaniskOgElektriskEditField_2.Value;
```

```
kompresor_utrykk = app.IsentropiskEffektivitetUttrykkDropDown.Value;
```

```
switch kompresor_utrykk
```

```
case 'Fast verdi'
```

```
app.ExpressionForEfficiency = "1";
```

```
case 'A+B(Put/Pinn)'
```

```
app.ExpressionForEfficiency = "2";
```

```
case '(A+B(Put/Pinn)+C(Put/Pinn)^2)/0,9'
```

```
app.ExpressionForEfficiency = "3";
```

```

case 'A(1/ω)+B(Put/Pinn)+C(1/Pinn)+D(1/m)+E(ρinn-ρsat)'
    app.ExpressionForEfficiency = "4";
case 'A+B(ω)+C(ω^2)+D(Put/Pinn)+E(Put/Pinn)^2'
    app.ExpressionForEfficiency = "5";
case 'A(Tut^2)+B(Tut)+C(Tinn^2)+D(Tinn)+E(Tut^2*Tinn)+F(Tut*Tinn)+G(Qn)+H'
    app.ExpressionForEfficiency = "6";
otherwise
    warning('Invalid selection');
end

app.CompressorEfficiencyConstants = zeros(1, 10);
app.CompressorEfficiencyConstants(1) = app.A_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(2) = app.B_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(3) = app.C_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(4) = app.D_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(5) = app.E_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(6) = app.F_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(7) = app.G_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(8) = app.H_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(9) = app.Frekvens_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(10) = app.Qn_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(11) = app.m_vir_kom.Value;

inputParameter = app.InngangDropDown.Value;
parameterFrom = app.From_value.Value;
parameterTo = app.End_Value.Value;

switch inputParameter
    case 'Ut fra kondensator'

```

```

    app.TempToWarmReservoir = parameterFrom;
case 'Inn til kondensator'
    app.TempInWarmReservoir = parameterFrom;
case 'ΔTpp kondensator'
    app.DeltaTppCondenser = parameterFrom;
case 'ΔTpp fordamper'
    app.DeltaTppEvaporator = parameterFrom;
case 'Overheting'
    app.TempriseOfSuperheatedVapor = parameterFrom;
case 'Underkjølt'
    app.TempdropOfSubCooledLiquid = parameterFrom;
case 'Effekt fra kondenser'
    app.HeatFlowRateCondenser = parameterFrom;
case 'Virkningsgrad kompressor'
    app.CompressorEfficiencyB = parameterFrom;
case 'Ut fra fordamper'
    app.TempToColdReservoir = parameterFrom;
case 'Inn til fordamper'
    app.TempInColdReservoir = parameterFrom;
case 'Fast kompressorvirkningsgrad'
    app.ExpressionForEfficiency = "1";
    app.CompressorEfficiencyConstants(1) = parameterFrom;
otherwise
    warning('Invalid selection');
end

plotColor = app.FargeplotDropDown.Value;

switch plotColor

```

```

case 'Blå'
    colorOfPlot = "Blue";
case 'Rød'
    colorOfPlot = "Red";
case 'Gul'
    colorOfPlot = "Yellow";
case 'Grønn'
    colorOfPlot = "Green";
case 'Sort'
    colorOfPlot = "Black";
otherwise
    warning('Invalid selection');
end

```

%Varmebærer varmekapasitet

```
m_heatCarrierCondenser = app.VarmebrerDropDown.Value;
```

```
switch m_heatCarrierCondenser
```

```
case 'Vann (4,2 kJ/kg°C)'
```

```
    m_spesificHeatCapacityOfCondenser = 4200;
```

```
case 'Luft (1,0 kJ/kg°C)'
```

```
    m_spesificHeatCapacityOfCondenser = 1000;
```

```
case 'Vann med 30% glykol (3,5 kJ/kg°C)'
```

```
    m_spesificHeatCapacityOfCondenser = 3500;
```

```
case 'Vann med 40% glykol (3,3 kJ/kg°C)'
```

```
    m_spesificHeatCapacityOfCondenser = 3300;
```

```
end
```

```
m_heatCarrierEvaporator = app.VarmebrerDropDown_2.Value;
```

```

switch m_heatCarrierEvaporator
    case 'Vann (4,2 kJ/kg°C)'
        m_spesificHeatCapacityOfEvaporator = 4200;
    case 'Luft (1,0 kJ/kg°C)'
        m_spesificHeatCapacityOfEvaporator = 1000;
    case 'Vann med 30% glykol (3,5 kJ/kg°C)'
        m_spesificHeatCapacityOfEvaporator = 3500;
    case 'Vann med 40% glykol (3,3 kJ/kg°C)'
        m_spesificHeatCapacityOfEvaporator = 3300;
end

number_of_steps = 50;
output_array = zeros(1, number_of_steps);
step_length = (parameterTo - parameterFrom) / (number_of_steps - 1);

for i = 1:number_of_steps

    %Velger temp for kondensator og fordamper
    app.TempCondenser = app.TempToWarmReservoir + app.DeltaTppCondenser + 273.15;
    app.TempEvaporator = app.TempToColdReservoir - app.DeltaTppEvaporator + 273.15;

    m_resultFromVaporCompressionCycle = VaporCompressionCycle(app.TempCondenser,
    app.TempEvaporator, app.FluidInVcc, app.TempriseOfSuperheatedVapor,
    app.TempdropOfSubCooledLiquid, app.CompressorEfficiencyConstants, app.ExpressionForEfficiency);

    %Beregner entalpi-differanse som benyttes å finne riktig fordamper temp
    h2_SH_h2 = (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3) -
    m_resultFromVaporCompressionCycle.h(4)) / (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3) -
    m_resultFromVaporCompressionCycle.h(6));

    %Løkke som finner riktig fordamper temperatur ved å kjøre VaporCompressionCycle

```

```

while app.TempCondenser > ((app.TempToWarmReservoir - app.TempInWarmReservoir) *
(1-h2_SH_h2)) + app.TempInWarmReservoir + app.DeltaTppCondenser + 273.15

    app.TempCondenser = app.TempCondenser - 0.1;

    h2_SH_h2 = (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3) -
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(4)) / (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3) -
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(6));

    m_resultFromVaporCompressionCycle = VaporCompressionCycle(app.TempCondenser,
app.TempEvaporator, app.FluidInVcc, app.TempriseOfSuperheatedVapor,
app.TempdropOfSubCooledLiquid, app.CompressorEfficiencyConstants, app.ExpressionForEfficiency);

end

%Samler resultater fra VaporCompressionCycle

app.PressureInVcc = m_resultFromVaporCompressionCycle.P;
app.EnthalpyInVcc = m_resultFromVaporCompressionCycle.h;
app.EntropyInVcc = m_resultFromVaporCompressionCycle.s;
app.TempInVcc = m_resultFromVaporCompressionCycle.Temp;

app.CompressorInletDensity =
m_resultFromVaporCompressionCycle.compressorInletDensity;

app.EfficiencyOfCompressor = m_resultFromVaporCompressionCycle.compressorEfficiency;

if mod(i,24)==1

    m_resultFromVaporCompressionCycle.h(9) = [];
    m_resultFromVaporCompressionCycle.P(9) = [];

    plot(app.PHDiagram, m_resultFromVaporCompressionCycle.h ,
m_resultFromVaporCompressionCycle.P, 'Color', colorOfPlot);

    hold(app.PHDiagram, 'on');

    xMinPH = min(app.PHDiagram.XLim(1));
    xMaxPH = max(app.PHDiagram.XLim(2));
    yMinPH = min(app.PHDiagram.YLim(1));
    yMaxPH = max(app.PHDiagram.YLim(2));

end

```

```

%Tester om kompressorens virkningsgrad er mellom 0 og 1
if app.EfficiencyOfCompressor <= 0 || app.EfficiencyOfCompressor > 1
    msg = sprintf('Virkningsgraden til kompressoren er %.2f. Denne må være mellom 0 og 1.',
app.EfficiencyOfCompressor);
    warndlg(msg, 'OBS');
    break;
end
app.KompressorvirkningsgradEditField.Value = app.EfficiencyOfCompressor;

%Tester at temperatur til arbeidsmedie ikke krysser  $\Delta T_{pp}$ 
if app.TempEvaporator + app.TempriseOfSuperheatedVapor > app.TempInColdReservoir -
app.DeltaTppEvaporator + 273.15
    msg = sprintf('Temperatur i kaldt reservoar inn til fordamper minus  $\Delta T_{pp}$ , må være
varmere enn temperatur på arbeidsmedie inn til kompressor');
    warndlg(msg, 'OBS');
    break;
end

if app.TempCondenser - app.TempdropOfSubCooledLiquid < app.TempInWarmReservoir +
app.DeltaTppCondenser + 273.15
    msg = sprintf('Temperatur i varmt reservoar inn til kondensator pluss  $\Delta T_{pp}$ , må være
kaldere enn temperatur på arbeidsmedie inn til ekspansjonsventil');
    warndlg(msg, 'OBS');
    break;
end

%Kjører PerformanceData metode
result_PerformanceData =
PerformanceData(app.HeatFlowRateCondenser,app.TempInVcc,app.EnthalpyInVcc,app.EntropyInVcc,
app.ReferenceTempForExergyCalc,app.TempInWarmReservoir + 273.15,app.TempInColdReservoir +

```



```
273.15,app.TempToWarmReservoir + 273.15,app.TempToColdReservoir + 273.15,  
app.MechanicalAndElectricalEfficiency, app.CompressorInletDensity);
```

```
app.COP = result_PerformanceData.COP;
```

```
app.COPCarnot = result_PerformanceData.COPCarnot;
```

```
app.SecondOrderEfficiency = result_PerformanceData.secondOrderEfficiency;
```

```
app.ExergyDestructionInCompressor =  
result_PerformanceData.exergyDestructionInCompressor;
```

```
app.ExergyDestructionInCondenser =  
result_PerformanceData.exergyDestructionInCondenser;
```

```
app.ExergyDestructionInExpansionValve =  
result_PerformanceData.exergyDestructionInExpansionValve;
```

```
app.ExergyDestructionInEvaporator =  
result_PerformanceData.exergyDestructionInEvaporator;
```

```
app.UACondenser = result_PerformanceData.UACondenser;
```

```
app.UAEvaporator = result_PerformanceData.UAEvaporator;
```

```
app.VHC = result_PerformanceData.VHC;
```

```
app.MassFlowRateInVcc = result_PerformanceData.massFlowRateInVcc;
```

```
app.MassFlowRateInEvaporator = (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(2) -  
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(7))* app.MassFlowRateInVcc/  
(m_specificHeatCapacityOfEvaporator * (app.TempInColdReservoir - app.TempToColdReservoir));
```

```
app.MassFlowRateInCondenser = app.HeatFlowRateCondenser/  
(m_specificHeatCapacityOfCondenser * (app.TempToWarmReservoir - app.TempInWarmReservoir));
```

```
%Beregner frekvens på kompressor
```

```
app.CompressorFrequency =  
app.MassFlowRateInVcc/(app.VolumetriskVirkningsgrad.Value*app.KompressorVolum.Value*app.Co  
mpressorInletDensity);
```

```
switch inputParameter
```

```
case 'Ut fra kondensator'
```

```
app.TempToWarmReservoir = parameterFrom + (i-1) * step_length;
```

```
case 'Inn til kondensator'
```

```

    app.TempInWarmReservoir = parameterFrom + (i-1) * step_length;
case 'ΔTpp kondensator'
    app.DeltaTppCondenser = parameterFrom + (i-1) * step_length;
case 'ΔTpp fordamper'
    app.DeltaTppEvaporator = parameterFrom + (i-1) * step_length;
case 'Overheting'
    app.TempriseOfSuperheatedVapor = parameterFrom + (i-1) * step_length;
case 'Underkjølt'
    app.TempdropOfSubCooledLiquid = parameterFrom + (i-1) * step_length;
case 'Effekt fra kondenser'
    app.HeatFlowRateCondenser = parameterFrom + (i-1) * step_length;
case 'Virkningsgrad kompressor'
    app.CompressorEfficiencyB = parameterFrom + (i-1) * step_length;
case 'Ut fra fordamper'
    app.TempToColdReservoir = parameterFrom + (i-1) * step_length;
case 'Inn til fordamper'
    app.TempInColdReservoir = parameterFrom + (i-1) * step_length;
case 'Fast kompressorvirkningsgrad'
    app.ExpressionForEfficiency = "1";
    app.CompressorEfficiencyConstants(1) = parameterFrom + (i-1) * step_length;
otherwise
    warning('Invalid selection');

end

outputParameter = app.ResultatDropDown.Value;

switch outputParameter
    case 'COP'

```

```

    output = app.COP;
case 'COPCarnot'
    output = app.COPCarnot;
case 'Eksergitap i kompressor'
    output = app.ExergyDestructionInCompressor;
case 'Eksergitap i kondensator'
    output = app.ExergyDestructionInCondenser;
case 'Eksergitap i ekspansjonsventil'
    output = app.ExergyDestructionInExpansionValve;
case 'Eksergitap i fordamper'
    output = app.ExergyDestructionInEvaporator;
case 'UA for fordamper'
    output = app.UAEvaporator;
case 'UA for kondensator'
    output = app.UACondenser;
case 'Kompressorvirkningsgrad'
    output = app.EfficiencyOfCompressor;
case 'VHC'
    output = app.VHC;
case 'Syklusens "second-order efficiency"'
    output = app.SecondOrderEfficiency;
case 'Massestrøm i VC-syklus'
    output = app.MassFlowRateInVcc;
case 'Kompressorens frekvens'
    output = app.CompressorFrequency;
case 'Massestrøm i kondensator'
    output = app.MassFlowRateInCondenser;
case 'Massestrøm i fordamper'
    output = app.MassFlowRateInEvaporator;

```

```
otherwise
    warning('Invalid selection');
end
```

```
output_array(i) = output;
```

```
end
```

```
app.PlotCounter = app.PlotCounter + 1;
```

```
output_array(1) = [];
```

```
plot(app.FraTilTest, parameterFrom+step_length:step_length:parameterTo, output_array,
'Color',colorOfPlot);
```

```
xlabel(app.FraTilTest, inputParameter);
```

```
ylabel(app.FraTilTest, outputParameter);
```

```
hold(app.FraTilTest, 'on');
```

```
xMin = min(app.FraTilTest.XLim(1), min(parameterFrom));
```

```
xMax = max(app.FraTilTest.XLim(2), max(parameterTo));
```

```
yMin = min(app.FraTilTest.YLim(1), min(output_array));
```

```
yMax = max(app.FraTilTest.YLim(2), max(output_array));
```

```
axis(app.FraTilTest, [xMin-0.1*(xMax-xMin) xMax+0.1*(xMax-xMin) yMin-0.1*(yMax-yMin)
yMax+0.1*(yMax-yMin)]);
```

```
m_saturationCurves = SaturationCurves(app.FluidInVcc);
```

```
plot(app.PHDiagram, m_saturationCurves.h_q0, m_saturationCurves.myPvalues);
```

```
plot(app.PHDiagram, m_saturationCurves.h_q1, m_saturationCurves.myPvalues);  
  
axis(app.PHDiagram, [xMinPH-0.2*(xMaxPH-xMinPH) xMaxPH+0.05*(xMaxPH-xMinPH)  
yMinPH-0.1*(yMaxPH-yMinPH) yMaxPH+0.1*(yMaxPH-yMinPH)]);
```

```
%Skriver navnet på plottet
```

```
labelText = app.NavnploTTEditField.Value;
```

```
legendLabels = cell(app.PlotCounter, 1);
```

```
for i = 1:app.PlotCounter - 1
```

```
    legendLabels{i} = app.FraTilTest.Legend.String{i};
```

```
end
```

```
legendLabels{app.PlotCounter} = labelText;
```

```
legend(app.FraTilTest, legendLabels);
```

```
legend(app.PHDiagram, legendLabels);
```

```
end
```

```
% Value changed function: IsentropiskEffektivitetUttrykkDropDown  
function IsentropiskEffektivitetUttrykkDropDownValueChanged(app, event)
```

```
    kompressor_utrykk = app.IsentropiskEffektivitetUttrykkDropDown.Value;
```

```
    switch kompressor_utrykk
```

```
        case 'Fast verdi'
```

```
            app.A_vir_kom.Enable= "on";
```

```
            app.B_vir_kom.Enable = "off";
```

```
            app.C_vir_kom.Enable = "off";
```

```
            app.D_vir_kom.Enable= "off";
```

```
            app.E_vir_kom.Enable = "off";
```

```
            app.F_vir_kom.Enable = "off";
```

```
            app.G_vir_kom.Enable= "off";
```

```
            app.H_vir_kom.Enable = "off";
```

```
            app.Frekvens_vir_kom.Enable = "off";
```

```
            app.Qn_vir_kom.Enable = "off";
```

```
            app.m_vir_kom.Enable = "off";
```

```
        case 'A+B(Put/Pinn)'
```

```
            app.A_vir_kom.Enable= "on";
```

```
            app.B_vir_kom.Enable = "on";
```

```
            app.C_vir_kom.Enable = "off";
```

```
            app.D_vir_kom.Enable= "off";
```

```
            app.E_vir_kom.Enable = "off";
```

```
            app.F_vir_kom.Enable = "off";
```

```
            app.G_vir_kom.Enable= "off";
```

```
            app.H_vir_kom.Enable = "off";
```

```
            app.Frekvens_vir_kom.Enable = "off";
```

```
            app.Qn_vir_kom.Enable = "off";
```

```

app.m_vir_kom.Enable = "off";
case '(A+B(Put/Pinn)+C(Put/Pinn)^2)/0,9'
app.A_vir_kom.Enable= "on";
app.B_vir_kom.Enable = "on";
app.C_vir_kom.Enable = "on";
app.D_vir_kom.Enable= "off";
app.E_vir_kom.Enable = "off";
app.F_vir_kom.Enable = "off";
app.G_vir_kom.Enable= "off";
app.H_vir_kom.Enable = "off";
app.Frekvens_vir_kom.Enable = "off";
app.Qn_vir_kom.Enable = "off";
app.m_vir_kom.Enable = "off";
case 'A(1/ω)+B(Put/Pinn)+C(1/Pinn)+D(1/m)+E(pinn-ρsat)'
app.A_vir_kom.Enable= "on";
app.B_vir_kom.Enable = "on";
app.C_vir_kom.Enable = "on";
app.D_vir_kom.Enable= "on";
app.E_vir_kom.Enable = "on";
app.F_vir_kom.Enable = "off";
app.G_vir_kom.Enable= "off";
app.H_vir_kom.Enable = "off";
app.Frekvens_vir_kom.Enable = "on";
app.Qn_vir_kom.Enable = "off";
app.m_vir_kom.Enable = "on";
case 'A+B(ω)+C(ω^2)+D(Put/Pinn)+E(Put/Pinn)^2'
app.A_vir_kom.Enable= "on";
app.B_vir_kom.Enable = "on";
app.C_vir_kom.Enable = "on";

```

```

app.D_vir_kom.Enable= "on";
app.E_vir_kom.Enable = "on";
app.F_vir_kom.Enable = "off";
app.G_vir_kom.Enable= "off";
app.H_vir_kom.Enable = "off";
app.Frekvens_vir_kom.Enable = "on";
app.Qn_vir_kom.Enable = "off";
app.m_vir_kom.Enable = "off";
case 'A(Tut^2)+B(Tut)+C(Tinn^2)+D(Tinn)+E(Tut^2*Tinn)+F(Tut*Tinn)+G(Qn)+H'
app.A_vir_kom.Enable= "on";
app.B_vir_kom.Enable = "on";
app.C_vir_kom.Enable = "on";
app.D_vir_kom.Enable= "on";
app.E_vir_kom.Enable = "on";
app.F_vir_kom.Enable = "on";
app.G_vir_kom.Enable= "on";
app.H_vir_kom.Enable = "on";
app.Frekvens_vir_kom.Enable = "off";
app.Qn_vir_kom.Enable = "on";
app.m_vir_kom.Enable = "off";
otherwise
warning('Invalid selection');
end

end
end

```



```
% Button pushed function: NullstillFraTilResultaterButton
```

```
function NullstillFraTilResultaterButtonPushed(app, event)
```

```
    cla(app.FraTilTest);
```

```
    cla(app.PHDiagram);
```

```
end
```

```
% Button pushed function: NullstillFraTilResultaterButton_2
```

```
function NullstillFraTilResultaterButton_2Pushed(app, event)
```

```
    cla(app.ExergiOdeleggelse);
```

```
    cla(app.Fordamper);
```

```
    cla(app.Kondensator);
```

```
    cla(app.PhDiagramDriftstest);
```

```
    cla(app.TsDiagramDrftstest);
```

```
end
```

```
% Button pushed function: NullstillFraTilResultaterButton_3
```

```
function NullstillFraTilResultaterButton_3Pushed(app, event)
```

```
    cla(app.PHDiagram);
```

```
end
```

% Button pushed function: DriftstestmedfastinngangoglstUAButton

```
function DriftstestmedfastinngangoglstUAButtonPushed(app, event)
```

```
    for j = 1:3
```

```
        if app.OnsketUAForKondensatorEditField_2.Value >= app.UACondenser
```

```
            m_deltaTppChangeCondenser = -0.01;
```

```
        end
```

```
        if app.OnsketUAForKondensatorEditField_2.Value <= app.UACondenser
```

```
            m_deltaTppChangeCondenser = 0.01;
```

```
        end
```

```
        if app.OnsketUAForFordamperEditField_3.Value >= app.UAEvaporator
```

```
            m_deltaTppChangeEvaporator = -0.01;
```

```
        end
```

```
        if app.OnsketUAForFordamperEditField_3.Value <= app.UAEvaporator
```

```
            m_deltaTppChangeEvaporator = 0.01;
```

```
        end
```

```
    for i = 1:1000
```

```
        app.DeltaTppCondenser = app.DeltaTppCondenser + m_deltaTppChangeCondenser;
```

```
        app.TempInWarmReservoir = app.InntilkondensatorEditField.Value;
```

```
        app.TempToWarmReservoir = app.UtfrakondensatorEditField.Value;
```

```
        app.TempInColdReservoir = app.InntilfordamperEditField.Value;
```

```

app.TempToColdReservoir = app.UtfordamperEditField.Value;
app.DeltaTppEvaporator = app.TppFordamperEditField.Value;
%Velger temp for kondensator og fordamper og kjører VaporCompressionCycle
app.TempEvaporator = app.TempToColdReservoir - app.DeltaTppEvaporator+273.15;
app.TempCondenser = app.TempToWarmReservoir + app.DeltaTppCondenser+273.15;
app.FluidInVcc = app.ArbeidsmediumEditField.Value;
app.TempriseOfSuperheatedVapor = app.OverhetingEditField.Value;
app.TempdropOfSubCooledLiquid = app.UnderkjltEditField.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants = zeros(1, 10);
app.CompressorEfficiencyConstants(1) = app.A_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(2) = app.B_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(3) = app.C_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(4) = app.D_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(5) = app.E_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(6) = app.F_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(7) = app.G_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(8) = app.H_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(9) = app.Frekvens_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(10) = app.Qn_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(11) = app.m_vir_kom.Value;
kompressor_utrykk = app.IsentropiskEffektivitetUttrykkDropDown.Value;

switch kompressor_utrykk
    case 'Fast verdi'
        app.ExpressionForEfficiency = "1";
    case 'A+B(Put/Pinn)'
        app.ExpressionForEfficiency = "2";
    case '(A+B(Put/Pinn)+C(Put/Pinn)^2)/0,9'
        app.ExpressionForEfficiency = "3";

```

```

case 'A(1/ω)+B(Put/Pinn)+C(1/Pinn)+D(1/m)+E(ρinn-ρsat)'
    app.ExpressionForEfficiency = "4";
case 'A+B(ω)+C(ω^2)+D(Put/Pinn)+E(Put/Pinn)^2'
    app.ExpressionForEfficiency = "5";
case 'A(Tut^2)+B(Tut)+C(Tinn^2)+D(Tinn)+E(Tut^2*Tinn)+F(Tut*Tinn)+G(Qn)+H'
    app.ExpressionForEfficiency = "6";
otherwise
    warning('Invalid selection');
end

```

```

m_resultFromVaporCompressionCycle = VaporCompressionCycle(app.TempCondenser,
app.TempEvaporator, app.FluidInVcc, app.TempriseOfSuperheatedVapor,
app.TempdropOfSubCooledLiquid, app.CompressorEfficiencyConstants,app.ExpressionForEfficiency);

```

```

%Beregner etntalpi-differanse som benyttes å finne riktig fordamper temp

```

```

h2_SH_h2 = (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3) -
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(4)) / (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3) -
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(6));

```

```

%Løkke som finner riktig fordamper temperatur ved å kjøre VaporCompressionCycle

```

```

while app.TempCondenser > ((app.TempToWarmReservoir - app.TempInWarmReservoir) *
(1-h2_SH_h2)) + app.TempInWarmReservoir + app.DeltaTppCondenser + 273.15

```

```

    app.TempCondenser = app.TempCondenser - 0.1;

```

```

    h2_SH_h2 = (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3) -
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(4)) / (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3) -
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(6));

```

```

    m_resultFromVaporCompressionCycle = VaporCompressionCycle(app.TempCondenser,
app.TempEvaporator, app.FluidInVcc, app.TempriseOfSuperheatedVapor,
app.TempdropOfSubCooledLiquid, app.CompressorEfficiencyConstants, app.ExpressionForEfficiency);

```

```

end

```

```

%app.TemperaturIFordamperEditField.Value = app.TempEvaporator - 273.15;

```

```

%app.TemperaturIKondensatorEditField.Value = app.TempCondenser - 273.15;

```

```

%Samler resultater fra VaporCompressionCycle

app.PressureInVcc = m_resultFromVaporCompressionCycle.P;
app.EnthalpyInVcc = m_resultFromVaporCompressionCycle.h;
app.EntropyInVcc = m_resultFromVaporCompressionCycle.s;
app.TempInVcc = m_resultFromVaporCompressionCycle.Temp;
app.EfficiencyOfCompressor = m_resultFromVaporCompressionCycle.compressorEfficiency;

app.CompressorInletDensity =
m_resultFromVaporCompressionCycle.compressorInletDensity;

app.TrykkforholdoverkompressorEditField.Value =
m_resultFromVaporCompressionCycle.P(4)/m_resultFromVaporCompressionCycle.P(1);

%Tester om kompressorens virkningsgrad er mellom 0 og 1

if app.EfficiencyOfCompressor <= 0 || app.EfficiencyOfCompressor > 1

    msg = sprintf('Virkningsgraden til kompressoren er %.2f. Denne må være mellom 0 og 1.',
app.EfficiencyOfCompressor);

    warndlg(msg, 'OBS');

end

app.KompressorvirkningsgradEditField.Value = app.EfficiencyOfCompressor;

%Tester at temperatur til arbeidsmedie ikke krysser  $\Delta T_{pp}$ 

if app.TempEvaporator + app.TempriseOfSuperheatedVapor - 273.15 >
app.TempInColdReservoir - app.DeltaTppEvaporator

    msg = sprintf('Temperatur i kaldt reservoar inn til fordamper minus  $\Delta T_{pp}$ , må være
varmere enn temperatur på arbeidsmedie inn til kompressor');

    warndlg(msg, 'OBS');

end

if app.TempCondenser - app.TempdropOfSubCooledLiquid - 273.15 <
app.TempInWarmReservoir + app.DeltaTppCondenser

```

```
msg = sprintf('Temperatur i varmt reservoar inn til kondensator pluss  $\Delta T_{pp}$ , må være kaldere enn temperatur på arbeidsmedie inn til ekspansjonsventil');
```

```
warndlg(msg, 'OBS');
```

```
end
```

```
%Samler prarametere som skal benyttes i PerformanceData
```

```
app.HeatFlowRateCondenser = app.Effekt_varmt_EditField.Value;
```

```
app.ReferenceTempForExergyCalc = app.TempInWarmReservoir + 273.15;
```

```
app.TempInWarmReservoir = app.TempInWarmReservoir + 273.15;
```

```
app.TempInColdReservoir = app.TempInColdReservoir + 273.15;
```

```
app.TempToWarmReservoir = app.TempToWarmReservoir + 273.15;
```

```
app.TempToColdReservoir = app.TempToColdReservoir + 273.15;
```

```
app.MechanicalAndElectricalEfficiency =
```

```
app.VirkningsgradMekaniskOgElektriskEditField_2.Value;
```

```
%Kjører PerformanceData metode
```

```
result_PerformanceData =
```

```
PerformanceData(app.HeatFlowRateCondenser,app.TempInVcc,app.EnthalpyInVcc,app.EntropyInVcc,  
app.ReferenceTempForExergyCalc,app.TempInWarmReservoir,app.TempInColdReservoir,app.TempToWarmReservoir,app.TempToColdReservoir,app.MechanicalAndElectricalEfficiency,  
app.CompressorInletDensity);
```

```
app.UACondenser = result_PerformanceData.UACondenser;
```

```
app.UAEvaporator = result_PerformanceData.UAEvaporator;
```

```
%app.UAkondensatorEditField.Value = app.UACondenser;
```

```
app.UAfordamperEditField.Value = app.UAEvaporator;
```

```
app.TppKondensatorEditField.Value = app.DeltaTppCondenser;
```

```
if and(app.OnsketUAForkondensatorEditField_2.Value<=app.UACondenser,  
m_deltaTppChangeCondenser==0.01)
```

```
break;
```

end

```
if and(app.OnsketUAForKondensatorEditField_2.Value >= app.UACondenser,  
m_deltaTppChangeCondenser == 0.01)
```

```
break;
```

```
end
```

```
end
```

```
for i = 1:1000
```

```
app.DeltaTppEvaporator = app.DeltaTppEvaporator + m_deltaTppChangeEvaporator;
```

```
app.TempInWarmReservoir = app.InntilkondensatorEditField.Value;
```

```
app.TempToWarmReservoir = app.UtfrakondensatorEditField.Value;
```

```
app.TempInColdReservoir = app.InntilfordamperEditField.Value;
```

```
app.TempToColdReservoir = app.UtfracfordamperEditField.Value;
```

```
app.DeltaTppCondenser = app.TppKondensatorEditField.Value;
```

```
%Velger temp for kondensator og fordamper og kjører VaporCompressionCycle
```

```
app.TempEvaporator = app.TempToColdReservoir - app.DeltaTppEvaporator + 273.15;
```

```
app.TempCondenser = app.TempToWarmReservoir + app.DeltaTppCondenser + 273.15;
```

```
app.FluidInVcc = app.ArbeidsmediumEditField.Value;
```

```
app.TempriseOfSuperheatedVapor = app.OverhetingEditField.Value;
```

```
app.TempdropOfSubCooledLiquid = app.UnderkjltEditField.Value;
```

```
app.CompressorEfficiencyConstants = zeros(1, 10);
```

```
app.CompressorEfficiencyConstants(1) = app.A_vir_kom.Value;
```

```
app.CompressorEfficiencyConstants(2) = app.B_vir_kom.Value;
```

```
app.CompressorEfficiencyConstants(3) = app.C_vir_kom.Value;
```

```
app.CompressorEfficiencyConstants(4) = app.D_vir_kom.Value;
```

```

app.CompressorEfficiencyConstants(5) = app.E_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(6) = app.F_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(7) = app.G_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(8) = app.H_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(9) = app.Frekvens_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(10) = app.Qn_vir_kom.Value;
app.CompressorEfficiencyConstants(11) = app.m_vir_kom.Value;
kompessor_uttrykk = app.IsentropiskEffektivitetUttrykkDropDown.Value;

```

```

switch kompressor_uttrykk

```

```

    case 'Fast verdi'

```

```

        app.ExpressionForEfficiency = "1";

```

```

    case 'A+B(Put/Pinn)'

```

```

        app.ExpressionForEfficiency = "2";

```

```

    case '(A+B(Put/Pinn)+C(Put/Pinn)^2)/0,9'

```

```

        app.ExpressionForEfficiency = "3";

```

```

    case 'A(1/ω)+B(Put/Pinn)+C(1/Pinn)+D(1/m)+E(ρinn-ρsat)'

```

```

        app.ExpressionForEfficiency = "4";

```

```

    case 'A+B(ω)+C(ω^2)+D(Put/Pinn)+E(Put/Pinn)^2'

```

```

        app.ExpressionForEfficiency = "5";

```

```

    case 'A(Tut^2)+B(Tut)+C(Tinn^2)+D(Tinn)+E(Tut^2*Tinn)+F(Tut*Tinn)+G(Qn)+H'

```

```

        app.ExpressionForEfficiency = "6";

```

```

    otherwise

```

```

        warning('Invalid selection');

```

```

end

```

```

m_resultFromVaporCompressionCycle = VaporCompressionCycle(app.TempCondenser,
app.TempEvaporator, app.FluidInVcc, app.TempriseOfSuperheatedVapor,
app.TempdropOfSubCooledLiquid, app.CompressorEfficiencyConstants,app.ExpressionForEfficiency);

```



```
%Beregner etntalpi-differanse som benyttes å finne riktig fordamper temp
```

```
h2_SH_h2 = (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3) -  
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(4)) / (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3) -  
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(6));
```

```
%Løkke som finner riktig fordamper temperatur ved å kjøre VaporCompressionCycle
```

```
while app.TempCondenser > ((app.TempToWarmReservoir - app.TempInWarmReservoir) *  
(1-h2_SH_h2)) + app.TempInWarmReservoir + app.DeltaTppCondenser + 273.15
```

```
app.TempCondenser = app.TempCondenser - 0.1;
```

```
h2_SH_h2 = (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3) -  
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(4)) / (m_resultFromVaporCompressionCycle.h(3) -  
m_resultFromVaporCompressionCycle.h(6));
```

```
m_resultFromVaporCompressionCycle = VaporCompressionCycle(app.TempCondenser,  
app.TempEvaporator, app.FluidInVcc, app.TempriseOfSuperheatedVapor,  
app.TempdropOfSubCooledLiquid, app.CompressorEfficiencyConstants, app.ExpressionForEfficiency);
```

```
end
```

```
%app.TemperaturIFordamperEditField.Value = app.TempEvaporator - 273.15;
```

```
%app.TemperaturIKondensatorEditField.Value = app.TempCondenser - 273.15;
```

```
%Samler resultater fra VaporCompressionCycle
```

```
app.PressureInVcc = m_resultFromVaporCompressionCycle.P;
```

```
app.EnthalpyInVcc = m_resultFromVaporCompressionCycle.h;
```

```
app.EntropyInVcc = m_resultFromVaporCompressionCycle.s;
```

```
app.TempInVcc = m_resultFromVaporCompressionCycle.Temp;
```

```
app.EfficiencyOfCompressor = m_resultFromVaporCompressionCycle.compressorEfficiency;
```

```
app.CompressorInletDensity =  
m_resultFromVaporCompressionCycle.compressorInletDensity;
```

```
app.TrykkforholdoverkompessorEditField.Value =  
m_resultFromVaporCompressionCycle.P(4)/m_resultFromVaporCompressionCycle.P(1);
```

```
%Tester om kompressorens virkningsgrad er mellom 0 og 1
```

```

if app.EfficiencyOfCompressor <= 0 || app.EfficiencyOfCompressor > 1

    msg = sprintf('Virkningsgraden til kompressoren er %.2f. Denne må være mellom 0 og 1.',
app.EfficiencyOfCompressor);

    warndlg(msg, 'OBS');

end

app.KompressorvirkningsgradEditField.Value = app.EfficiencyOfCompressor;

%Tester at temperatur til arbeidsmedie ikke krysser  $\Delta T_{pp}$ 

if app.TempEvaporator + app.TempriseOfSuperheatedVapor - 273.15 >
app.TempInColdReservoir - app.DeltaTppEvaporator

    msg = sprintf('Temperatur i kaldt reservoar inn til fordamper minus  $\Delta T_{pp}$ , må være
varmere enn temperatur på arbeidsmedie inn til kompressor');

    warndlg(msg, 'OBS');

end

if app.TempCondenser - app.TempdropOfSubCooledLiquid - 273.15 <
app.TempInWarmReservoir + app.DeltaTppCondenser

    msg = sprintf('Temperatur i varmt reservoar inn til kondensator pluss  $\Delta T_{pp}$ , må være
kaldere enn temperatur på arbeidsmedie inn til ekspansjonsventil');

    warndlg(msg, 'OBS');

end

%Samler parametere som skal benyttes i PreformanceData
app.HeatFlowRateCondenser = app.Effekt_varmt_EditField.Value;
app.ReferenceTempForExergyCalc = app.TempInWarmReservoir + 273.15;
app.TempInWarmReservoir = app.TempInWarmReservoir + 273.15;
app.TempInColdReservoir = app.TempInColdReservoir + 273.15;
app.TempToWarmReservoir = app.TempToWarmReservoir + 273.15;
app.TempToColdReservoir = app.TempToColdReservoir + 273.15;

```

```
app.MechanicalAndElectricalEfficiency =  
app.VirkningsgradMekaniskOgElektriskEditField_2.Value;
```

```
%Kjører PerformanceData metode
```

```
result_PerformanceData =  
PerformanceData(app.HeatFlowRateCondenser,app.TempInVcc,app.EnthalpyInVcc,app.EntropyInVcc,  
app.ReferenceTempForExergyCalc,app.TempInWarmReservoir,app.TempInColdReservoir,app.TempT  
oWarmReservoir,app.TempToColdReservoir,app.MechanicalAndElectricalEfficiency,  
app.CompressorInletDensity);
```

```
app.UACondenser = result_PerformanceData.UACondenser;
```

```
app.UAEvaporator = result_PerformanceData.UAEvaporator;
```

```
app.UAkondensatorEditField.Value = app.UACondenser;
```

```
app.UAfordamperEditField.Value = app.UAEvaporator;
```

```
app.TppFordamperEditField.Value = app.DeltaTppEvaporator;
```

```
if and(app.OnsketUAForFordamperEditField_3.Value<=app.UAEvaporator,  
m_deltaTppChangeEvaporator==-.01)
```

```
break;
```

```
end
```

```
if and(app.OnsketUAForFordamperEditField_3.Value>=app.UAEvaporator,  
m_deltaTppChangeEvaporator==0.01)
```

```
break;
```

```
end
```

```
end
```

```
end
```

```
DriftstestmedfastinngangogIstTppButtonPushed(app);
```

```
end
```

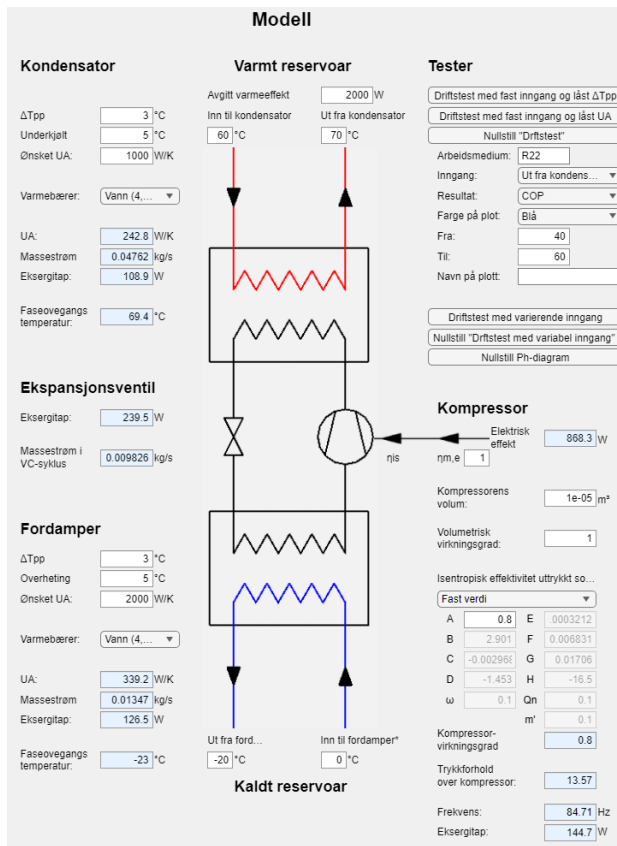
Vedlegg E: Kode for validering av VaporCompressionCycle mot Matlab funksjon SimpleCyclesCompression

```
import CoolProp
from CoolProp.Plots import PropertyPlot
from CoolProp.Plots import SimpleCompressionCycle

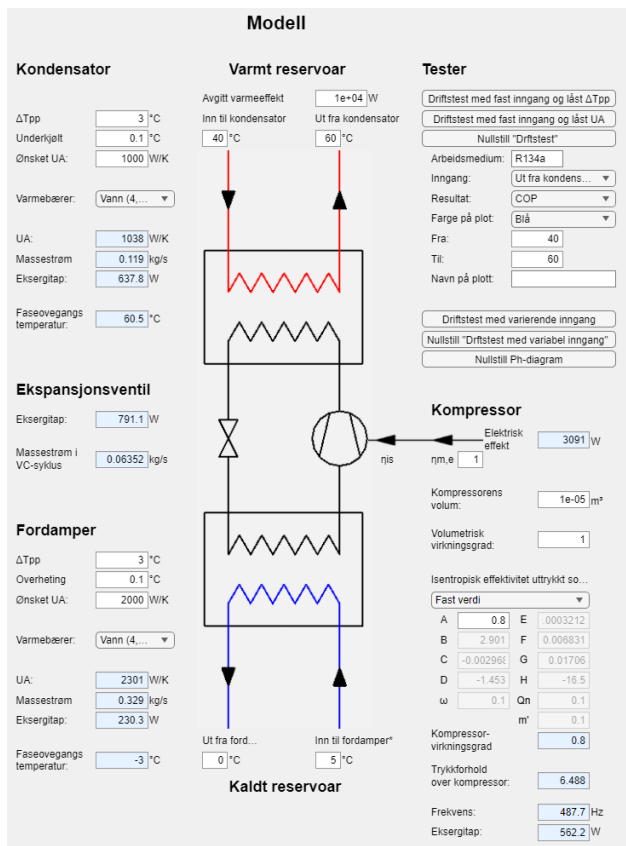
pp = PropertyPlot('HEOS::R134a', 'PH', unit_system='EUR')
pp.calc_isolines(CoolProp.iQ, num=11)
cycle = SimpleCompressionCycle('HEOS::R134a', 'PH', unit_system='EUR')
Te = 270
Tc = 310
cycle.simple_solve_dt(Te, Tc, 5, 5, 1, SI=True)
cycle.steps = 50
sc = cycle.get_state_changes()
print(sc)
```

Vedlegg F: Tester for validering av funksjonen PerformanceData

Test 1:



Test 2:



Vedlegg G: Tester for case-eksempel

Modell

Kondensator

ΔT_{tp}: 1.58 °C
 Underkjølt: 3 °C
 Ønsket UA: 665 [W/K]
 Varmeberer: Varm (4...)
 UA: 6650 [W/K]
 Massestrøm: 1.19 [kg/s]
 Eksergit UA: 613.2 [W]
 Faseavgangstemperatur: 30.76 °C

Varmt reservoar

Avgjitt varmeeffekt: 2.5e+04 [W]
 Inn til kondensator: 25 °C
 Ut fra kondensator: 30 °C

Tester

Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{tp}
 Driftstest med fast inngang og låst UA
 Nullstill "Driftstest"
 Arbeidsmedium: R410a
 Inngang: Ut fra kondens...
 Resultat: COP
 Farge på plot: Blå
 Fra: 0
 Til: 0
 Navn på plot:
 Driftstest med varierende inngang
 Nullstill "Driftstest med varibel inngang"
 Nullstill Ph-diagram

Ekspansjonsventil

Eksergitap: 435.3 [W]
 Massestrøm i VC-syklus: 0.1162 [kg/s]

Kompressor

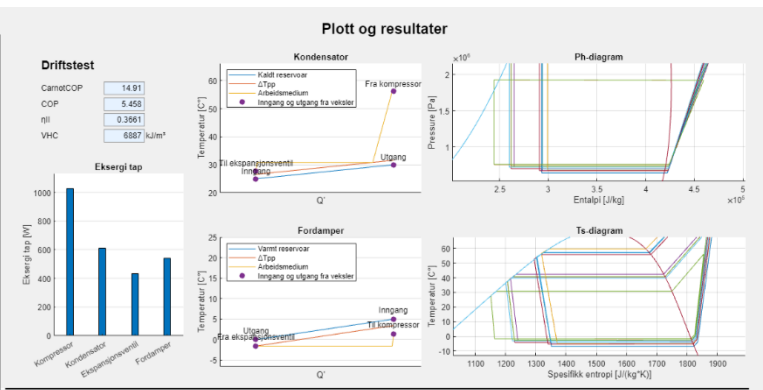
Elektrisk effekt: 4580 [W]
 n_{m,e}: 0.9
 Kompressorens volum: 1e-05 [m³]
 Volumetriske vridningsgrad: 1
 Isentropisk effektivitet uttrykt so...
 A: 0.6977 E: 0.000321
 B: 0.0025 F: 0.000831
 C: -0.00303 G: 0.01705
 D: -1.453 H: -16.5
 ω: 0.1 Q_m: 0.1
 m³: 0.1
 Kompressorvridningsgrad: 0.7273
 Trykkforhold over kompressor: 2.534
 Frekvens: 363 [Hz]
 Eksergitap: 1031 [W]

Fordamper

ΔT_{tp}: 1.58 °C
 Overheting: 3 °C
 Ønsket UA: 1.243e+0 [W/K]
 Varmeberer: Varm m...
 UA: 1.245e+0 [W/K]
 Massestrøm: 1.193 [kg/s]
 Eksergitap: 542 [W]
 Faseavgangstemperatur: -1.58 °C

Kaldt reservoar

Ut fra ford.: 0 °C
 Inn til fordamper: 5 °C



Modell

Kondensator

ΔT_{tp}: 2.62 °C
 Underkjølt: 3 °C
 Ønsket UA: 5000 [W/K]
 Varmeberer: Varm (4...)
 UA: 5005 [W/K]
 Massestrøm: 1.19 [kg/s]
 Eksergitap: 684.8 [W]
 Faseavgangstemperatur: 31.72 °C

Varmt reservoar

Avgjitt varmeeffekt: 2.5e+04 [W]
 Inn til kondensator: 25 °C
 Ut fra kondensator: 30 °C

Tester

Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{tp}
 Driftstest med fast inngang og låst UA
 Nullstill "Driftstest"
 Arbeidsmedium: R410a
 Inngang: Ut fra kondens...
 Resultat: COP
 Farge på plot: Blå
 Fra: 0
 Til: 0
 Navn på plot:
 Driftstest med varierende inngang
 Nullstill "Driftstest med varibel inngang"
 Nullstill Ph-diagram

Ekspansjonsventil

Eksergitap: 481.5 [W]
 Massestrøm i VC-syklus: 0.1165 [kg/s]

Kompressor

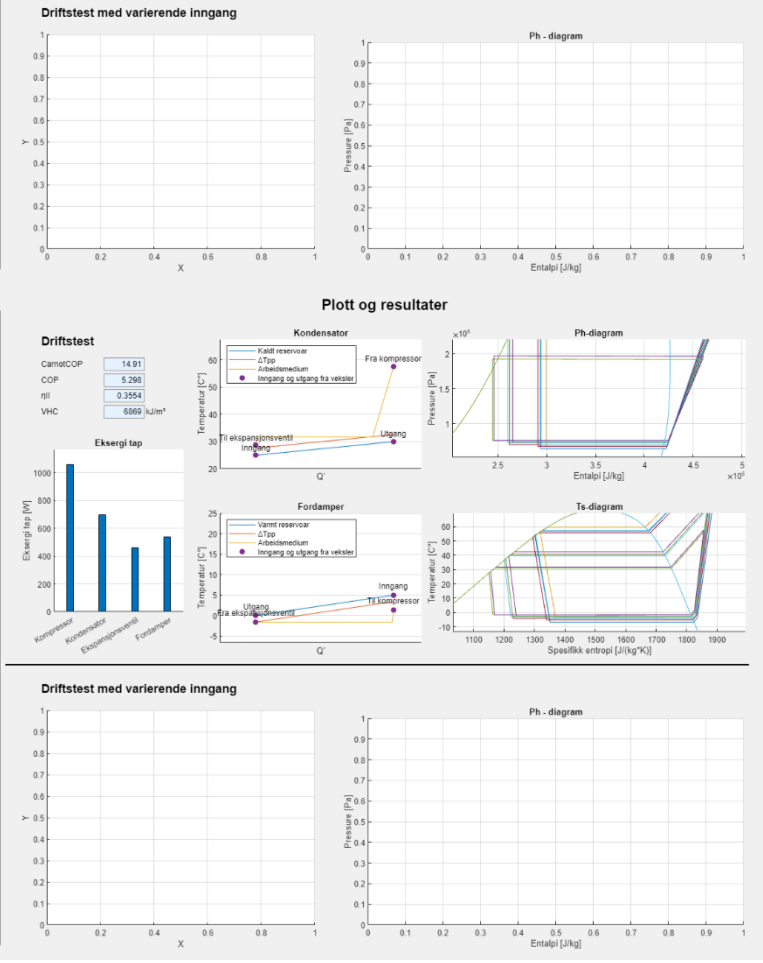
Elektrisk effekt: 4719 [W]
 n_{m,e}: 0.9
 Kompressorens volum: 1e-05 [m³]
 Volumetriske vridningsgrad: 1
 Isentropisk effektivitet uttrykt so...
 A: 0.6977 E: 0.000321
 B: 0.0025 F: 0.000831
 C: -0.00303 G: 0.01705
 D: -1.453 H: -16.5
 ω: 0.1 Q_m: 0.1
 m³: 0.1
 Kompressorvridningsgrad: 0.7264
 Trykkforhold over kompressor: 2.594
 Frekvens: 363 [Hz]
 Eksergitap: 1061 [W]

Fordamper

ΔT_{tp}: 1.57 °C
 Overheting: 3 °C
 Ønsket UA: 1.243e+0 [W/K]
 Varmeberer: Varm m...
 UA: 1.245e+0 [W/K]
 Massestrøm: 1.186 [kg/s]
 Eksergitap: 537.9 [W]
 Faseavgangstemperatur: -1.57 °C

Kaldt reservoar

Ut fra ford.: 0 °C
 Inn til fordamper: 5 °C



Modell

Kondensator

ΔT_{pp}: 1.56 °C
Underkjølt: 3 °C
Onsket UA: 6665 W/K

Varmerør: Varm (4...)

UA: 6687 W/K
Massestrøm: 1.19 kg/s
Eksergitap: 615.2 W

Fasevegings temperatur: 30.76 °C

Varmt reservoar

Avgitt varmeeffekt: 2.5e+04 W
Inn til kondensator: 25 °C
Ut fra kondensator: 30 °C

Tester

Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{pp}
Driftstest med fast inngang og låst UA
Nullstill: "Driftstest"

Arbeidsmedium: R410a
Inngang: Ut fra kondensator...
Resultat: COP
Farge på plot: Blå

Frå: 0
Til: 0

Driftstest med varierende inngang
Nullstill: "Driftstest med varierende inngang"
Nullstill Ph-diagram

Ekspansjonsventil

Eksergitap: 447 W
Massestrøm i VC-syklus: 0.1159 kg/s

Kompressor

Elektrisk effekt: 4661 W
r/m.e: 0.9

Kompressorens volum: 1e-05 m³
Volumetriske virkningsgrad: 1

Isentropisk effektivitet uttrykt so...
(A-B)/(Pu(Pi/m)-C)/Pu(Pi...)

A	0.6677	E	0.000321
B	0.0025	F	0.006631
C	-0.00303	G	0.01706
D	-1.453	H	-16.5
ω	0.1	Qm	0.1
		m ³	0.1

Kompressorvirkningsgrad: 0.7267
Trykkforhold over kompressor: 2.577
Frelvens: 388.5 Hz
Eksergitap: 1950 W

Fordamper

ΔT_{pp}: 2.13 °C
Overheting: 3 °C
Onsket UA: 9322 W/K

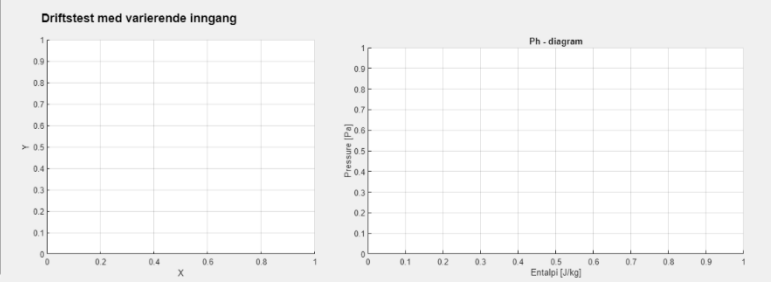
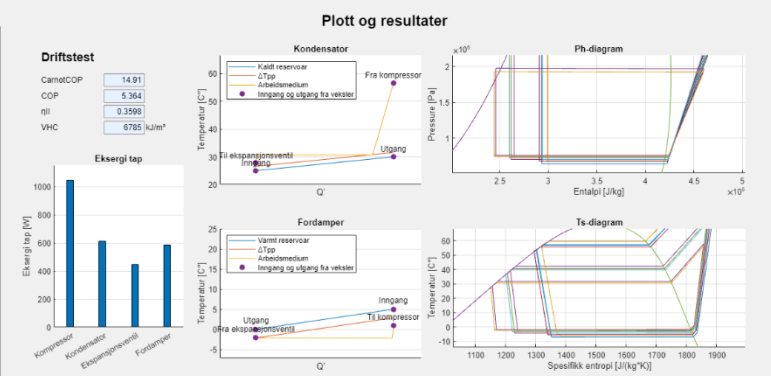
Varmerør: Varm me...)

UA: 9242 W/K
Massestrøm: 1.189 kg/s
Eksergitap: 586.5 W

Fasevegings temperatur: -2.13 °C

Ut fra ford.: 0 °C Inn til fordamper: 5 °C

Kaldt reservoar



Modell

Kondensator

ΔT_{pp}: 1.06 °C
Underkjølt: 3 °C
Onsket UA: 8331 W/K

Varmerør: Varm (4...)

UA: 8317 W/K
Massestrøm: 1.19 kg/s
Eksergitap: 586.6 W

Fasevegings temperatur: 39.26 °C

Varmt reservoar

Avgitt varmeeffekt: 2.5e+04 W
Inn til kondensator: 25 °C
Ut fra kondensator: 30 °C

Tester

Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{pp}
Driftstest med fast inngang og låst UA
Nullstill: "Driftstest"

Arbeidsmedium: R410a
Inngang: Ut fra kondensator...
Resultat: COP
Farge på plot: Blå

Frå: 0
Til: 0

Driftstest med varierende inngang
Nullstill: "Driftstest med varierende inngang"
Nullstill Ph-diagram

Ekspansjonsventil

Eksergitap: 420.8 W
Massestrøm i VC-syklus: 0.116 kg/s

Kompressor

Elektrisk effekt: 4502 W
r/m.e: 0.9

Kompressorens volum: 1e-05 m³
Volumetriske virkningsgrad: 1

Isentropisk effektivitet uttrykt so...
(A-B)/(Pu(Pi/m)-C)/Pu(Pi...)

A	0.6677	E	0.000321
B	0.0025	F	0.006631
C	-0.00303	G	0.01706
D	-1.453	H	-16.5
ω	0.1	Qm	0.1
		m ³	0.1

Kompressorvirkningsgrad: 0.7278
Trykkforhold over kompressor: 2.5
Frelvens: 382.5 Hz
Eksergitap: 1914 W

Fordamper

ΔT_{pp}: 1.59 °C
Overheting: 3 °C
Onsket UA: 1.243e+0 W/K

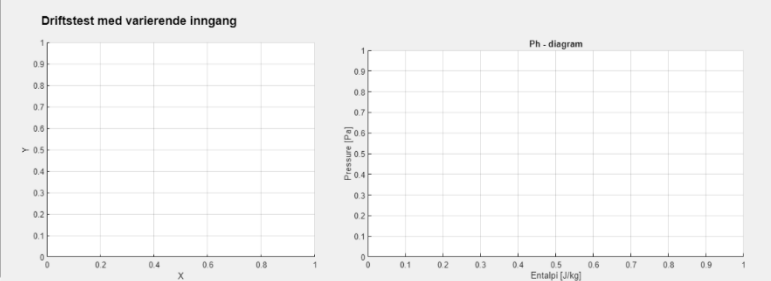
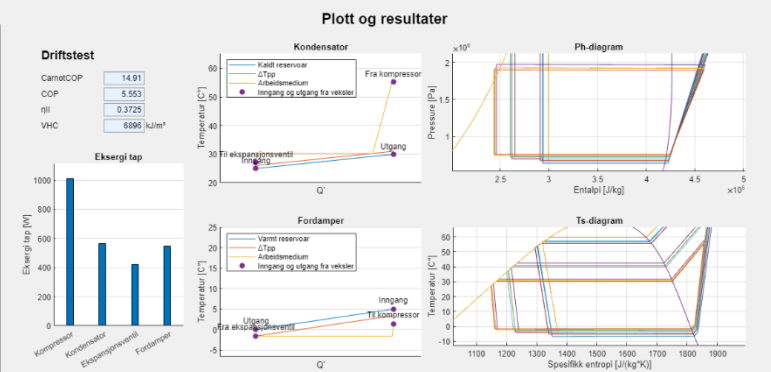
Varmerør: Varm me...)

UA: 1.242e+0 W/K
Massestrøm: 1.197 kg/s
Eksergitap: 544.7 W

Fasevegings temperatur: -1.59 °C

Ut fra ford.: 0 °C Inn til fordamper: 5 °C

Kaldt reservoar



Modell

Kondensator

ΔT_{tp}: 1.6 °C
 Underkjølt: 3 °C
 Ønsket UA: 6665 W/K

Varmerør: Vann (4...)

UA: 6640 W/K
 Massestrøm: 1.19 kg/s
 Eksergitap: 611.4 W

Fasevegings temperatur: 30.6 °C

Varmt reservoar

Avgtt varmeeffekt: 2.5e+04 W
 Inn til kondensator: 25 °C
 Ut fra kondensator: 30 °C

Tester

Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{tp}
 Driftstest med fast inngang og låst UA
 Nullstill "Driftstest"

Arbeidsmedium: R410a

Inngang: Ut fra kondensator

Resultat: COP

Farge på plot: Blå

Frå: 0
 Tt: 0

Driftstest med varierende inngang
 Nullstill "Driftstest med variabel inngang"
 Nullstill Ph-diagram

Ekspansjonsventil

Eksergitap: 428.4 W
 Massestrøm i VC-syklus: 0.1194 kg/s

Kompressor

Elektrisk effekt: 4533 W
 r_{m,e}: 0.9

Kompressorens volum: 1e-05 m³
 Volumetriske virkningsgrad: 1

Isentropisk effektivitet uttrykt so...
 (A+B*P_{ut}/P_{inn})+C/P_{ut}P_{inn}

A	0.6677	E	0.000321
B	0.0025	F	0.000631
C	-0.00303	G	0.01706
D	-1.453	H	-16.5

ω: 0.1 Q_m: 0.1 m³

Kompressorvirkningsgrad: 0.7277

Trykkforhold over kompressor: 2.506

Frekvens: 399.0 Hz
 Eksergitap: 1019 W

Fordamper

ΔT_{tp}: 1.26 °C
 Overkjøling: 3 °C
 Ønsket UA: 1.554e+0 W/K

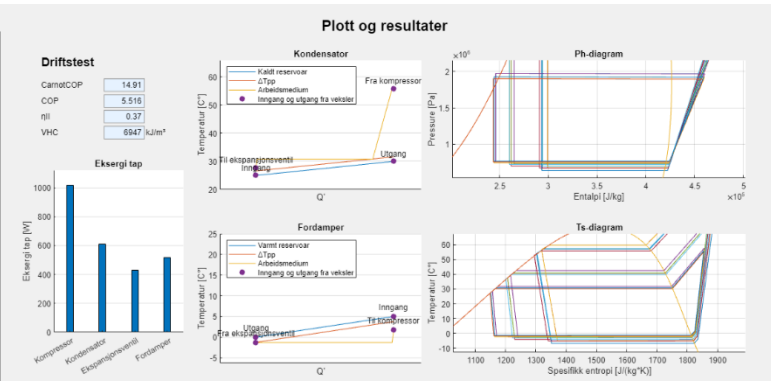
Varmerør: Vann me...

UA: 1.543e+0 W/K
 Massestrøm: 1.195 kg/s
 Eksergitap: 516.1 W

Fasevegings temperatur: -1.26 °C

Kaldt reservoar

Ut fra ford.: 0 °C
 Inn til fordamper: 5 °C



Modell

Kondensator

ΔT_{tp}: 3 °C
 Underkjølt: 3 °C
 Ønsket UA: 0 W/K

Varmerør: Vann (4...)

UA: 6665 W/K
 Massestrøm: 1.19 kg/s
 Eksergitap: 2186 W

Fasevegings temperatur: 40.7 °C

Varmt reservoar

Avgtt varmeeffekt: 5e+04 W
 Inn til kondensator: 30 °C
 Ut fra kondensator: 40 °C

Tester

Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{tp}
 Driftstest med fast inngang og låst UA
 Nullstill "Driftstest"

Arbeidsmedium: R410a

Inngang: Ut fra kondensator

Resultat: COP

Farge på plot: Blå

Frå: 0
 Tt: 0

Driftstest med varierende inngang
 Nullstill "Driftstest med variabel inngang"
 Nullstill Ph-diagram

Ekspansjonsventil

Eksergitap: 1650 W
 Massestrøm i VC-syklus: 0.2381 kg/s

Kompressor

Elektrisk effekt: 1.275e+0 W
 r_{m,e}: 0.9

Kompressorens volum: 1e-05 m³
 Volumetriske virkningsgrad: 1

Isentropisk effektivitet uttrykt so...
 (A+B*P_{ut}/P_{inn})+C/P_{ut}P_{inn}

A	0.6677	E	0.000321
B	0.0025	F	0.000631
C	-0.00303	G	0.01706
D	-1.453	H	-16.5

ω: 0.1 Q_m: 0.1 m³

Kompressorvirkningsgrad: 0.7125

Trykkforhold over kompressor: 3.396

Frekvens: 776.7 Hz
 Eksergitap: 2930 W

Fordamper

ΔT_{tp}: 3 °C
 Overkjøling: 3 °C
 Ønsket UA: 0 W/K

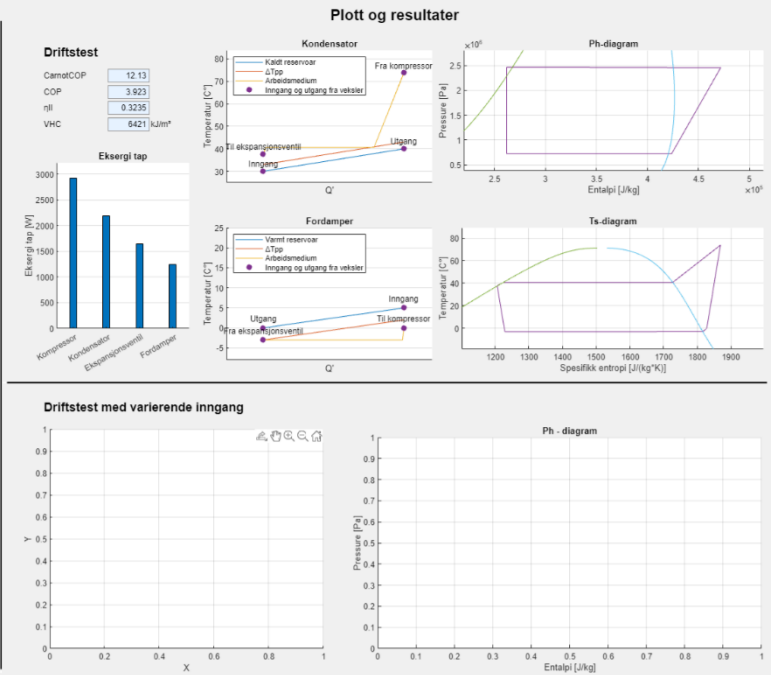
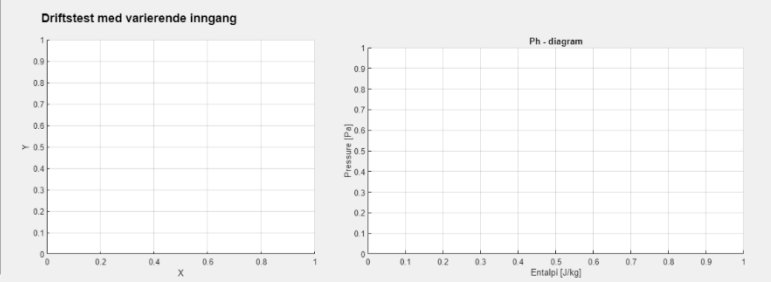
Varmerør: Vann me...

UA: 1.243e+0 W/K
 Massestrøm: 2.292 kg/s
 Eksergitap: 1243 W

Fasevegings temperatur: -3 °C

Kaldt reservoar

Ut fra ford.: 0 °C
 Inn til fordamper: 5 °C



Modell

Kondensator

ΔT_{tp}: 3 °C
Underkjølt: 3 °C
Ønsket UA: 0 W/K

Varmeberer: Vann (4...)

UA: 6665 W/K
Massestrøm: 1.19 kg/s
Eksergitap: 2188 W

Fasevegings temperatur: 40.7 °C

Varmt reservoar

Avgitte varmeeffekt: 5e+04 W
Inn til kondensator: 30 °C
Ut fra kondensator: 40 °C

Tester

Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{tp}
Driftstest med fast inngang og låst UA
Nullstill "Driftstest"

Arbeidsmedium: R410a
Inngang: Ut fra kondens...
Resultat: COP
Farge på plot: Blå

Frekvens: 0
TE: 0
Navn på plott:

Driftstest med varierende inngang
Nullstill "Driftstest med varibel inngang"
Nullstill Ph-diagram

Ekspansjonsventil

Eksergitap: 1650 W
Massestrøm i VC-syklus: 0.2381 kg/s

Kompressor

Elektrisk effekt: 1.275e+0 W
n_{m,e}: 0.9

Kompressorens volum: 1e-05 m³
Volumetriske virkningsgrad: 1

Isentropisk effektivitet uttrykt som...
(A-B)/(P_{ut}P_{inn}) + C/P_{ut}P_{inn}

A	0.6677	E	0.000321
B	0.0025	F	0.000831
C	-0.00303	G	0.91706
D	-1.453	H	-16.5

ω: 0.1 Om
m³: 0.1

Kompressor-virkningsgrad: 0.7125
Trykkforhold over kompressor: 3.396
Frekvens: 778.7 Hz
Eksergitap: 2936 W

Fordamper

ΔT_{tp}: 3 °C
Overkjøling: 3 °C
Ønsket UA: 0 W/K

Varmeberer: Vann me...
UA: 1.245e+0 W/K
Massestrøm: 2.202 kg/s
Eksergitap: 1243 W

Fasevegings temperatur: -3 °C

Ut fra ford...: 0 °C
Inn til fordamper: 5 °C

Kaldt reservoar

Plott og resultater

Driftstest

CarnotCOP: 12.13
COP: 3.923
η_{ill}: 0.3235
VHC: 6421 kJ/m³

Kondensator

Ph-diagram

Eksergitap

Fordamper

Ts-diagram

Modell

Kondensator

ΔT_{tp}: 2.95 °C
Underkjølt: 3 °C
Ønsket UA: 6665 W/K

Varmeberer: Vann (4...)

UA: 6653 W/K
Massestrøm: 1.19 kg/s
Eksergitap: 2201 W

Fasevegings temperatur: 40.65 °C

Varmt reservoar

Avgitte varmeeffekt: 5e+04 W
Inn til kondensator: 30 °C
Ut fra kondensator: 40 °C

Tester

Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{tp}
Driftstest med fast inngang og låst UA
Nullstill "Driftstest"

Arbeidsmedium: R410a
Inngang: Ut fra kondens...
Resultat: COP
Farge på plot: Blå

Frekvens: 0
TE: 0
Navn på plott:

Driftstest med varierende inngang
Nullstill "Driftstest med varibel inngang"
Nullstill Ph-diagram

Ekspansjonsventil

Eksergitap: 1700 W
Massestrøm i VC-syklus: 0.2387 kg/s

Kompressor

Elektrisk effekt: 1.307e+0 W
n_{m,e}: 0.9

Kompressorens volum: 1e-05 m³
Volumetriske virkningsgrad: 1

Isentropisk effektivitet uttrykt som...
(A-B)/(P_{ut}P_{inn}) + C/P_{ut}P_{inn}

A	0.6677	E	0.000321
B	0.0025	F	0.000831
C	-0.00303	G	0.91706
D	-1.453	H	-16.5

ω: 0.1 Om
m³: 0.1

Kompressor-virkningsgrad: 0.7102
Trykkforhold over kompressor: 3.506
Frekvens: 799.8 Hz
Eksergitap: 3022 W

Fordamper

ΔT_{tp}: 4.01 °C
Overkjøling: 3 °C
Ønsket UA: 9322 W/K

Varmeberer: Vann me...
UA: 9303 W/K
Massestrøm: 2.185 kg/s
Eksergitap: 1394 W

Fasevegings temperatur: -4.01 °C

Ut fra ford...: 0 °C
Inn til fordamper: 5 °C

Kaldt reservoar

Plott og resultater

Driftstest

CarnotCOP: 12.13
COP: 3.826
η_{ill}: 0.3155
VHC: 6252 kJ/m³

Kondensator

Ph-diagram

Eksergitap

Fordamper

Ts-diagram

Driftstest med varierende inngang

Ph - diagram

Modell

Kondensator

ΔT_{pp} 1.94 °C
 Underkjølt 3 °C
 Onsket UA: 8331 W/K

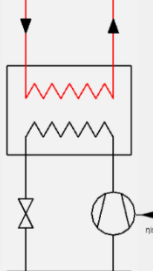
Varmeråber: Vann (4...)

UA: 8343 W/K
 Massestrøm 1.19 kg/s
 Eksergitap: 2019 W

Fasevegings temperatur: 39.74 °C

Varmt reservoar

Avgitt varmeeffekt 5e+04 W
 Inn til kondensator 30 °C
 Ut fra kondensator 40 °C



Tester

Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{pp}
 Driftstest med fast inngang og låst UA

Nullstill: "Driftstest"

Arbeidsmedium: R410a

Inngang: Ut fra kondensator

Resultat: COP

Farge på plot: Blå

Fra: 0
 Til: 0

Navn på plot:

Driftstest med varierende inngang

Nullstill: "Driftstest med varierende inngang"

Nullstill Ph-diagram

Kompressor

Elektrisk effekt 1.244e+0 W

η_{m,e} 0.9

Kompressorens volum: 1e-05 m³

Volumetriske virkningsgrad: 1

Isentropisk effektivitet uttrykt so...

(A-B)/(Pu/Pim)+C/Pu/Pin...

A 0.6677 E 0.000321

B 0.0025 F 0.006631

C -0.00303 G 0.01706

D -1.453 H -16.5

ω 0.1 Q_m 0.1

m³ 0.1

Kompressorvirkningsgrad 0.714

Trykkforhold over kompressor: 3.321

Frekvens: 778 Hz

Eksergitap: 2856 W

Eksansjonsventil

Eksergitap: 1574 W

Massestrøm i VC-syklus 0.2373 kg/s

Fordamper

ΔT_{pp} 3.03 °C

Overkjøling 3 °C

Onsket UA: 1.243e+0 W/K

Varmeråber: Vann me...

UA: 1.24e+04 W/K

Massestrøm 2.218 kg/s

Eksergitap: 1256 W

Fasevegings temperatur: -3.03 °C

Ut fra ford. 0 °C

Inn til fordampere 5 °C

Kaldt reservoar

Modell

Kondensator

ΔT_{pp} 3.04 °C
 Underkjølt 3 °C
 Onsket UA: 6665 W/K

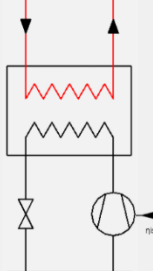
Varmeråber: Vann (4...)

UA: 6658 W/K
 Massestrøm 1.19 kg/s
 Eksergitap: 2179 W

Fasevegings temperatur: 49.74 °C

Varmt reservoar

Avgitt varmeeffekt 5e+04 W
 Inn til kondensator 30 °C
 Ut fra kondensator 40 °C



Tester

Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{pp}

Driftstest med fast inngang og låst UA

Nullstill: "Driftstest"

Arbeidsmedium: R410a

Inngang: Ut fra kondensator

Resultat: COP

Farge på plot: Blå

Fra: 0
 Til: 0

Navn på plot:

Driftstest med varierende inngang

Nullstill: "Driftstest med varierende inngang"

Nullstill Ph-diagram

Kompressor

Elektrisk effekt 1.256e+0 W

η_{m,e} 0.9

Kompressorens volum: 1e-05 m³

Volumetriske virkningsgrad: 1

Isentropisk effektivitet uttrykt so...

(A-B)/(Pu/Pim)+C/Pu/Pin...

A 0.6677 E 0.000321

B 0.0025 F 0.006631

C -0.00303 G 0.01706

D -1.453 H -16.5

ω 0.1 Q_m 0.1

m³ 0.1

Kompressorvirkningsgrad 0.7137

Trykkforhold over kompressor: 3.333

Frekvens: 766.5 Hz

Eksergitap: 2877 W

Eksansjonsventil

Eksergitap: 1617 W

Massestrøm i VC-syklus 0.2389 kg/s

Fordamper

ΔT_{pp} 2.4 °C

Overkjøling 3 °C

Onsket UA: 1.554e+0 W/K

Varmeråber: Vann me...

UA: 1.546e+0 W/K

Massestrøm 2.211 kg/s

Eksergitap: 1152 W

Fasevegings temperatur: -2.4 °C

Ut fra ford. 0 °C

Inn til fordampere 5 °C

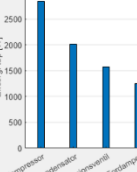
Kaldt reservoar

Plott og resultater

Driftstest

CarotCOP 12.13
 COP 4.02
 η_{il} 0.3316
 VHC 6437 kJ/m³

Eksergitap



Kondensator



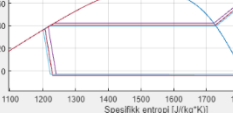
Ph-diagram



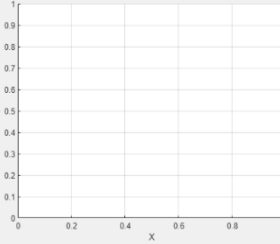
Fordamper



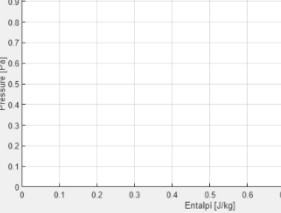
Ts-diagram



Driftstest med varierende inngang



Ph - diagram

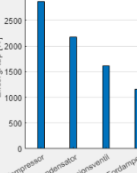


Plott og resultater

Driftstest

CarotCOP 12.13
 COP 3.981
 η_{il} 0.3283
 VHC 6523 kJ/m³

Eksergitap



Kondensator



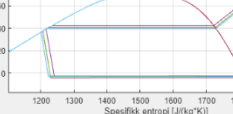
Ph-diagram



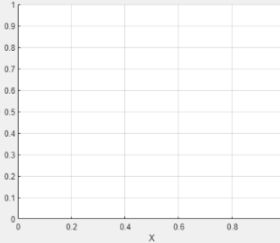
Fordamper



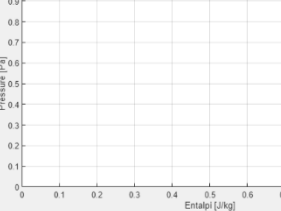
Ts-diagram



Driftstest med varierende inngang



Ph - diagram



Modell

Kondensator

ΔT_{tp}: 4.18 °C
Underkjølt: 3 °C
Ønsket UA: 6665 W/K

Varmerør: Vann (4...)

UA: 6662 W/K
Massestrøm: 1.19 kg/s
Eksergitap: 4500 W

Fasevegings temperatur: 49.56 °C

Varmt reservoar

Avgett varmeeffekt: 7.5e+04 W
Inn til kondensator: 35 °C
Ut fra kondensator: 50 °C

Tester

Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{tp}
Driftstest med fast inngang og låst UA

Nullstill: "Driftstest"

Arbeidsmedium: R410a

Inngang: Ut fra kondensator

Resultat: COP

Farge på plot: Blå

Frå: 0
Til: 0

Navn på plot:

Driftstest med varierende inngang
Nullstill "Driftstest med varierende inngang"
Nullstill Ph-diagram

Eksansjonsventil

Eksergitap: 3946 W
Massestrøm i VC-syklus: 0.3656 kg/s

Kompressor

Elektrisk effekt: 2.452e+0 W
r/m.e: 0.9

Kompressorens volum: 1e-05 m³
Volumetriske virkningsgrad: 1

Isentropisk effektivitet uttrykt so...
(A-B*(P_{ut}/P_{inn})+C)/P_{ut}P_{inn}

A	0.6677	E	0.000321
B	0.0025	F	0.006631
C	-0.00303	G	0.01706
D	-1.453	H	-16.5
ω	0.1	Q _m	0.1
		m³	0.1

Kompressorvirkningsgrad: 0.6903
Trykforhold over kompressor: 4.35

Frekvens: 1242 Hz
Eksergitap: 4620 W

Fordamper

ΔT_{tp}: 4.16 °C
Overheting: 3 °C
Ønsket UA: 1.243e+0 W/K

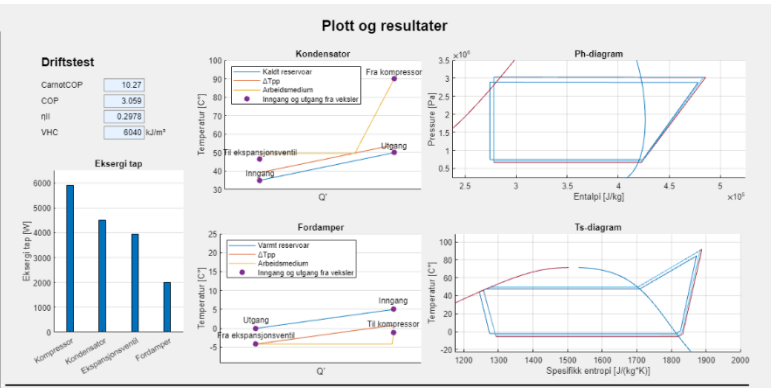
Varmerør: Vann me...

UA: 1.241e+0 W/K
Massestrøm: 3.025 kg/s
Eksergitap: 1095 W

Fasevegings temperatur: -4.16 °C

Kaldt reservoar

Ut fra ford.: 0 °C
Inn til fordamper: 5 °C



Modell

Kondensator

ΔT_{tp}: 6.73 °C
Underkjølt: 3 °C
Ønsket UA: 5000 W/K

Varmerør: Vann (4...)

UA: 4996 W/K
Massestrøm: 1.19 kg/s
Eksergitap: 5094 W

Fasevegings temperatur: 51.83 °C

Varmt reservoar

Avgett varmeeffekt: 7.5e+04 W
Inn til kondensator: 35 °C
Ut fra kondensator: 50 °C

Tester

Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{tp}
Driftstest med fast inngang og låst UA

Nullstill: "Driftstest"

Arbeidsmedium: R410a

Inngang: Ut fra kondensator

Resultat: COP

Farge på plot: Blå

Frå: 0
Til: 0

Navn på plot:

Driftstest med varierende inngang
Nullstill "Driftstest med varierende inngang"
Nullstill Ph-diagram

Eksansjonsventil

Eksergitap: 4331 W
Massestrøm i VC-syklus: 0.3688 kg/s

Kompressor

Elektrisk effekt: 2.581e+0 W
r/m.e: 0.9

Kompressorens volum: 1e-05 m³
Volumetriske virkningsgrad: 1

Isentropisk effektivitet uttrykt so...
(A-B*(P_{ut}/P_{inn})+C)/P_{ut}P_{inn}

A	0.6677	E	0.000321
B	0.0025	F	0.006631
C	-0.00303	G	0.01706
D	-1.453	H	-16.5
ω	0.1	Q _m	0.1
		m³	0.1

Kompressorvirkningsgrad: 0.6844
Trykforhold over kompressor: 4.566

Frekvens: 1249 Hz
Eksergitap: 6289 W

Fordamper

ΔT_{tp}: 4.07 °C
Overheting: 3 °C
Ønsket UA: 1.243e+0 W/K

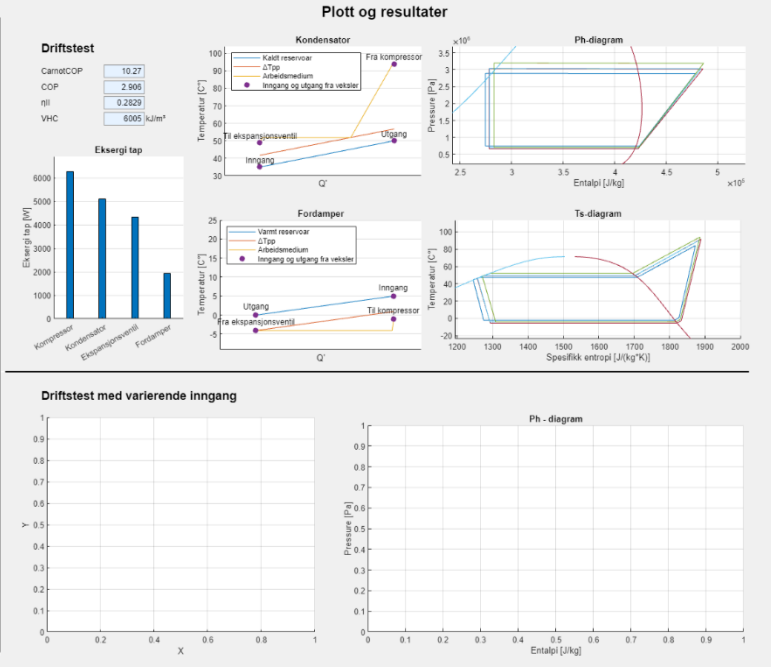
Varmerør: Vann me...

UA: 1.24e+04 W/K
Massestrøm: 2.958 kg/s
Eksergitap: 1931 W

Fasevegings temperatur: -4.07 °C

Kaldt reservoar

Ut fra ford.: 0 °C
Inn til fordamper: 5 °C



Modell

Kondensator

ΔT_{pp} 2.73 °C
 Underkjølt 3 °C
 Ønsket UA: 8331 W/K

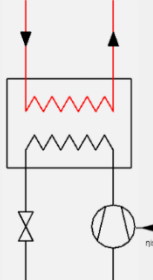
Varmerør: Vann (4...)

UA: 8315 W/K
 Massestrøm 1.19 kg/s
 Eksergitap: 4170 W

Fasevegings temperatur: 48.33 °C

Varmt reservoir

Avgitt varmeeffekt 7.5e+04 W
 Inn til kondensator 35 °C
 Ut fra kondensator 50 °C



Tester

Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{pp}
 Driftstest med fast inngang og låst UA

Nullstill: "Driftstest"

Arbeidsmedium: R410a
 Inngang: Ut fra kondensator

Resultat: COP
 Farge på plot: Blå

Fra: 0
 Til: 0

Navn på plot:

Driftstest med varierende inngang
 Nullstill: "Driftstest med varierende inngang"

Nullstill Ph-diagram

Kompressor

Elektrisk effekt 2.383e+0 W
 η_{m,e} 0.9

Kompressorens volum: 1e-05 m³

Volumetriske virkningsgrad: 1

Isentropisk effektivitet uttrykt so...
 (A-B)/(Pu/Pim)+C/Pu/Pin

A 0.6677 E 0.000321
 B 0.0025 F 0.000631
 C -0.00303 G 0.01706
 D -1.453 H -16.5

ω 0.1 Q_m 0.1
 m³ 0.1

Kompressorvirkningsgrad 0.8933

Trykkforhold over kompressor: 4.233

Frekvens: 1238 Hz
 Eksergitap: 5726 W

Eksansjonsventil

Eksergitap: 3743 W
 Massestrøm i VC-syklus 0.3639 kg/s

Fordamper

ΔT_{pp} 4.21 °C
 Overheting 3 °C
 Ønsket UA: 1.243e+0 W/K

Varmerør: Vann me...

UA: 1.242e+0 W/K
 Massestrøm 3.06 kg/s
 Eksergitap: 2030 W

Fasevegings temperatur: -4.21 °C

Ut fra ford. 0 °C
 Inn til fordampere 5 °C

Kaldt reservoir

Modell

Kondensator

ΔT_{pp} 4.15 °C
 Underkjølt 3 °C
 Ønsket UA: 6665 W/K

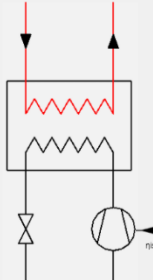
Varmerør: Vann (4...)

UA: 6663 W/K
 Massestrøm 1.19 kg/s
 Eksergitap: 4534 W

Fasevegings temperatur: 49.45 °C

Varmt reservoir

Avgitt varmeeffekt 7.5e+04 W
 Inn til kondensator 35 °C
 Ut fra kondensator 50 °C



Tester

Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{pp}
 Driftstest med fast inngang og låst UA

Nullstill: "Driftstest"

Arbeidsmedium: R410a
 Inngang: Ut fra kondensator

Resultat: COP
 Farge på plot: Blå

Fra: 0
 Til: 0

Navn på plot:

Driftstest med varierende inngang
 Nullstill: "Driftstest med varierende inngang"

Nullstill Ph-diagram

Kompressor

Elektrisk effekt 2.522e+0 W
 η_{m,e} 0.9

Kompressorens volum: 1e-05 m³

Volumetriske virkningsgrad: 1

Isentropisk effektivitet uttrykt so...
 (A-B)/(Pu/Pim)+C/Pu/Pin

A 0.6677 E 0.000321
 B 0.0025 F 0.000631
 C -0.00303 G 0.01706
 D -1.453 H -16.5

ω 0.1 Q_m 0.1
 m³ 0.1

Kompressorvirkningsgrad 0.6862

Trykkforhold over kompressor: 4.535

Frekvens: 1284 Hz
 Eksergitap: 6170 W

Eksansjonsventil

Eksergitap: 4075 W
 Massestrøm i VC-syklus 0.3619 kg/s

Fordamper

ΔT_{pp} 5.51 °C
 Overheting 3 °C
 Ønsket UA: 9322 W/K

Varmerør: Vann me...

UA: 9317 W/K
 Massestrøm 2.989 kg/s
 Eksergitap: 2273 W

Fasevegings temperatur: -5.51 °C

Ut fra ford. 0 °C
 Inn til fordampere 5 °C

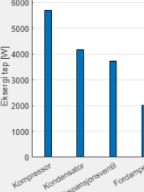
Kaldt reservoir

Plott og resultater

Driftstest

CarotCOP 10.27
 COP 3.148
 η_{ll} 0.3064
 VHC 6059 kJ/m³

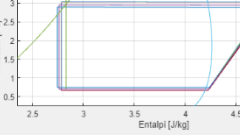
Eksgergitap



Kondensator



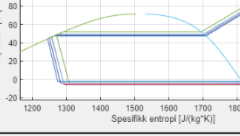
Ph-diagram



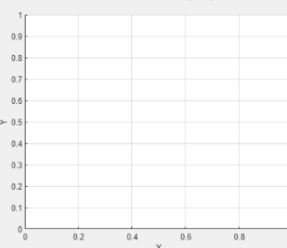
Fordamper



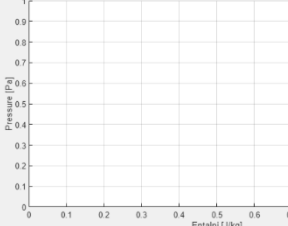
Ts-diagram



Driftstest med varierende inngang



Ph - diagram

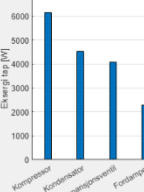


Plott og resultater

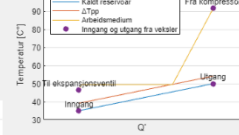
Driftstest

CarotCOP 10.27
 COP 2.974
 η_{ll} 0.2895
 VHC 5840 kJ/m³

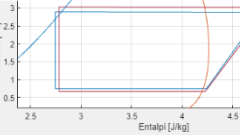
Eksgergitap



Kondensator



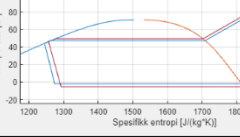
Ph-diagram



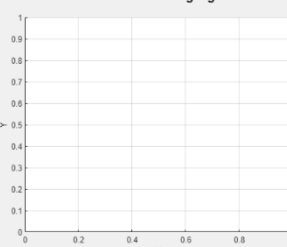
Fordamper



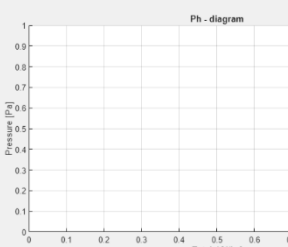
Ts-diagram



Driftstest med varierende inngang



Ph - diagram



Modell

Kondensator

ΔT_{pp} 4.15 °C
 Underkjølt 3 °C
 Onsket UA: 6665 W/K
 Varmeberer: Vann (4...)
 UA: 6670 W/K
 Massestrøm 1.19 kg/s
 Eksergitap: 4479 W
 Fasevegings temperatur: 49.65 °C

Varmt reservoir

Avgitt varmeeffekt: 7.5e+04 W
 Inn til kondensator: 35 °C
 Ut fra kondensator: 50 °C

Tester

Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{pp}
 Driftstest med fast inngang og låst UA
 Nullstill: "Driftstest"
 Arbeidsmedium: R410a
 Inngang: Ut fra kondensator...
 Resultat: COP
 Farge på plot: Blå
 Fra: 0
 Te: 0
 Navn på plot:

Ekspansjonsventil

Eksergitap: 3865 W
 Massestrøm i VC-syklus: 0.3679 kg/s

Fordamper

ΔT_{pp} 3.33 °C
 Overheting 3 °C
 Onsket UA: 1.554e+0 W/K
 Varmeberer: Vann me...
 UA: 1.552e+0 W/K
 Massestrøm 3.046 kg/s
 Eksergitap: 1821 W
 Fasevegings temperatur: -3.33 °C

Kaldt reservoir

Ut fra ford.: 0 °C
 Inn til fordamper: 5 °C

Kompressor

Elektrisk effekt: 2.41e+04 W
 $\eta_{m,e}$ 0.9
 Kompressorens volum: 1e-05 m³
 Volumetriske virkningsgrad: 1
 Isentropisk effektivitet uttrykt so...
 (A-B/Pu(Pi/Pm)+C/Pu(Pi/Pm)...)

Modell

Kondensator

ΔT_{pp} 5.07 °C
 Underkjølt 3 °C
 Onsket UA: 6665 W/K
 Varmeberer: Vann (4...)
 UA: 6673 W/K
 Massestrøm 1.19 kg/s
 Eksergitap: 7305 W
 Fasevegings temperatur: 57.17 °C

Varmt reservoir

Avgitt varmeeffekt: 1e+05 W
 Inn til kondensator: 40 °C
 Ut fra kondensator: 60 °C

Tester

Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{pp}
 Driftstest med fast inngang og låst UA
 Nullstill: "Driftstest"
 Arbeidsmedium: R410a
 Inngang: Ut fra kondensator...
 Resultat: COP
 Farge på plot: Blå
 Fra: 0
 Te: 0
 Navn på plot:

Ekspansjonsventil

Eksergitap: 7458 W
 Massestrøm i VC-syklus: 0.4971 kg/s

Fordamper

ΔT_{pp} 5.05 °C
 Overheting 3 °C
 Onsket UA: 1.243e+0 W/K
 Varmeberer: Vann me...
 UA: 1.243e+0 W/K
 Massestrøm 3.665 kg/s
 Eksergitap: 2704 W
 Fasevegings temperatur: -5.05 °C

Kaldt reservoir

Ut fra ford.: 0 °C
 Inn til fordamper: 5 °C

Kompressor

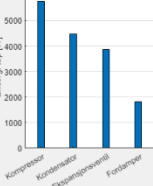
Elektrisk effekt: 3.983e+0 W
 $\eta_{m,e}$ 0.9
 Kompressorens volum: 1e-05 m³
 Volumetriske virkningsgrad: 1
 Isentropisk effektivitet uttrykt so...
 (A-B/Pu(Pi/Pm)+C/Pu(Pi/Pm)...)

Plott og resultater

Driftstest

CarnotCOP: 10.27
 COP: 3.112
 η_{ll} : 0.303
 VHC: 6167 kJ/m³

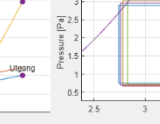
Eksgergitap



Kondensator



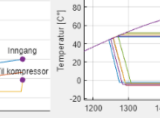
Ph-diagram



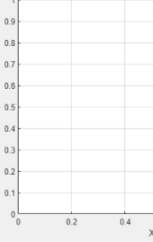
Fordamper



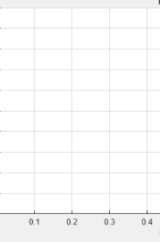
Ts-diagram



Driftstest med varierende inngang



Ph - diagram

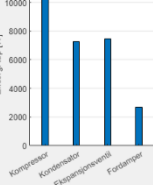


Plott og resultater

Driftstest

CarnotCOP: 8.947
 COP: 2.51
 η_{ll} : 0.2805
 VHC: 5755 kJ/m³

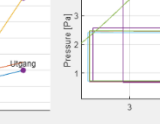
Eksgergitap



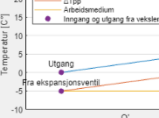
Kondensator



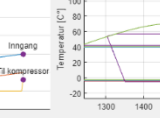
Ph-diagram



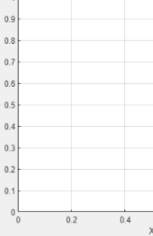
Fordamper



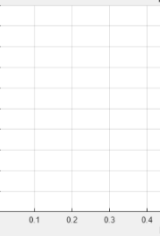
Ts-diagram



Driftstest med varierende inngang



Ph - diagram



Modell

Kondensator

ΔT_{pp}: 8.25 °C
Underkjølt: 3 °C
Ønsket UA: 5000 W/K

Varmerører: Vann (4...)

UA: 5005 W/K
Massestrøm: 1.19 kg/s
Eksergitap: 8211 W

Fasevegings temperatur: 59.65 °C

Varmt reservoar

Avgitte varmeeffekt: 1e+05 W
Inn til kondensator: 40 °C
Ut fra kondensator: 50 °C

Tester

Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{pp}
Driftstest med fast inngang og låst UA
Nullstill: "Driftstest"

Arbeidsmedium: R410a

Inngang: Ut fra kondensator

Resultat: COP

Farge på plot: Blå

Frå: 0
Til: 0

Navn på plott:

Driftstest med varierende inngang
Nullstill: "Driftstest med varierende inngang"
Nullstill Ph-diagram

Ekspansjonsventil

Eksergitap: 8181 W
Massestrøm i VC-syklus: 0.5021 kg/s

Kompressor

Elektrisk effekt: 4.205e+0 W
r_{m,e}: 0.9

Kompressorens volum: 1e-05 m³
Volumetriske virkningsgrad: 1

Isentropisk effektivitet uttrykt som...
(A-B)/(P_{u1}P_{im1}+C)/P_{u1}P_{im1}

A	0.6677	E	0.000321
B	0.0025	F	0.000631
C	-0.00303	G	0.01706
D	-1.453	H	-16.5
ω	0.1	Q _m	0.1
		m ³	0.1

Kompressorvirkningsgrad: 0.6523
Trykkforhold over kompressor: 5.568
Frelvens: 1746 Hz
Eksergitap: 1.106e+0 W

Fordamper

ΔT_{pp}: 4.88 °C
Overheting: 3 °C
Ønsket UA: 1.243e+0 W/K

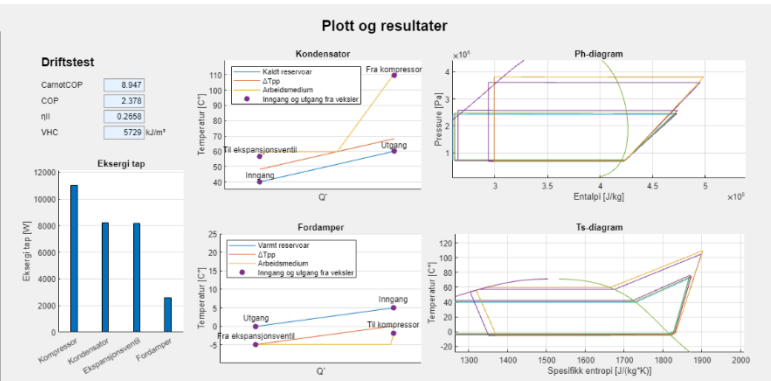
Varmerører: Vann me...

UA: 1.245e+0 W/K
Massestrøm: 3.552 kg/s
Eksergitap: 2573 W

Fasevegings temperatur: -4.88 °C

Kaldt reservoar

Ut fra ford.: 0 °C
Inn til fordamper: 5 °C



Modell

Kondensator

ΔT_{pp}: 4.95 °C
Underkjølt: 3 °C
Ønsket UA: 6665 W/K

Varmerører: Vann (4...)

UA: 6674 W/K
Massestrøm: 1.19 kg/s
Eksergitap: 7376 W

Fasevegings temperatur: 59.95 °C

Varmt reservoar

Avgitte varmeeffekt: 1e+05 W
Inn til kondensator: 40 °C
Ut fra kondensator: 50 °C

Tester

Driftstest med fast inngang og låst ΔT_{pp}
Driftstest med fast inngang og låst UA
Nullstill: "Driftstest"

Arbeidsmedium: R410a

Inngang: Ut fra kondensator

Resultat: COP

Farge på plot: Blå

Frå: 0
Til: 0

Navn på plott:

Driftstest med varierende inngang
Nullstill: "Driftstest med varierende inngang"
Nullstill Ph-diagram

Ekspansjonsventil

Eksergitap: 7649 W
Massestrøm i VC-syklus: 0.4891 kg/s

Kompressor

Elektrisk effekt: 4.103e+0 W
r_{m,e}: 0.9

Kompressorens volum: 1e-05 m³
Volumetriske virkningsgrad: 1

Isentropisk effektivitet uttrykt som...
(A-B)/(P_{u1}P_{im1}+C)/P_{u1}P_{im1}

A	0.6677	E	0.000321
B	0.0025	F	0.000631
C	-0.00303	G	0.01706
D	-1.453	H	-16.5
ω	0.1	Q _m	0.1
		m ³	0.1

Kompressorvirkningsgrad: 0.6524
Trykkforhold over kompressor: 5.584
Frelvens: 1802 Hz
Eksergitap: 1.087e+0 W

Fordamper

ΔT_{pp}: 6.65 °C
Overheting: 3 °C
Ønsket UA: 9322 W/K

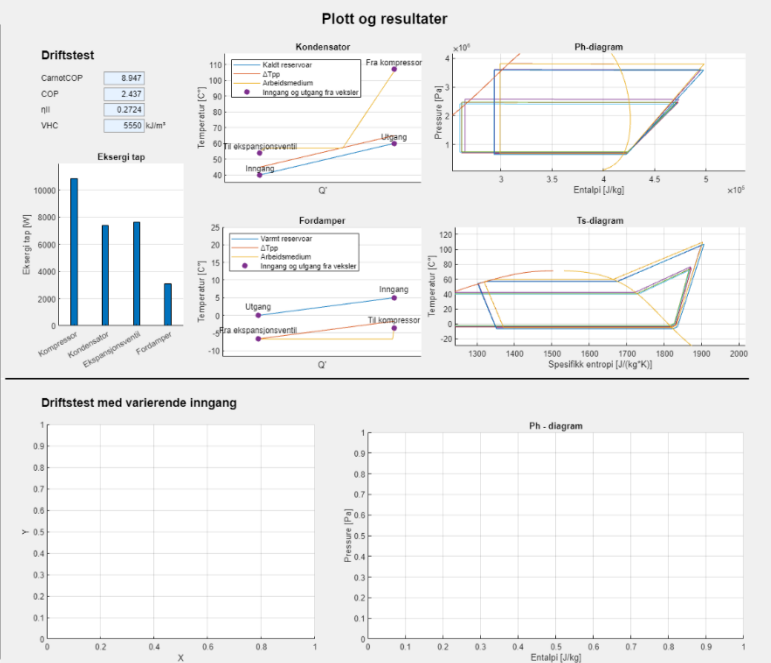
Varmerører: Vann me...

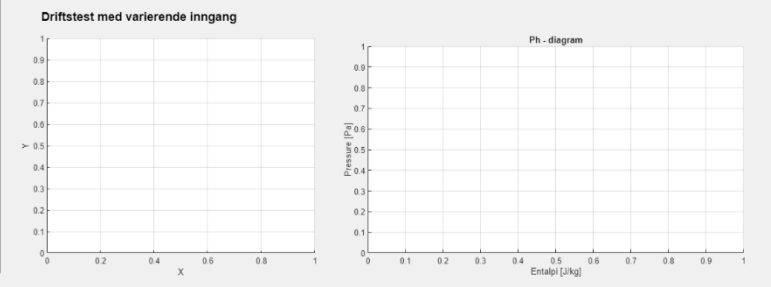
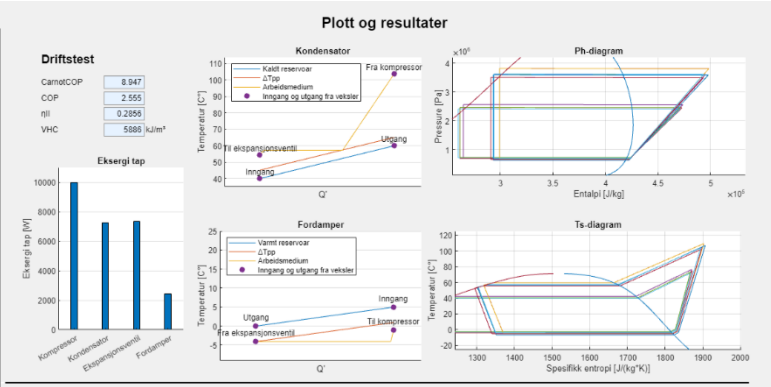
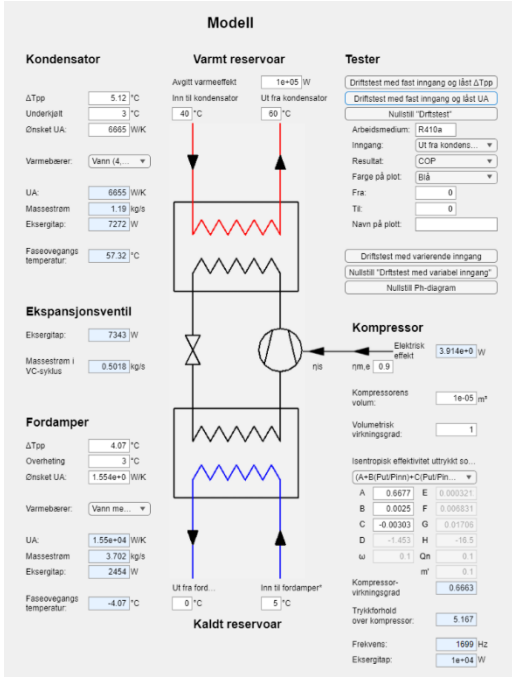
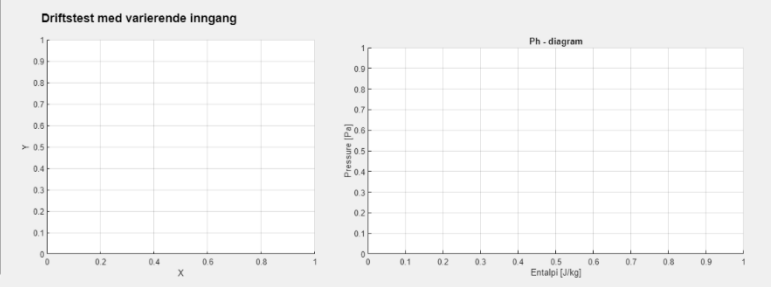
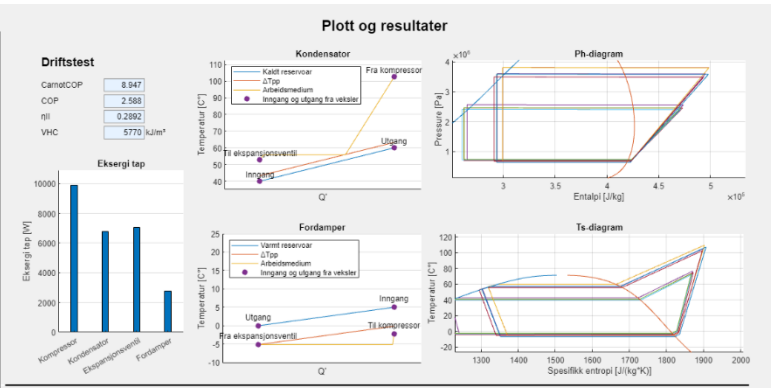
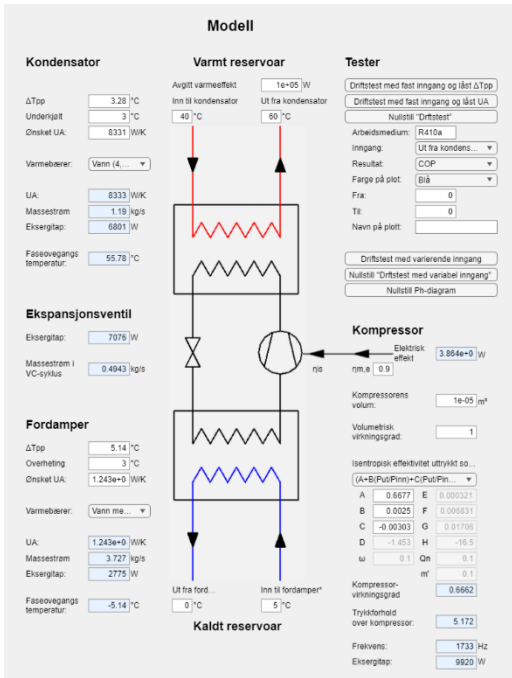
UA: 9331 W/K
Massestrøm: 3.664 kg/s
Eksergitap: 3190 W

Fasevegings temperatur: -6.65 °C

Kaldt reservoar

Ut fra ford.: 0 °C
Inn til fordamper: 5 °C





Vedlegg H: Resultater fra case-eksempel

Effekt kondensator [kW]	Varmekkondensator	Test	COP	COP/CarnotCOP	VHC [kJ/m ³]	Et-effekt tilført [kW]	Eksergitappkompressor [W]	Eksergitappkompressor [%]	Eksergitappkondensator [W]	Eksergitappkondensator [%]	Eksergitapp ekspansjonsventil [W]	Eksergitapp ekspansjonsventil [%]	Eksergitapp fordampere [W]	Eksergitapp fordampere [%]	Dpp fordampere	Fordampertemperatur	Dpp kondensator	Kondenseringssystem
25	Fordampe	+25%	5,516	0,37	6947	4,53	1019	4,08 %	611	2,44 %	428	1,71 %	516	2,06 %	1,26	-1,26	1,6	30,8
25	Fordampe	0%	5,458	0,366	6887	4,58	1031	4,12 %	613	2,45 %	435	1,74 %	542	2,17 %	1,58	-1,58	1,59	30,79
25	Fordampe	-25%	5,364	0,36	6785	4,66	1050	4,20 %	615	2,46 %	447	1,79 %	587	2,35 %	2,13	-2,13	1,56	30,76
25	Kondensa	+25%	5,553	0,373	6896	4,5	1014	4,06 %	567	2,27 %	421	1,68 %	545	2,18 %	1,59	-1,59	1,06	30,26
25	Kondensa	0%	5,458	0,366	6887	4,58	1031	4,12 %	613	2,45 %	435	1,74 %	542	2,17 %	1,58	-1,58	1,59	30,79
25	Kondensa	-25%	5,298	0,355	6669	4,72	1061	4,24 %	695	2,78 %	462	1,85 %	538	2,15 %	1,57	-1,57	2,62	31,72
50	Fordampe	+25%	3,981	0,328	6523	12,56	2877	5,75 %	2179	4,36 %	1617	3,23 %	1152	2,30 %	2,4	-2,4	3,04	40,74
50	Fordampe	0%	3,923	0,3235	6421	12,75	2930	5,86 %	2186	4,37 %	1650	3,30 %	1243	2,49 %	3	-3	3	40,7
50	Fordampe	-25%	3,826	0,316	6252	13,07	3022	6,04 %	2201	4,40 %	1709	3,42 %	1394	2,79 %	4,01	-4,01	2,95	40,65
50	Kondensa	+25%	4,02	0,332	6437	12,44	2856	5,71 %	2019	4,04 %	1574	3,15 %	1256	2,51 %	3,03	-3,03	1,94	39,74
50	Kondensa	0%	3,923	0,3235	6421	12,75	2930	5,86 %	2186	4,37 %	1650	3,30 %	1243	2,49 %	3	-3	3	40,7
50	Kondensa	-25%	3,756	0,31	6390	13,31	3067	6,13 %	2483	4,97 %	1794	3,59 %	1220	2,44 %	2,95	-2,95	4,8	42,4
75	Fordampe	+25%	3,112	0,303	6167	24,1	5773	7,70 %	4479	5,97 %	3865	5,15 %	1821	2,43 %	3,33	-3,33	4,15	49,65
75	Fordampe	0%	3,059	0,298	6040	24,52	5920	7,89 %	4500	6,00 %	3946	5,26 %	1995	2,66 %	4,16	-4,16	4,18	49,58
75	Fordampe	-25%	2,974	0,29	5840	25,22	6170	8,23 %	4534	6,05 %	4075	5,43 %	2273	3,03 %	5,51	-5,51	4,15	49,45
75	Kondensa	+25%	3,148	0,306	6059	23,83	5726	7,63 %	4170	5,56 %	3743	4,99 %	2030	2,71 %	4,21	-4,21	2,73	48,33
75	Kondensa	0%	3,059	0,298	6040	24,52	5920	7,89 %	4500	6,00 %	3946	5,26 %	1995	2,66 %	4,16	-4,16	4,18	49,58
75	Kondensa	-25%	2,906	0,283	6005	25,81	6289	8,39 %	5094	6,79 %	4331	5,77 %	1930	2,57 %	4,07	-4,07	6,73	51,83
100	Fordampe	+25%	2,555	0,286	5886	39,14	10001	10,00 %	7272	7,27 %	7343	7,34 %	2454	2,45 %	4,07	-4,07	5,12	57,32
100	Fordampe	0%	2,51	0,281	5755	39,83	10311	10,31 %	7305	7,31 %	7458	7,46 %	2704	2,70 %	5,05	-5,05	5,07	57,17
100	Fordampe	-25%	2,436	0,272	5549	41,05	10874	10,87 %	7383	7,38 %	7654	7,65 %	3102	3,10 %	6,65	-6,65	4,95	56,95
100	Kondensa	+25%	2,588	0,289	5770	38,64	9920	9,92 %	6801	6,80 %	7076	7,08 %	2775	2,78 %	5,14	-5,14	3,28	55,78
100	Kondensa	0%	2,51	0,281	5755	39,83	10311	10,31 %	7305	7,31 %	7458	7,46 %	2704	2,70 %	5,05	-5,05	5,07	57,17
100	Kondensa	-25%	2,378	0,266	5729	42,05	11063	11,06 %	8211	8,21 %	8181	8,18 %	2573	2,57 %	4,88	-4,88	8,25	59,65