



OSLO METROPOLITAN UNIVERSITY  
STORBYUNIVERSITETET

Department of Civil Engineering and Energy Technology  
Institutt for Bygg- og energiteknikk

Energi og miljø i bygg

Postadresse: Postboks 4 St. Olavs plass, 0130 Oslo

Besøksadresse: Pilestredet 35, Oslo

OPPGAVE/KANDIDAT NR.

1

TILGJENGELIGHET

Åpen

Telefon 67 23 50 00

www.oslomet.no

# MASTEROPPGAVE

MASTEROPPGAVENS TITTEL	DATO
Dimensjoneringsprogram for væske/vann- varmepumpe	2023-05-26
	ANTALL SIDER/ANTALL VEDLEGG
	70/5
FORFATTER	VEILEDER
Even Fossberget Ruud	Rebecca Allen

UTFØRT I SAMARBEID MED	KONTAKTPERSON

## SAMMENDRAG

Gjennom denne oppgaven er det blitt utviklet et Python-basert dimensjoneringsprogram for å beregne ytelser til varmepumper, tilpasset behovene til VVS- rådgivere. Programmet tar i betraktning parametere som størrelsen på varmeveksleren og kompressoren, valget av kjølemedium, det lokale klimaet og tur/returtemperaturen for varmesystemet.

Analysene viste at størrelsen på varmeveksleren og valget av kjølemedium, har vesentlig innvirkning på varmepumpens ytelse. I tillegg ble det avdekket betydelige forskjeller i dekningsgrad mellom forskjellige klima, noe som understreker betydningen av lokale klimaforhold ved dimensjonering av varmepumper. Til sist demonstrerte programmet hvordan det i praksis kan benyttes til å analysere forskjellige dekningsgrader og fyringskurver, som er nyttig ved dimensjonering av varmepumper og beregning av investeringskostnader.

## 3 STIKKORD

Python

Utekompensert varmeanlegg

Varmepumpe

# Forord

Denne masteroppgaven er utarbeidet av Even Fossberget Ruud i forbindelse med masterstudiet 'Energi og miljø i bygg' ved OsloMet våren 2023. Oppgaven utgjør 30 studiepoeng av totalt 120.

Jeg ønsker å rette en stor takk til Egill Elvestad i Thermoconsult AS, og Morten Eddie Jakobsen og Morten Løyning i AJL AS, som har bidratt med verdifulle innspill og refleksjoner gjennom utviklingen av denne oppgaven. En verdifull medhjelper gjennom arbeidsprosessen har også vært Isak Cecil Onsager Rukan. Med god kunnskap til Python og programmering har han vært til stor hjelp. ChatGPT ble brukt som et hjelpemiddel til Python og gjøre refleksjoner.

En spesiell takk rettes også til min interne veileder, Rebecca Allen, for hennes engasjement og veiledning gjennom semesteret og arbeidet med denne oppgaven.

I løpet av prosjektet har jeg hatt muligheten til å dykke dypere inn i omfattende emnet som er varmpumper. Jeg har lært mye om de viktige aspektene knyttet til de termodynamiske prosessene, og som en del av oppgaveskrivingen fikk jeg muligheten til å delta i en utredning av varmpumper for et spesifikt næringsbygg i Oslo. Dette har gitt meg bedre praktisk og faglig forståelse i hvordan konsekvensanalyser av varmpumper utføres i praksis, dimensjonering samt hvordan ulike dekningsgrader kan påvirke ytelsen til en varmpumpe.

OsloMet, Institutt for bygg- og energiteknikk, 25.05.2023



---

Even Fossberget Ruud

---

## Abstract

This master thesis utilizes Python for the development of a sizing program for calculating heat pump performances. The aim is to tailor the program to a HVAC consultant needing investigation and dimensioning of heat pumps in different climates and applications.

The method involves the use of a Python script to evaluate the impact of various parameters on the performance of the heat pump. Variables that were considered include the size of the heat exchanger and compressor, refrigerant, local climate, and supply/return temperature of the system.

The results from the analyses showed that the size of the heat exchanger has a positive impact on the heat transfer and the coefficient of performance (COP) of the system. An increase in the compressor volume led to an increase in heat transfer but a reduction in COP due to a higher condensing temperature. This points to the need for a balance between the volume of the compressor and the size of the heat exchanger for optimal performance.

Three different environmentally friendly refrigerants (R290, R717, and R1270) with low Global Warming Potential (GWP) were considered. Safety, performance factor, and investment costs were identified as key evaluation criteria when choosing refrigerants. This emphasizes the importance of a comprehensive evaluation that includes both environmental impact and economic factors. The refrigerant R717 achieved the highest performance factor of the three media.

The choice of heating system was also found to have a significant impact on the heat pump's COP, with systems with lower supply temperature resulting in a higher COP. This points to the need to match the heat pump system with the heating requirements to achieve optimal energy efficiency.

The impact of climate conditions was assessed by comparing the coverage ratio for three different locations, Mandal, Oslo, and Røros. This showed significant differences. Røros had the lowest coverage ratio of 27%, while Mandal had the highest at 43%. Oslo had a coverage of 40%. This underscores the importance of considering local climate conditions when sizing heat pumps.

To demonstrate how the Python script can be used in the HVAC field, a case was developed, named Case F. This case illustrates how the program can be used to set the desired heating requirement for the building and manipulate input data to analyze different coverage ratios and heating curves. The result of the coverage ratio will be useful in sizing heat pumps, which in turn affects investment costs.

---

## Sammendrag

Denne masteroppgaven anvender Python til utvikling av et dimensjoneringsprogram for beregning av ytelser til varmepumper. Målet er å skreddersy programmet for en rådgiver innenfor VVS med behov for utredning og dimensjonering av varmepumper i forskjellige klima og anvendelser.

Metoden involverer bruk av et Python- script som vurderer effekten av forskjellige parametere på varmepumpens ytelse. Variablene som ble vurdert inkluderer størrelsen på varmeveksleren og kompressoren, kjølemediet, det lokale klimaet og tur/retur-temperaturen for systemet.

Resultatene fra analysene viste at størrelsen på varmeveksleren har en positiv innvirkning på varmeoverføringen og effektfaktoren til anlegget. En økning i kompressorens volum førte til økning i varmeoverføringen, men en reduksjon i COP grunnet høyere kondenseringstemperatur. Dette peker på nødvendigheten av en balanse mellom kompressorens volum og varmevekslerens størrelse for optimal ytelse.

Tre forskjellige miljøvennlige kjølemedier (R290, R717 og R1270) med lav Global Warming Potential (GWP) ble vurdert. Sikkerhet, effektfaktor og investeringskostnader ble identifisert som sentrale vurderingskriterier ved valg av kjølemedier. Dette understreker betydningen av en helhetlig vurdering som inkluderer både miljøpåvirkning og økonomiske faktorer. Kjølemediet R717 oppnådde høyest effektfaktor av de tre mediene.

Valget av oppvarmingssystem ble også funnet å ha betydelig innvirkning på varmepumpens effektfaktor, med systemer med lavere turtemperatur som resulterte i en høyere effektfaktor. Dette peker på behovet for å matche varmepumpesystemet med oppvarmingskravene for å oppnå optimal energieffektivitet.

Innvirkningen av klimaforhold ble vurdert ved å sammenligne dekningsgraden for tre forskjellige lokasjoner, Mandal, Oslo og Røros. Dette viste betydelige forskjeller. Røros hadde den laveste effektdekningsgraden på 27 %, mens Mandal hadde den høyeste på 43%. Oslo hadde en dekning på 40 %. Dette understreker viktigheten av å vurdere lokale klimaforhold ved dimensjonering av varmepumper.

For å demonstrere hvordan Python- scriptet kan benyttes i VVS- faget ble det utviklet en case, navngitt til case F. Denne casen illustrerer hvordan programmet kan brukes til å sette ønsket varmebehov for bygget og manipulere inndata til å analysere forskjellige dekningsgrader og fyringskurver. Resultatet av dekningsgraden vil være nyttig ved dimensjonering av størrelse på varmepumper som igjen påvirker investeringskostnadene.

# Innhold

<b>1</b>	<b>Introduksjon</b>	<b>10</b>
1.1	Bakgrunn og oppgavens relevans . . . . .	10
1.2	Formål . . . . .	11
1.3	Problemstilling . . . . .	11
1.4	Oppgavens struktur . . . . .	11
1.5	Litteraturstudie . . . . .	12
<b>2</b>	<b>Teori</b>	<b>13</b>
2.1	Varmepumpe . . . . .	13
2.1.1	Systemløsning for varmeanlegget . . . . .	15
2.2	Nomenklatur . . . . .	16
2.3	Kjølemedie . . . . .	17
2.4	Bygningens balansepunkt . . . . .	18
2.5	Fyringskurve, styring og regulering . . . . .	19
2.6	Klimadata . . . . .	20
2.7	Karakteristikk og dimensjoneringspunkt . . . . .	21
2.8	Forskjellige varmeanlegg og betydningen av temperaturløft . . . . .	24
<b>3</b>	<b>Metode</b>	<b>26</b>
3.1	Valg av metode . . . . .	26
3.2	Forutsetninger og begrensninger . . . . .	26
3.3	Oppbygning av caser . . . . .	27
3.4	Relevante ligninger . . . . .	29
3.5	Python . . . . .	31
3.6	Arbeidsprosessen . . . . .	32
3.7	Varmepumpeprosessen . . . . .	33
3.7.1	Tur/retur-temperatur til varmeanlegget . . . . .	33
3.7.2	Bygningens effektbehov . . . . .	34
3.7.3	Dimensjoneringspunkt og dekning . . . . .	35
3.8	Case F - et praktisk eksempel . . . . .	35
<b>4</b>	<b>Resultat</b>	<b>37</b>
4.1	Case A . . . . .	39
4.2	Case B . . . . .	44
4.3	Case C . . . . .	48
4.4	Case D . . . . .	53
4.5	Case E . . . . .	57

---

4.6	Case F - et praktisk eksempel . . . . .	60
4.6.0.1	60% dekning av effektbehovet . . . . .	60
4.6.0.2	40% dekning av effektbehovet . . . . .	62
<b>5</b>	<b>Diskusjon og konklusjon</b>	<b>64</b>
5.1	Oppgavens bidrag . . . . .	64
5.2	Diskusjon . . . . .	64
5.2.1	Case F - et praktisk eksempel . . . . .	66
5.3	Begrensninger . . . . .	66
5.4	Konklusjon . . . . .	66
5.5	Videre arbeid . . . . .	67
	<b>Vedlegg</b>	<b>70</b>

# Figurer

2.1	Skisse over komponenter i en varmepumpesyklus som er koblet sammen med et lukket rørsystem [21]. . . . .	13
2.2	Eksempel på parallell (t.v) og motstrømsveksler (t.h)[5]. . . . .	14
2.3	Eksempel på Ph-diagram for kompressordrevet varmepumpe [19]. . . . .	15
2.4	Systemoppbygging av varmepumpe med tilhørende varmeanlegg [21]. . . . .	15
2.5	Oversikt over klassifisering av brann og eksplosjonsfare [9]. . . . .	17
2.6	Balansetemperatur i sammenheng med varighetskurve for uteluften [22] . . . . .	18
2.7	utetemperatur-kompenseringskurve med varmepumpe som grunnlast [21] . . . . .	19
2.8	Skisse av regulering for varmepumpe med utekompensert fyringskurve [21] . . . . .	20
2.9	Utekompensert værdata for Oslo, Mandal og Røros. Temperaturene er hentet fra M21 [11]. . . . .	21
2.10	Ytelsesvarighetskurve for varmepumpe [22] . . . . .	22
2.11	Varmepumpens dimensjoneringspunkt [19] . . . . .	23
2.12	Forholdet mellom investeringskostnader og størrelse på anlegg [21]. . . . .	24
2.13	Sammenlikning av effektfaktor som en funksjon av temperaturløftet ved konstant fordampningstemperatur ved 0°C [19] . . . . .	25
3.1	Flytdiagram for script utarbeidet i Python . . . . .	32
3.2	Ph-diagram fra script. . . . .	33
3.3	Fyringskurve hentet fra oppgave med $T_t$ og $T_r$ på 40/30°C og balansetemperatur på bygget $T_b = 12^\circ\text{C}$ . . . . .	34
3.4	Varighetkurve hentet fra oppgave med $T_t$ og $T_r$ på 50/40°C og balansetemperatur på bygget $T_b = 12^\circ\text{C}$ . . . . .	35
4.1	$Q_L$ og $Q_H$ . . . . .	39
4.2	COP, case A. . . . .	39
4.3	$T_{evap}$ og $T_{cond}$ , case A. . . . .	39
4.4	Trykkforhold, case A. . . . .	39
4.5	Varighetsdiagram for $U \cdot A_{cond, evap} = 1600$ . . . . .	40
4.6	Fyringskurve for $U \cdot A_{cond, evap} = 1600$ . . . . .	40
4.7	Varighetsdiagram for $U \cdot A_{cond, evap} = 2000$ . . . . .	40
4.8	Fyringskurve for $U \cdot A_{cond, evap} = 2000$ . . . . .	40
4.9	Varighetsdiagram for $U \cdot A_{cond, evap} = 2400$ . . . . .	41
4.10	Fyringskurve for $U \cdot A_{cond, evap} = 2400$ . . . . .	41
4.11	Ph -diagram for DUT når $U \cdot A_{cond, evap} = 1600$ . . . . .	42
4.12	Ph-diagram for $VP_{dim}$ når $U \cdot A_{cond, evap} = 1600$ . . . . .	42
4.13	Ph-diagram for DUT når $U \cdot A_{cond, evap} = 2000$ . . . . .	42

4.14	Ph-diagram for $VP_{dim}$ når $U \cdot A_{cond, evap} = 2000$	42
4.15	Ph-diagram for DUT når $U \cdot A_{cond, evap} = 2400$	43
4.16	Ph-diagram for $VP_{dim}$ når $U \cdot A_{cond, evap} = 2400$	43
4.17	Q plott case B.	44
4.18	COP case B.	44
4.19	$T_{evap}$ og $T_{cond}$ , case B.	44
4.20	Trykkforhold case B.	44
4.21	Varighetsdiagram for R717	45
4.22	Fyringskurve for R717	45
4.23	Varighetsdiagram for R290	45
4.24	Fyringskurve for R290	45
4.25	Varighetsdiagram for R1270	46
4.26	Fyringskurve for R1270	46
4.27	Ph- diagram for R717 ved DUT	47
4.28	Ph- diagram for R717 ved $VP_{dim}$	47
4.29	Ph- diagram for R290 ved DUT	47
4.30	Ph-diagram for R290 ved $VP_{dim}$	47
4.31	Ph- diagram for R1270 ved DUT	47
4.32	Ph- diagram for R1270 ved $VP_{dim}$	47
4.33	Q plot case C.	48
4.34	COP, case C.	48
4.35	$T_{evap}$ og $T_{cond}$ , case C.	48
4.36	Trykkforhold, Case C	48
4.37	Varighetsdiagram, $V_s=0.04m^3/s$	49
4.38	Fyringskurve, $V_s=0.04m^3/s$	49
4.39	Varighetsdiagram, $V_s=0.05m^3/s$	49
4.40	Fyringskurve, $V_s=0.05m^3/s$	49
4.41	Varighetsdiagram, $V_s=0.06m^3/s$	50
4.42	Fyringskurve, $V_s=0.06m^3/s$	50
4.43	Ph- diagram for $V_s = 0.04 m^3/s$ ved DUT	51
4.44	Ph- diagram ved $VP_{dim}$ for $V_s = 0.04 m^3/s$	51
4.45	Ph- diagram for $V_s = 0.05 m^3/s$ ved DUT	51
4.46	Ph- diagram ved $VP_{dim}$ for $V_s = 0.05 m^3/s$	51
4.47	Ph- diagram for $V_s = 0.06 m^3/s$ ved DUT	52
4.48	Ph- diagram ved $VP_{dim}$ for $V_s = 0.06 m^3/s$	52
4.49	Q- plott, case D	53
4.50	COP, case D	53
4.51	$T_{evap}$ og $T_{cond}$ , case D	53
4.52	Trykkforhold, case D	53
4.53	Varighetsdiagram for Mandal	54
4.54	Fyringskurve for Mandal	54
4.55	Varighetsdiagram for Oslo	54
4.56	Fyringskurve for Oslo	54
4.57	Varighetsdiagram for Røros	54
4.58	Fyringskurve for Røros	54
4.59	Ph- diagram ved DUT for Oslo	55
4.60	Ph- diagram ved $VP_{dim}$ for Oslo	55
4.61	Ph- diagram ved DUT for Mandal	56
4.62	Ph- diagram ved $VP_{dim}$ for Mandal	56



4.63	Ph- diagram ved DUT for Røros . . . . .	56
4.64	Ph- diagram ved $VP_{dim}$ for Røros . . . . .	56
4.65	Q plott, case E . . . . .	57
4.66	COP case E . . . . .	57
4.67	$T_{evap}$ og $T_{evap}$ , case E . . . . .	57
4.68	Trykkforhold, case E . . . . .	57
4.69	Varighetskurve for $T_t / T_r = 50/40^\circ\text{C}$ . . . . .	58
4.70	Fyringskurve for $T_t / T_r = 50/40^\circ\text{C}$ . . . . .	58
4.71	Varighetskurve for $T_t / T_r = 35/30^\circ\text{C}$ . . . . .	58
4.72	Fyringskurve for $T_t / T_r = 35/30^\circ\text{C}$ . . . . .	58
4.73	Ph-diagram ved DUT med et varmesystem for $50-40^\circ\text{C}$ . . . . .	59
4.74	Ph-diagram ved $VP_{dim}$ med et varmesystem for $50-40^\circ\text{C}$ . . . . .	59
4.75	Ph-diagram ved DUT med et varmesystem for $35-30^\circ\text{C}$ . . . . .	59
4.76	Ph-diagram ved $VP_{dim}$ med et varmesystem for $35-30^\circ\text{C}$ . . . . .	59
4.77	Varighetskurve for 60 % dekning . . . . .	60
4.78	Fyringskurve for 60 % dekning $T_t / T_r = 50/40^\circ\text{C}$ . . . . .	60
4.79	Ph-diagram ved DUT for 60% dekning . . . . .	61
4.80	Ph-diagram ved $VP_{dim}$ for 60% dekning . . . . .	61
4.81	Varighetskurve for 40% dekning . . . . .	62
4.82	Fyringskurve for 40% dekning $T_t / T_r = 50/40^\circ\text{C}$ . . . . .	62
4.83	Ph- diagram ved DUT for 40% dekning . . . . .	63
4.84	Ph- diagram ved $VP_{dim}$ for 40% dekning . . . . .	63
1	Oversikt over styring av inputparametre . . . . .	73
2	Bilde fra script som viser interlaster og solinnstråling . . . . .	74
3	interpolering av fyringskurve . . . . .	75

# Tabeller

1.1	Litteraturstudie . . . . .	12
2.1	Variabler og betydninger . . . . .	16
2.2	Egenskaper til ulike kjølemidler . . . . .	17
2.3	Typiske tur-/returtemperaturer for lavtempererte varmeanlegg [10]. . . . .	24
3.1	Designparametere varmeanlegg . . . . .	28
4.1	Case A: Anleggets ytelse ved den kaleste utetemperaturen, dag 1 og ved $VP_{dim}$ med varierende input for $A_{cond, evap}$ . . . . .	41
4.2	Case B: Anleggets ytelse ved den kaleste utetemperaturen, dag 1 og ved $VP_{dim}$ med forskjellig arbeidsmedium. . . . .	46
4.3	Case C: Anleggets ytelse ved den kaldeste utetemperaturen, dag 1 og ved $VP_{dim}$ med varierende slagvolum til kompressoren til systemet. . . . .	50
4.4	Case D: Anleggets ytelse ved den kaleste utetemperaturen, dag 1 og ved $VP_{dim}$ ved at lokasjon varierer mellom Mandal, Oslo og Røros . . . . .	55
4.5	Case E: Anleggets ytelse ved den kaleste utetemperaturen, dag 1 og ved $VP_{dim}$ ved at forskjellig tur/-temperatur mellom 50/40°C og 35/30°C. . . . .	58
4.6	Hver femte dag frem til dag der $VP_{dim}$ inntreffer. . . . .	60
4.7	Hver femte dag frem til dag der $VP_{dim}$ inntreffer. Pil i tabell indikerer at hopp til dag 109 der $VP_{dim}$ inntreffer. . . . .	62

# Kapittel 1

## Introduksjon

### 1.1 Bakgrunn og oppgavens relevans

NVE (Norges vassdrags- og energidirektorat) oppgir at kraftbruken i Norge er ventet å øke mot 2030, og påpeker hvor viktig det er å ha fokus på energieffektivisering i tiden fremover. Gjennom energieffektivisering kan naturressursene utnyttes på en måte som gjør at kraftbehovet ikke blir unødvendig høyt [15]. I en verden med klimautfordringer der energi er en mangelvare er det essensielt å kunne utnytte tilgjengelige energikilder på en effektiv og bærekraftig måte. Stigende strømpriser og en økt bevissthet rundt klima og miljø har ført til en global etterspørsel etter alternative miljøvennlige energiløsninger, blant annet varmepumpeløsninger.

Varmepumpen er ingen ny innretning, men har vist seg å være en viktig bidragsyter til at energikildene som brukes til både næring og private hjem er grønne og energieffektive. Varmepumpeløsninger utnytter naturlige energikilder for å produsere varme til oppvarming av bygg. Dette gjør energikilden til en attraktiv bidragsyter til energiforsyning. NOVAP estimerer at det i dag er 1,1 millioner varmepumper i drift i Norge som sammen står for en leveranse på over 10 TWh [14]. Det er ikke funnet tall på mengden av de 10 TWh produsert fra varmepumper som kunne ha vært med på å gi varmepumpene bedre driftsbetingelser, men det er naturlig å anta at mange av disse anleggene kunne vært optimalisert i større grad.

Masteroppgaven kan anses som et bidrag for energieffektivisering da riktig dimensjonering av varmepumper gjør driftsbetingelsene for varmesystemene blir bedre og mer effektive.

Oppgaven og problemstillingen er utformet i samarbeid med veileder Rebecca Allen ved OsloMet og innspill fra kolleger fra rådgiversiden i AJL AS.

## 1.2 Formål

Formålet med oppgaven er å utvikle et programmeringsverktøy som illustrerer hvordan varmepumpens ytelse påvirkes av varierende klimatiske forhold gjennom fyringsperioden. I tillegg vil verktøyet gi innsikt i hvordan ulike dekningsgrader påvirker dimensjoneringen av varmepumper.

Dette verktøyet er utformet ved hjelp av Python, med hensikten om å fungere som en analytisk plattform. Programmet kan benyttes i forprosjekter eller vurderinger av varmepumpeløsninger, og leverer verdifulle data samt grafiske fremstillinger. Disse visualiseringene vil muliggjøre bedre beslutninger rundt effektdekning og dimensjonering av potensielle varmepumper.

## 1.3 Problemstilling

Med bakgrunn fra rådgivningsbransjen har min nysgjerrighet rundt prosjektering av varmepumper vokst. Gjennom å se på illustrasjoner av fyring- og varighetskurver, har jeg innsett hvor informativt dette kan være for byggherrer ved potensielle kjøp. Ikke bare det, men det fungerer også som et effektivt analytisk verktøy for å ta viktige beslutninger om dimensjonering og dekningsgrad for varmepumper.

Problemstillingen for denne oppgaven er å utforme et analyseverktøy, utviklet med Python, som kan evaluere dekningsgraden og ytelsen til varmepumper under varierende klimatiske forhold og temperaturer. Hensikten med dette scriptet er å være et verdifullt supplement til prosjekterings- og utredningsprosessen ved valg av varmepumpestørrelse.

## 1.4 Oppgavens struktur

Relevant teori og sentrale begreper er beskrevet i kapittel 2.

Metodekapittelet gir en beskrivelse av gangen i oppgaven, relevante matematiske ligninger, hvordan Python er benyttet til å løse problemstillingen, samt utformingen av de forskjellige casene som er undersøkt. Selve scriptet er ikke i sin helhet lagt med i oppgaven men selve gangen er beskrevet skjematisk i flytskjema 3.1.

Resultatene fra casene er fremstilt grafisk og i tabellform i resultatkapittelet.

Oppgaven avsluttes ved å belyse oppgavens styrker og svakheter, konklusjoner og en beskrivelse av hvordan Python- scriptet kan ansees som et bidrag til VVS- rådgivere. Det er også belyst potensielle forlengelser av oppgaven.

## 1.5 Litteraturstudie

For å undersøke bruken av Python for beregning av ytelse og forskjellige dimensjoneringskriterier for varmepumper ble det utført en litteraturstudie. En litteraturstudie bidrar til en dypere forståelse av tidligere forskning på feltet, identifisering av kunnskapshull og kan avdekke utfordringer i eksisterende litteratur.

Artiklene som ble brukt i litteraturstudiet er oppgitt i tabell 1.1. Relevante artikler ble primært funnet gjennom søk i Google Scholar og Oria, og noen artikler ble inkludert i studien etter tips og anbefalinger.

For å gi en oversikt over fokusområdene i de forskjellige artiklene, er det gitt informasjon om hvilken type varmepumpe som ble brukt, om varmepumpesystemet ble sett på i sammenheng med spisslast, varme og kjøling og hvordan beregningene ble utført.

Flere av artiklene fra litteraturstudien diskuterte ulike beregnings- og simuleringsprogrammer. Det ble også identifisert flere forskningsartikler som bruker modelleringsprogrammer som Simulink. Mange av disse artiklene er ikke inkludert i tabell 1.1.

Flertallet av studiene fokuserte på væske/vann- og luft/vann- varmepumper. Resultatene og metodene som ble brukt i de forskjellige artiklene ga inspirasjon og en verdifull metode for sammenligning av data.

Forfatter	År	Ref.	Type	Spisslast	Metode	Varme og kjøling
Camdali, U., Murat, B., Sozbi, S.	2015	[4]	GSHP	Nei	MATLAB	✓
Minglu, Q., Liang, X., Deng, S., Yiqiang, J.	2010	[12]	ASHP	Ja	Forsøk	✓
Mantovan, M., Benassi, G. Azzolin, Del Col. D.	2021	[8]	ASHP	ja	Data	-
Nord, N., Wall, T.,	2013	[13]	GSHP/ASHP	Ja	Case studie	Varme
Dashtebayaz, M. A., Farahnak, M., Ö Abadi,R,N.	2019	[7]	ASHP	Nei	EES	Kjøling
Ru, C. Dong, Q. Y. Neng, Zhu.	2012	[6]	ASHP/GSHP	Ja	Case studie Dataanalyse	✓

Tabell 1.1: Litteraturstudie

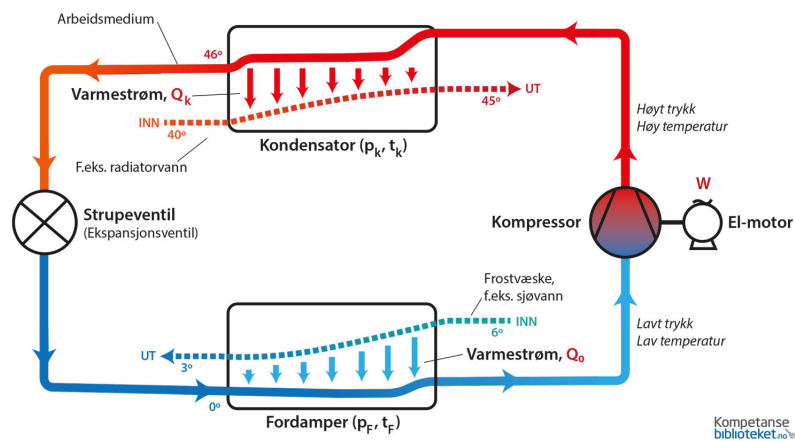
# Kapittel 2

## Teori

### 2.1 Varmepumpe

I en varmepumpesyklus overføres varme fra et lavere til et høyere temperaturnivå. En varmepumpe kan inneholde flere komponenter enn det som presenteres i denne oppgaven, men i sin enkleste form består den av en kompressor, kondensator, strupeorgan og fordamer. Arbeidsmediet som sirkulerer i dette lukkede systemet gjennomgår forskjellige tilstandsforandringer, og det er disse faseforandringene som gjør varmepumpen så effektiv.

Figur 2.1 viser en varmepumpe som henter energi fra sjøvann og overfører varmen den produserer til et radiatorsystem. Her er det tre separate lukkede kretser der varmeoverføring skjer gjennom varmevekslere [21]



Figur 2.1: Skisse over komponenter i en varmepumpesyklus som er koblet sammen med et lukket rørsystem [21].

**Kompressor** er den komponenten i varmepumpen som krever energi. Ved inngangen til kompressoren er arbeidsmediet i gassform. Gassen går inn i kompressoren og komprimeres til et

høyere trykk og temperatur. Kompresjonen øker energiinnholdet i gassen tilsvarende arbeidet som kompressoren utfører på gassen [21].

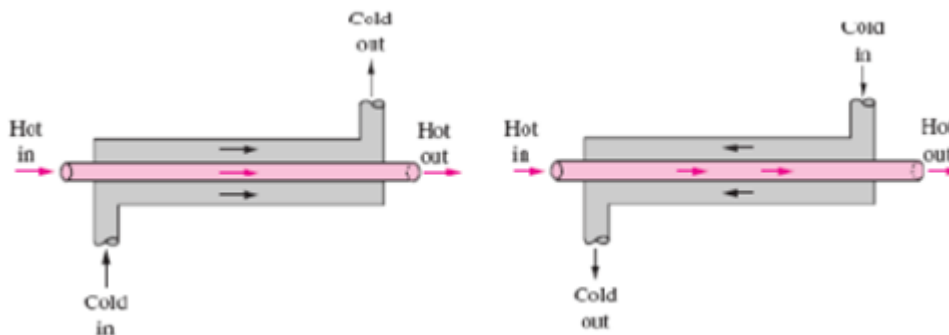
Det finnes mange typer kompressorer. De vanligste kompressortypene er stempel, scroll og skrue. Disse tre typene har sine fordeler og ulemper knyttet til styring og regulering av varmepumpen, samt virkningsgraden [22].

**Kondensator** er en varmeveksler som overfører varme fra arbeidsmediet til varmesystemet. Trykket i arbeidsmediet etter komprimeringen er nå så høyt at kondensasjonstemperaturen er høyere enn temperaturen på vannet fra varmesystemet i kondensatoren. På grunn av temperaturdifferansen i kondensatoren avgir arbeidsmediet varme til varmesystemet når gassen kondenserer. Ved utløpet av kondensatoren har gassen gjennomgått en faseovergang der all gass er blitt til væske. Etter kondensatoren har arbeidsmediet et lavere energiinnhold [21].

**Strupeventil** er en ventil som reduserer trykket. Etter utløpet av kondensatoren har arbeidsmediet fortsatt et høyt trykk og høy temperatur. Når arbeidsmediet strømmer gjennom strupeventilen, senkes trykket og temperaturen til fordampningstrykk og fordampningstemperatur. Etter strupeventilen er arbeidsmediet i en gass/væske-blanding [21].

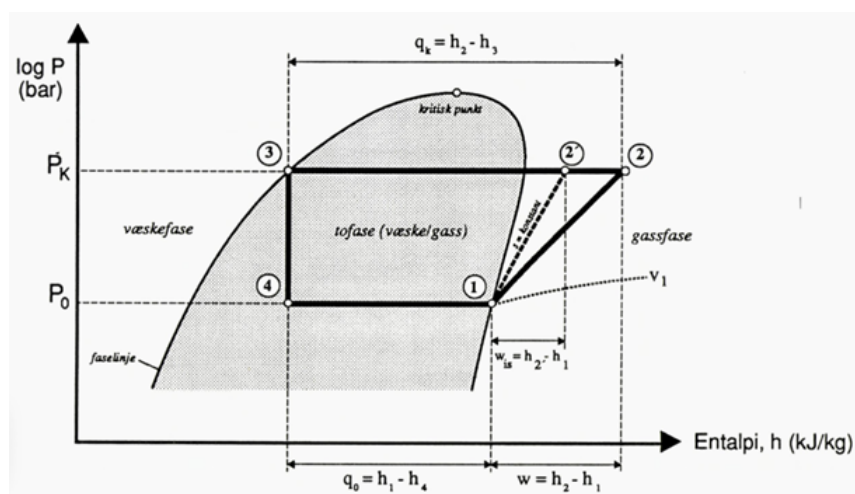
**Fordamper** er en varmeveksler der varme overføres fra omgivelsene til arbeidsmediet. Etter at trykket er redusert i strupeventilen, er trykket nå så lavt at kokepunktstemperaturen er lavere enn temperaturen på varmekilden. Dette fører til at arbeidsmediet fordamper, og all væske går over i gassform. Varmeoverføringen resulterer i at varmekilden avkjøles, mens energiinnholdet i arbeidsmediet øker [21].

Fordamper og kondensator er komponenter i anlegget som overfører varme til det mediet som er kaldest. Fordamper og kondensator blir derfor ofte kaldt varmevekslere. I denne oppgaven blir det kun brukt dobbel rørvarmeveksler som enten overfører varme motstrøms eller medstrøms. Figur 2.2 viser aktuelle varmevekslere for oppgaven.



Figur 2.2: Eksempel på parallell (t.v) og motstrømsveksler (t.h)[5].

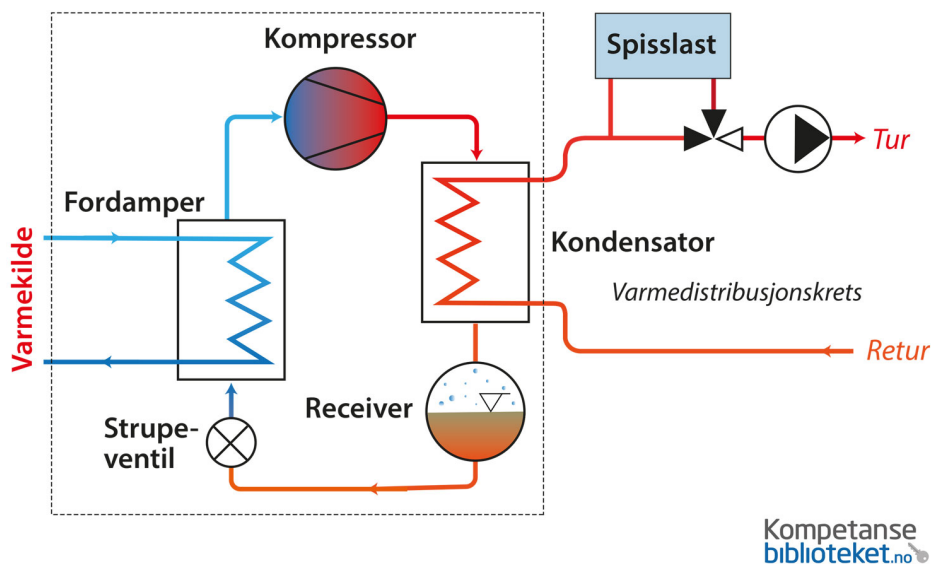
En varmepumpesyklus som beskrevet blir ofte illustrert i trykk/entalpi (Ph) diagram. Diagrammet gir en god oversikt over hva som skjer i prosessen, samtidig som man kan lese ut hvor store spesifikke ytelser anlegget vil kunne yte [19].



Figur 2.3: Eksempel på Ph-diagram for kompressordrevet varmepumpe [19].

### 2.1.1 Systemløsning for varmeanlegget

Varmepumpesystemet som er valgt for analyse i denne oppgaven er et bergvarmeanlegg. Bergvarme har fordelen av å ha stabil tilgang til varme fra varmekilden gjennom hele driftsåret, og på de kaldeste dagene, når bygningen trenger mest varme, vil ikke temperaturløftet være like stort sammenlignet med et luft/vann- varmepumpesystem. Figur 2.4 viser et eksempel på oppbygningen av et bergvarmepumpesystem, med kriteriene som danner grunnlaget for et grunnleggende godt varmepumpeanlegg.



Figur 2.4: Systemoppbygging av varmepumpe med tilhørende varmeanlegg [21].

For å sikre riktig styring og regulering av en varmepumpe, bør noen retningslinjer følges [19].



- Temperaturen i varmesystemet burde holde lavest mulig temperatur som gir tilfredsstillende innetemperatur.
- Ingen shuntkoplinger i varmfordelingskretsen
- Varmepumpes skal stå i serie før spisslast, og skal alltid gå til 100 % pådrag før spisslast kobles inn.

Ved å følge disse retningslinjene vil anlegget operere under optimale driftsforhold, oppnå høy effektfaktor og alltid utnytte den mest kostnadseffektive energikilden som er tilgjengelig [19].

## 2.2 Nomenklatur

Tabell 2.1 gir en oversikt over forkortelser brukt i oppgaven.

Tabell 2.1: Variabler og betydninger

Variabel	Betydning
$Q_H$	Varmestøm Kondensator [ $J/s$ ]
$Q_L$	Varmestrøm fordamer [ $J/s$ ]
$h$	Entalpi [ $J$ ]
$P$	Trykk [ $Pa$ ]
$T$	Temperatur [ $K$ ]
$S$	Entropi [ $J/K$ ]
$m_{fr}$	Massestrøm i varmepumpe [ $kg/s$ ]
$m_b$	Massestrøm i brine [ $kg/s$ ]
$m_w$	Massestrøm varmekrets [ $kg/s$ ]
$V_s$	Kompressorens slagvolum [ $m^3/s$ ]
$VP_{dim}$	Dimensjoneringspunkt til varmepumpe
$T_b$	Balansepunktet for bygget
$Cp_w$	Spesifikk varmekapasitet vann ( $kJ/(kg \cdot K)$ )
$U$	U- verdi til varmeveksler [ $W/m^2/K$ ]
$W_{comp}$	Arbeid kompressor [ $W$ ]
$T_{evap}$	Temperatur fordamer [ $K$ ]
$T_{cond}$	Temperatur kondensator [ $K$ ]
$T_t$	Temperatur tur varmesystem [ $K$ ]
$T_r$	Temperatur retur varmesystem [ $K$ ]
$A$	Arealet til varmeveksler [ $m^2$ ]
$K$	Konstant for varmetap i bygg
$PR$	Trykkforhold
$Q_{brl}$	Byggets varmebehov
$T_u$	Varmepumpens maks anleggstemperatur
ASHP	Luft/vann varmepumpe
GSHP	Væske/vann varmepumpe

## 2.3 Kjølemedie

Innenfor varmepumper og kjøleteknisk industri blir kuldemedier ofte betegnet med bokstaven R, som står for refrigerant [16]. Kuldemedier velges blant kjemikalier med passende damptrykk for en varmepumpeprosess. Kuldemediene kan være naturlige eller syntetisk fremstilt for å oppnå ønskede tekniske og sikkerhetsmessige egenskaper.

Syntetisk fremstilte medier består av hydrokarboner der ett eller flere av hydrogenatomene er erstattet med fluor (HFK) og klor (HKFK).

Klorholdige medier er skadelig for ozonlaget (ODP) og er nå forbudt å bruke. I dag rettes mye oppmerksomhet mot gasser som kan påvirke drivhuseffekten. Hvor skadelig et kjølemedie er for drivhuseffekten, måles i GWP (global warming potential). GWP måles i forhold til CO<sub>2</sub>, som har en GWP= 1.

Kjølemedier klassifiseres videre ved en kombinasjon av en bokstav og et tall. Figur 2.5 viser hvordan kjølemedier klassifiseres etter brann- og eksplosjonsfare [9]. Valgt kjølemedie for oppgaven er presentert i tabell 2.2. Det er valgt to naturlige kjølemedier og et kjølemedie som er mye brukt i dagens aggregater.

	Lite giftig	Mer giftig
Høy brennbarhet	A3	B3
Moderat brennbarhet	A2 A2L	B2 B2L
Ikke brennbar	A1	B1

Figur 2.5: Oversikt over klassifisering av brann og eksplosjonsfare [9].

Tabell 2.2 viser en oversikt over valgte kuldemedier som er brukt videre:

Tabell 2.2: Egenskaper til ulike kjølemedier

Navn	Betegnelse	GWP	Giftighet	Brennbarhet	LFL kg/m <sup>3</sup>	Klasse
Propan	R290	3	A	3	0,038	A3
Ammoniakk	R717	0	B	2L	0,116	B2L
-	R1270	2	A	1	0,047	A3

Tillegget «L» til brennbarhet betegner kuldemedium med ekstra lav brennbarhet, flammehastighet < 10 cm/s.

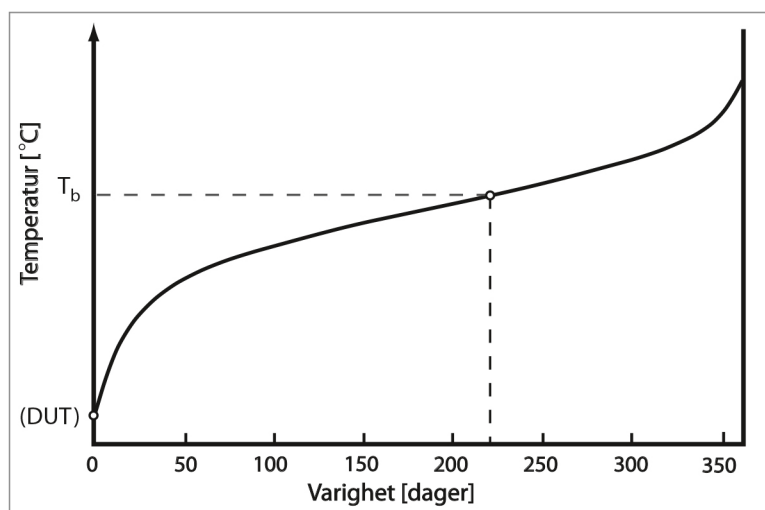
**R290, propan** er et kjølemedie med kokepunkt på -42°C ved normalt lufttrykk. Kjølemediet brukes i anlegg med indirekte kjøling og temperaturer fra -30°C til +7°C. Propan er klassifisert som meget brannfarlig i henhold til NS-EN 387.

**R717, ammoniakk** har vært i bruk lenge og er fortsatt relevant. Det er et kostnadseffektivt arbeidsmedium med høy fordampningsvarme og ingen miljøskadelige virkninger. En ulempe med ammoniakk som kjølemedie er den høye temperaturen på trykk-gassen fra kompressoren, selv under vanlige driftsforhold og moderate kompresjonsforhold med liten overheting av sugegassen til kompressoren. Siden dette kjølemediet ikke skader ozonlaget eller ikke bidrar til økt drivhuseffekt, vil det fortsatt være relevant i fremtiden [16].

**R1270** har mange av de samme kvalitetene som R290 og er et hydrokarbonat. R1270 er brennbar og det er derfor viktig å behandle det på samme måte som propan. R1270 kan passer godt til bruk i høy-lav temperaturanlegg. R1270 har et kokepunkt på  $-48^{\circ}\text{C}$  [18].

## 2.4 Bygningens balansepunkt

Balansetemperaturen for en bygning definerer når fyringssesongen starter og vil være en viktig faktor når det kommer til å dimensjonere et varmeanlegg. Lav balansetemperatur indikerer at bygningen har gode egenskaper mot varmetap.



Figur 2.6: Balansetemperatur i sammenheng med varighetskurve for uteluften [22]

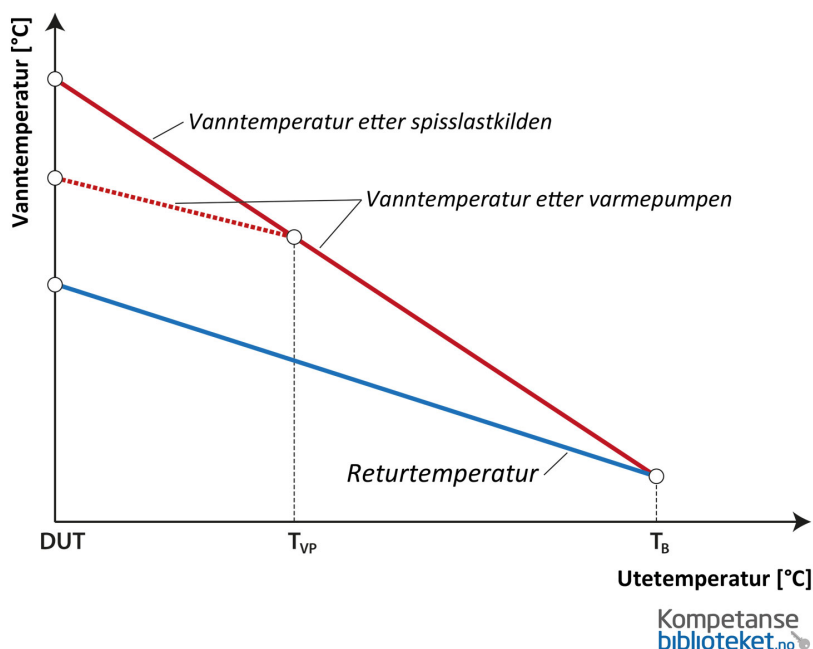
Figur 2.6 viser sammenhengen mellom uteluftens temperatur og antall dager i løpet av året.  $T_b$  kan variere fra bygning til bygning og er ofte bestemt ut ifra hvilken byggeskikk bygningen er oppført etter.  $T_b$  kan typisk variere fra  $10^{\circ}\text{C}$  til  $20^{\circ}\text{C}$ , avhengig av om det, for eksempel, er et passivhus eller en eldre bygning [22]. Metoden for å finne balansetemperatur vil ikke bli presentert i denne oppgaven.

## 2.5 Fyringskurve, styring og regulering

Turtemperaturen til et varmeanlegg reguleres ut ifra en kompenseringsskurve som er utekompensert. Varmeavgivende areal i varmesystemet, som for eksempel radiatorer, er dimensjonert for en gitt tur-/returtemperatur ved dimensjonerende utetemperatur. Når utetemperaturen synker, øker vanntemperaturen, og motsatt hvis temperaturen øker. Dette er mulig fordi de varmeavgivende flatene i anlegget holdes konstant [21].

Figur 2.7 viser hvordan tur-/returtemperaturen til varmeanlegget varierer ut ifra utetemperatur.  $T_b$  representerer balansetemperaturen til bygningen. Fra  $T_b$  stiger temperaturen opp til prosjektert turtemperatur ved dimensjonerende utetemperatur.

Ikke alle fyringskurver er like. Figur 2.3 viser også en egen linje for hvordan spisslast inngår i oppvarmingssystemet. Spisslasten er illustrert i figuren for å vise temperaturløftet fra  $T_{VP}$  til prosjektert maksimaltemperatur på vannet. Det betyr at ved  $T_{VP}$  er varmpumpen i stand til å dekke hele oppvarmingsbehovet [21].

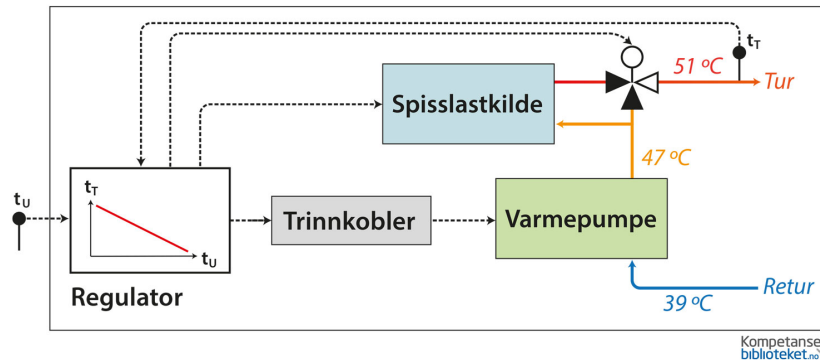


Figur 2.7: utetemperatur-kompenseringsskurve med varmepumpe som grunnlast [21]

For at reguleringen skal fungere riktig, består reguleringssystemet til en varmepumpe av en regulator som er koblet sammen med temperaturfølere i anlegget. Disse følerne sitter henholdsvis på utsiden av bygningen og på turledningen ut til anlegget. Dette kalles en utekompensert fyringskurve, ettersom den tar hensyn til utetemperaturen for å bestemme hvor mye varme som må produseres. Regulatoren vil til enhver tid måle hvor mye varme bygningen trenger og maksimere anleggets effektfaktor ved å drive varmepumpen opp til 100% pådrag.

I figur 2.8 ser en at regulatoren driver varmepumpen opp til 47°C. Regulatoren gir deretter beskjed om at dette ikke er nok og supplerer de fire ekstra gradene opp til 51°C. Dette sikrer

at bygningen får tilstrekkelig varme, samtidig som anlegget opprettholder en høy effektfaktor og opererer energieffektivt.

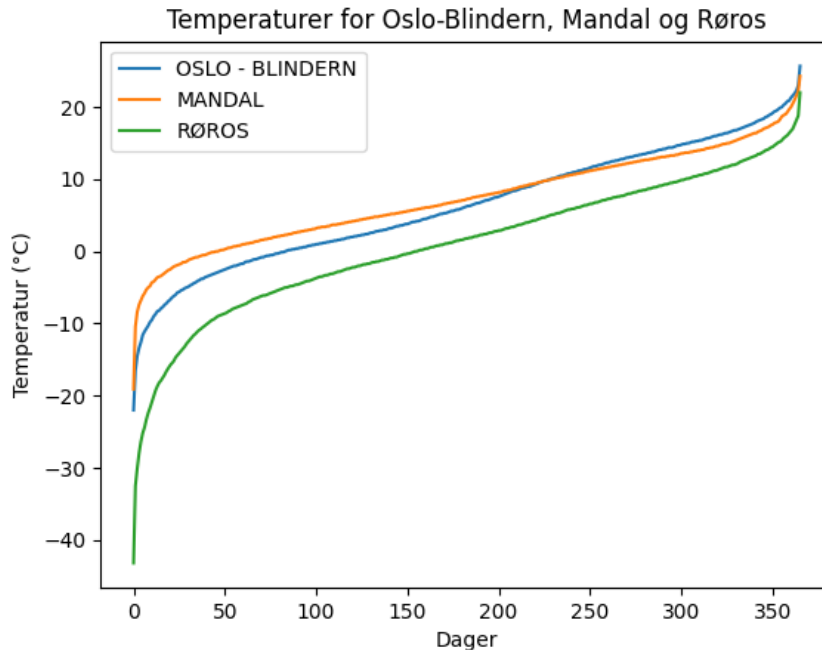


Figur 2.8: Skisse av regulering for varmpumpe med utekompensert fyringskurve [21]

## 2.6 Klimadata

I Norge er det store forskjeller i temperatur og det er derfor viktig å ta hensyn til dette når man skal prosjektere et varmeanlegg. NS-EN ISO 15927-5 gir retningslinjer for hvordan man kan finne laveste gjennomsnittlige utetemperatur over en periode på 1- 4 døgn, som kan benyttes ved dimensjonering av varmeanlegg. Normalt sett bruker man ett eller tre døgn som referanseperiode [2].

Når man sammenligner temperaturforskjellene i Oslo, Mandal og Røros, vil man se at dimensjonerende utetemperatur over ett døgn varierer mellom  $-19,2^{\circ}\text{C}$  og  $-43,2^{\circ}\text{C}$ . Mandal har den høyeste temperaturen på  $-19,2^{\circ}\text{C}$ , mens Røros har den laveste temperaturen på  $-43,2^{\circ}\text{C}$ . Dette understreker viktigheten av å tilpasse varmeanleggets dimensjonering til lokale klimaforhold for å sikre optimal ytelse og energieffektivitet.



Figur 2.9: Utekompensert værdata for Oslo, Mandal og Røros. Temperaturene er hentet fra M21 [11].

Figur 2.9 viser varighet av uteluftens temperatur som funksjon av årets normaltemperatur over ett døgn for Oslo, Mandal og Røros.

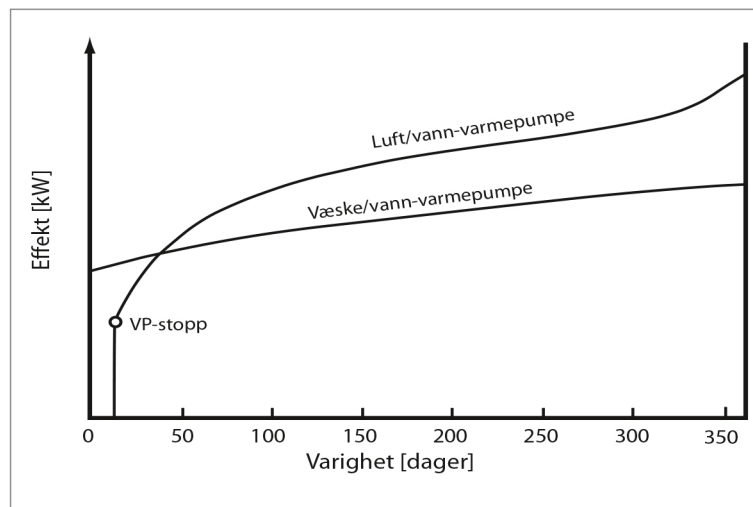
## 2.7 Karakteristikk og dimensjoneringspunkt

Karakteristikken til en varmepumpe avhenger av flere faktorer, som effektbehov, klima og hvilken type varmepumpe man analyserer.

Luft/vann- varmepumper vil ha en lav COP (Coefficient of Performance) og høy slitasje når utetemperaturen kommer ned i området  $-15$  til  $-20^{\circ}\text{C}$ . For å sikre at slitasjen ikke blir for stor, har varmepumper som bruker uteluft som varmekilde en automatisk stoppfunksjon. I klima hvor den gjennomsnittlige normaltemperaturen ikke er så lav, for eksempel i Mandal, vil varmepumper som bruker uteluft som varmekilde ha gunstigere arbeidsforhold enn for eksempel i Oslo [22].

Væske/vann- varmepumper vil ha gunstigere arbeidsforhold ettersom varmekilden ikke varierer i samme grad som uteluften. Siden det er lav variasjon, vil ikke varmepumpen stoppe på samme måte når utetemperaturen blir for lav. Når utetemperaturen blir for lav og varmepumpen ikke klarer å levere høyere effekt, kobles spisslasten for anlegget inn i serie.

Ytelseskarakteristikken til de to typene varmepumper kan sees i figur 2.10. Figuren viser hvordan ytelsen til varmepumpen varierer over året i forhold til levert effekt kW. Dette illustrerer forskjellene i ytelse og arbeidsforhold for luft/vann- og væske/vann- varmepumper gjennom ulike klima og temperaturforhold.

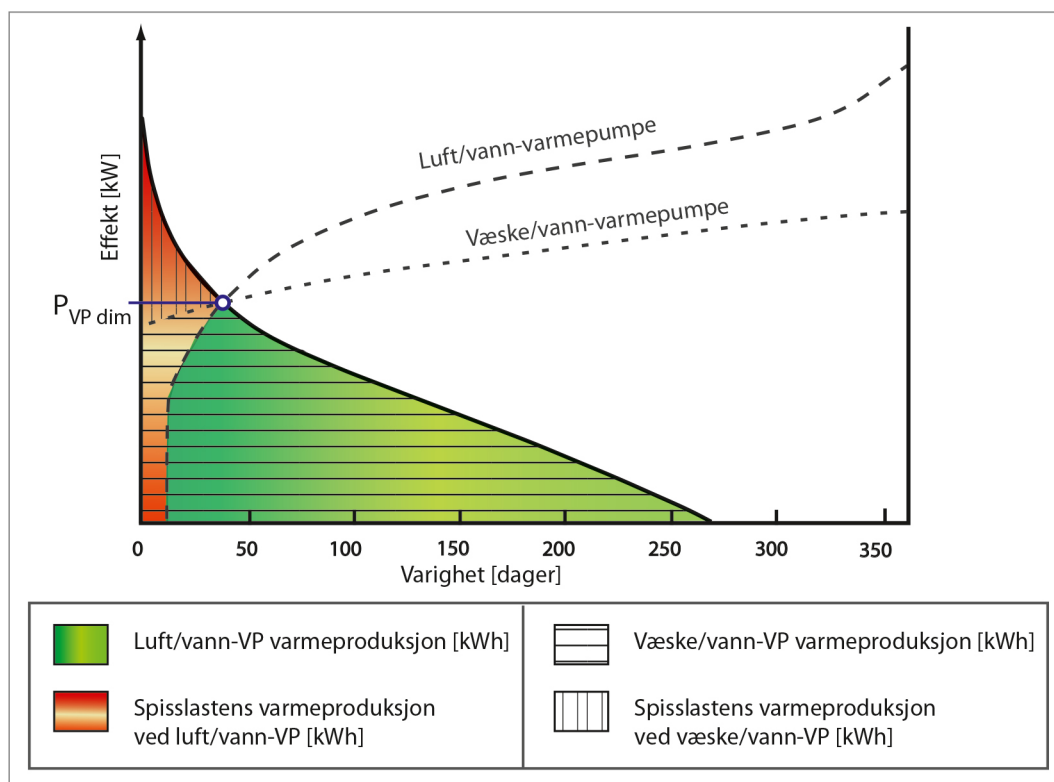


Figur 2.10: Ytelsesvarighetskurve for varmepumpe [22]

**Varmepumpens dimensjoneringspunkt** kan bestemmes ved å legge ytelseskaraktistikken inn i et temperaturvarighetsdiagram. Krysningpunktet der de to linjene møtes vil være varmepumpens dimensjoneringspunkt.

Dimensjoneringspunktet til varmepumpen vil variere ut ifra hvor stor effektdekning varmepumpen skal ha. Hvor stor dekning varmepumpen dimensjoneres for avhenger av flere faktorer, som driftsforhold, oppbyggingen av anlegget, energipriser og installasjonskostnader [22].

Ved å vurdere disse faktorene og finne krysningpunktet mellom ytelseskaraktistikken og temperaturvarighetsdiagrammet, kan man finne det optimale dimensjoneringspunktet for varmepumpen. Dette vil sikre at varmepumpen er dimensjonert for å dekke bygningens varmebehov på en effektiv og økonomisk måte, samtidig som man tar hensyn til lokale klimaforhold og energipriser.



Figur 2.11: Varmepumpens dimensjoneringspunkt [19]

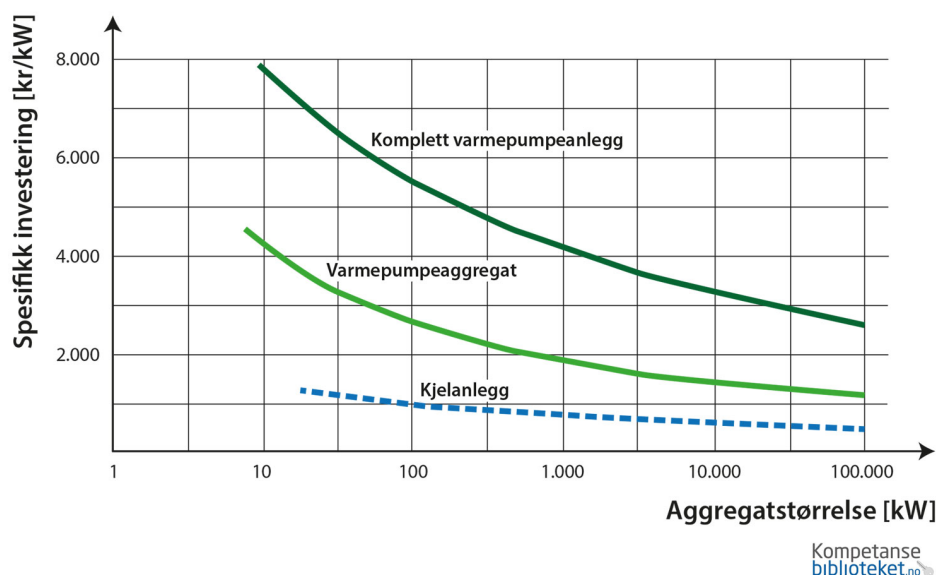
Det er vanlig å utforme et varmepumpeanlegg for å dekke 40- 70% av effektbehovet kW. Resten av varmebehovet dekkes med en varmekilde som har lav spesifikk investeringskostnad (spisslast). Fra varighetsdiagrammet kan man beregne arealet under kurven for å finne ut hvor stor energidekning varmepumpen vil ha med en spesifikk effektdekning. Typisk for anlegg som har en effektdekning på 40- 70% vil varmepumpen dekke 80- 95% av varmebehovet kWh i bygningen. Driftstid for varmepumper til bygningsoppvarming er normalt i området 3000- 5000 timer [19].

Hvis en varmepumpe dimensjoneres for 100% effektdekning, vil dette føre til at varmepumpen blir stor og har dårlige driftsbetingelser store deler av tiden, og opererer med lav dellast. En lav dellast gjør at effektfaktoren går ned. Denne oppgaven går ikke nærmere inn på beregninger av dellastfaktorer.

Det er prosjektavhengig hvor stor varmepumpen skal være. Tidligere ble varmepumper ofte dimensjonert med en lavere dekningsgrad, fordi forholdet mellom investeringskostnadene og de lave prisene på alternative energikilder gjorde dette lønnsomt. Eftersom strømprisene er i endring og man i større grad ser en økning i energiprisene, er det nå mer vanlig å vurdere løsninger som har en høyere effektdekningsgrad.

Figur 2.12 viser forholdet mellom spesifikk investeringskostnad kr/kWh for varmepumpeaggregater, komplette varmepumpeanlegg og kjelanlegg, og hvordan dette vil kunne variere med aggregatstørrelsen.





Figur 2.12: Forholdet mellom investeringskostnader og størrelse på anlegg [21].

## 2.8 Forskjellige varmeanlegg og betydningen av temperaturløft

I teknisk forskrift (TEK17) står det at vannbårne anlegg skal være lavtempererte. Lavtempererte anlegg defineres i TEK17 som maks 60 °C [1]. Varmepumper som oppvarmingskilde er en fornybar oppvarmingskilde og passer godt til lavtempererte varmeanlegg. Tabell 2.3 viser typiske temperaturer for forskjellige varmeavgivere [22].

*Gulvvarme* som varmeavgiver har sin store fordel ved at man kan ha en lavere temperatur på vannet. Dette gjør at temperaturløftet varmepumpen må yte er lavere og fører til en bedre effektfaktor (COP) [19].

*Radiatorer* har ofte en høyere turtemperatur grunnet overflatearealet som avgir varme er mindre enn gulvvarme. For at radiatorene ikke skal bli for store må temperaturredifferansen heves. [21].

Tabell 2.3, viser anbefalte verdier det en vanlig å operere med når det kommer til lavtempererte anlegg.

Varmeavgiver	Maks temperaturnivå	Anbefalte temperaturer (tur/retur)
Radiator/konvektor	60/45 °C (15 K)	45/40 °C (5 K)
Gulvvarme	40/35 °C (5 K)	35/30 °C (5 K)

Tabell 2.3: Typiske tur-/returtemperaturer for lavtempererte varmeanlegg [10].

For at reguleringsorganer ute i anlegget skal virke på en tilfredsstillende måte, er det viktig at disse får riktige driftbetingelser. Når nye anlegg i dag blir bygget, kan vannmengden bli svært lav over f.eks radiatorventiler, og en for høy temperaturredifferanse over varmelegemer gjør at

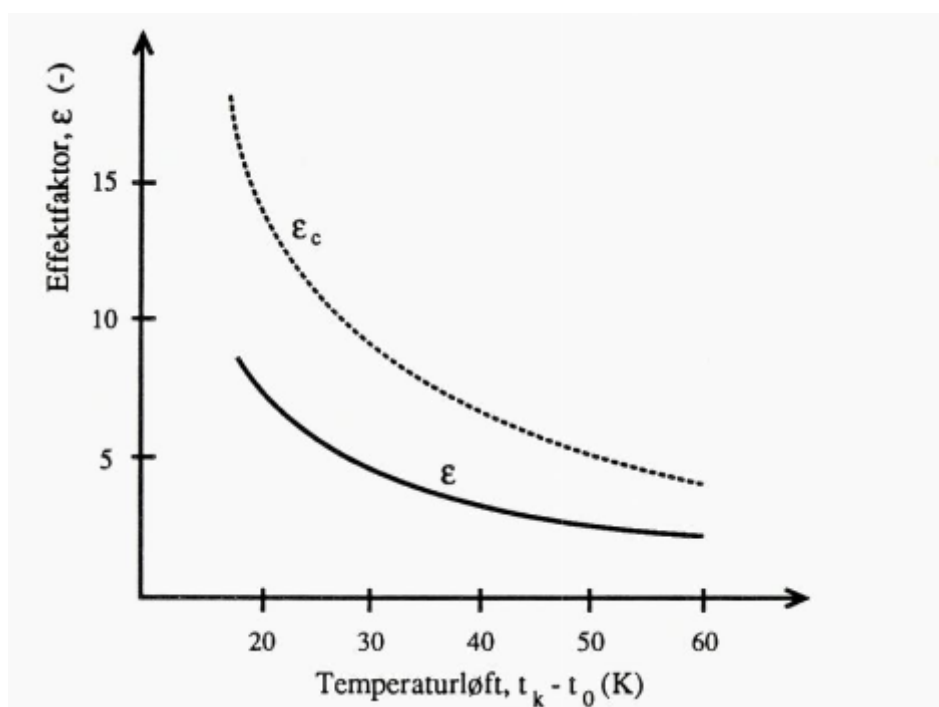
vannmengden går ned. Dette kan føre til at det kan sette seg partikler/forurensninger i reguleringsventiler, problemer med luft og temperaturregulering [19].

**Temperaturløftet** som varmepumpen må utføre fra varmekilden til varmesystemet er i hovedsak det som styrer effektfaktoren til varmepumpen. Effektfaktoren avtar raskt ved økende forskjell mellom kald og varm side. For hver grad temperaturløftet synker, øker effektfaktoren med 2- 3% [20].

Varmekilden som brukes som reservoar for uthenting av energi til varmepumpen er ofte bestemt ut i fra lokale forhold. Hvis man har valget mellom flere varmekilder (bergvarme, sjø, luft osv.), vil det være gunstig for effektfaktoren å velge den kilden som har den høyeste årsmiddeltemperaturen. Siden de forskjellige varmepumpeløsningene varierer stort i pris, er dette ofte utslagsgivende for valg av system. Investeringskostnadene varierer og dette må sees i sammenheng mellom inn-tjeningstiden fra prosjekt til prosjekt [19].

Ved å legge fokus på hvor stort temperaturløftet skal være, legger man også fokus for gode driftbetingelser. Ved å øke kondenseringstemperaturen, slik at varmepumpen avgir en høyere temperatur, vil effektfaktoren gå ned. Fra likning 3.15 kommer det tydelig fram at jo mer kompressorarbeid for å oppnå en høyere temperatur, jo lavere vil effektfaktoren bli. Det er derfor viktig at varmepumpen leverer varme ved lavest mulig temperatur i varmeanlegget [19].

De ulike termodynamiske tapene i blant annet kompressor og motor gjør at den virkelige effektfaktoren blir lavere enn den teoretiske (Carnot). Figur 2.13 viser hvordan  $\epsilon$  og  $\epsilon_c$  endrer seg ved konstant fordampningstemperatur på  $0^\circ\text{C}$  [19].



Figur 2.13: Sammenlikning av effektfaktor som en funksjon av temperaturløftet ved konstant fordampningstemperatur ved  $0^\circ\text{C}$  [19]

# Kapittel 3

## Metode

### 3.1 Valg av metode

Det ble tidlig i skriveprosessen tatt et valg om å bruke Python. Programmet klarer tunge beregninger og hadde gode forutsetninger for å løse oppgavens problemstilling.

For å kartlegge de forskjellige termodynamiske tilstandene til arbeidsmediet i varmepumpens syklus ble CoolProp brukt som hovedbibliotek. CoolProp, et dynamisk termodynamisk bibliotek, tillater grundig analyse av termodynamiske tilstander på de forskjellige stadiene av varmepumpesyklusen.

Ved hjelp av CoolProp kan nøyaktige beregninger og forutsigelser om hvordan varmepumpen vil reagere under ulike betingelser utføres. Dette er spesielt nyttig når det gjelder å forstå hvordan endringer i arbeidsmedie, temperaturer eller andre variabler kan påvirke varmepumpens ytelse.

### 3.2 Forutsetninger og begrensninger

Her er følgende forutsetninger og begrensninger for oppgaven.

- Grunnlast, slik som forvarming eller oppvarming av tappevann, er ikke inkludert i oppgaven.
- I case E som omhandler forskjellige temperaturer på tur og retur til varmeanlegget er det valgt å bruke en middeltemperatur som tar utgangspunkt i anbefalte verdier vist i tabell 2.3. Temperatur satt for videre analyser av radiatoranlegg er derfor satt til 50/40°C.
- Kompressoren går med fullt pådrag alle dager. Dette medfører at verdier innenfor dag 1 og  $VP_{dim}$  er de dagene som blir analysert og vurdert.
- Det er ikke lagt inn nattsenkning, helligdager og tidsintervaller for varmepumpen. Når ikke dette er inkludert gir dette en større varmepumpe enn om man hadde inkludert dette.
- Scriptet har mulighet for å kjøre for både parallell- og motstrømsveksler, men det er i oppgaven valgt å se på motstrømsveksler.
- Temperaturen på vannet som kommer inn og ut av fordampere fra brinesiden er satt til å være det samme gjennom hele året.

### 3.3 Oppbygning av caser

Her finner man en beskrivelse av de forskjellige casene som ble vurdert:

- **Case A:** Her vil U- verdien til kondensatoren og fordamperen være konstant  $4000 \text{ W/m}^2/\text{K}$ .  
For å endre størrelsen varierer arealet til kondensatoren og fordamperen,  
 $A_{cond, evap} = [0.4, 0.5, 0.6] \text{ m}^2$
- **Case B** Her varierer de tre kjølemediene som er presentert i teorikapittelet.  
Fluid = [R717, R290, R1270]
- **Case C:** Varierer kompressorens slagvolum  
 $V_s = [0.04, 0.05, 0.06] \text{ m}^3/\text{s}$
- **Case D:** Her varierer lokasjonen mellom Mandal, Røros og Oslo.
- **Case E:** Forskjellige varmeanlegg med tilhørende anbefalt tur/retur- temperatur  
Tur/retur- temperatur = [50/40, 35/30] °C
- **Case F:** Formålet med Case F er å illustrere et praktisk scenario der scriptet kan benyttes av en VVS-rådgiver. I dette eksempelet vil verdien av  $K$  justeres opp for å vurdere et større bygg med høyere varmebehov. Balansepunktet,  $T_b$ , vil også bli økt. Arealene til kondensatoren og fordamperen, samt slagvolumet til kompressoren, vil endres for å vise to forskjellige scenarier:  
Scenario 1: Varmepumpen dekker 60 % av effektbehovet  
Scenario 2: Varmepumpen dekker 40 % av effektbehovet.  
Hvordan gangen i case F fungerer er nærmere beskrevet i delkapittel 3.8.

Tabell 3.1 viser en oversikt over inputparametre som er brukt i scriptet. Når de ulike casene kjøres gjennom scriptet, vil dataene som ikke varierer i de respektive casene bli tilbakestilt til deres standardverdier satt for oppgaven. En oversikt over disse standardverdiene er presentert i tabell 3.1. Bilde over hvordan inputparameterne kan styres i scriptet er vedlagt i vedlegg 5.5

Inndata	Default verdier
$T_{\text{brine,in}}$	281.15 [K]
$T_{\text{brine,ut}}$	270.15 [K]
Glykolforhold i brinekrets	30%
Bygningsstandard, K	3000 [-]
Vs	0,05 [ $m^3/s$ ]
$\Delta T_{\text{pinch}}$	5 [K]
Sub Cooling	5[K]
Super Heat	5[K]
Kjølemedie	R290
U- verdi kondensator	4000 [ $W/m^2/K$ ]
U- verdi fordamper	4000 [ $W/m^2/K$ ]
Areal kondensator	0.4 [ $m^2$ ]
Areal fordamper	0.4 [ $m^2$ ]
Tur/-returtemperatur	50/40[°C]
Romtemperatur	20 [°C]
Soltilskudd	5 [kW]
Internlaster	10 [kW]
Lokasjon	Oslo
Motstrømsveksler	-

Tabell 3.1: Designparametere varmeanlegg

### 3.4 Relevante ligninger

Likninger som blir brukt videre i utregninger og Python vil bli fremstilt her:

I kondensatoren kondenserer kuldemediet ved tilnærmet konstant trykk og temperatur. Varmestrømmen ut av kondensatoren beregnes med:

$$Q_H = U_{\text{cond}} \cdot A_{\text{cond}} \cdot \text{LMTD}_{\text{cond}} \quad [J/s] \quad (3.1)$$

I fordamperen fordampes kuldemediet ved tilnærmet konstant trykk og temperatur. Varmestrømmen som tilføres kuldemediet beregnes med:

$$Q_L = U_{\text{evap}} \cdot A_{\text{evap}} \cdot \text{LMTD}_{\text{evap}} \quad [J/s] \quad (3.2)$$

*LMTD* står for **Log mean temperature difference** og representerer den gjennomsnittlige temperaturdifferanse i varmeveksleren [5].

$$\text{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad [K] \quad (3.3)$$

For motstrøms- og parallellvarmevekslere refereres det til figur 2.2 for navngiving av temperaturer. For dobbel rørvarmeveksler der varmeutviklingen skjer parallelt er:

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,in} \quad [K] \quad (3.4)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,out} \quad [K] \quad (3.5)$$

For dobbel rørvarmeveksler der varmeutviklingen skjer motstrøms er:

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out} \quad [K] \quad (3.6)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in} \quad [K] \quad (3.7)$$

Massestrømmen til mediet som sirkulerer i varmepumpen er definert i likning 3.8.  $V_s$  er kompressorens slagvolum og er satt som default verdi på  $0,05 \text{ m}^3/\text{s}$ .  $\rho_1$  er gitt som massetettheten i punkt 1 for kompressoren.

$$\dot{m}_r = \rho_1 \cdot V_s \cdot n_{\text{vol}} \quad [kg/s] \quad (3.8)$$

Formel 3.9 og 3.10 er hentet fra Ouadha, A., et al. [3] og benyttet videre her.

Den volumetriske effektiviteten er gitt ved formelen:

$$n_{\text{vol}} = 0.66768 + 0.0025 \cdot \text{PR} - 0.00303 \cdot \text{PR}^2 \quad (3.9)$$

Den kompressible faktoren er gitt ved formelen:

$$n_{\text{Comp}} = 1.95125 - 0.80946 \cdot \text{PR} + 0.17054 \cdot \text{PR}^2 - 0.01221 \cdot \text{PR}^3 \quad (3.10)$$

Kompresjonsforholdet mellom trykket i fordamperen og kondensatoren er gitt som:

$$PR = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.11)$$

Massestrømmen i varmeanlegget er gitt ved:

$$\dot{m}_w = \frac{Q_H}{C_{p_w} \cdot (T_{retur} - T_{tur})} \quad [kg/s] \quad (3.12)$$

$C_{p_w}$  er den spesifikke varmekapasiteten til vannet.  $T_{tur}$  og  $T_{retur}$  er temperaturen ut og inn av kondensatoren på varmeanleggets side.

Massestrømmen til brinekretsen er definert i likning 3.13.  $C_{p_b}$  er massetettheten til vann med 30% tilsatt glykol

$$\dot{m}_b = \frac{Q_L}{c_{p,Brine} \cdot (T_{Brine,in} - T_{Brine,out})} \quad [kg/s] \quad (3.13)$$

For å finne arbeidet kompressoren gjør kalkuleres  $W_{comp}$  med:

$$W_{Comp} = \frac{Q_H}{COP} \quad [W] \quad (3.14)$$

Effekt faktoren for en ideell varmepumpesyklus er gitt ved:

$$COP = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad [-] \quad (3.15)$$

Merk at her er nummereringen gjort etter hvordan figurene i oppgaven er laget. Figur 3.2 markerer hvordan nummereringen er satt i oppgaven.

## 3.5 Python

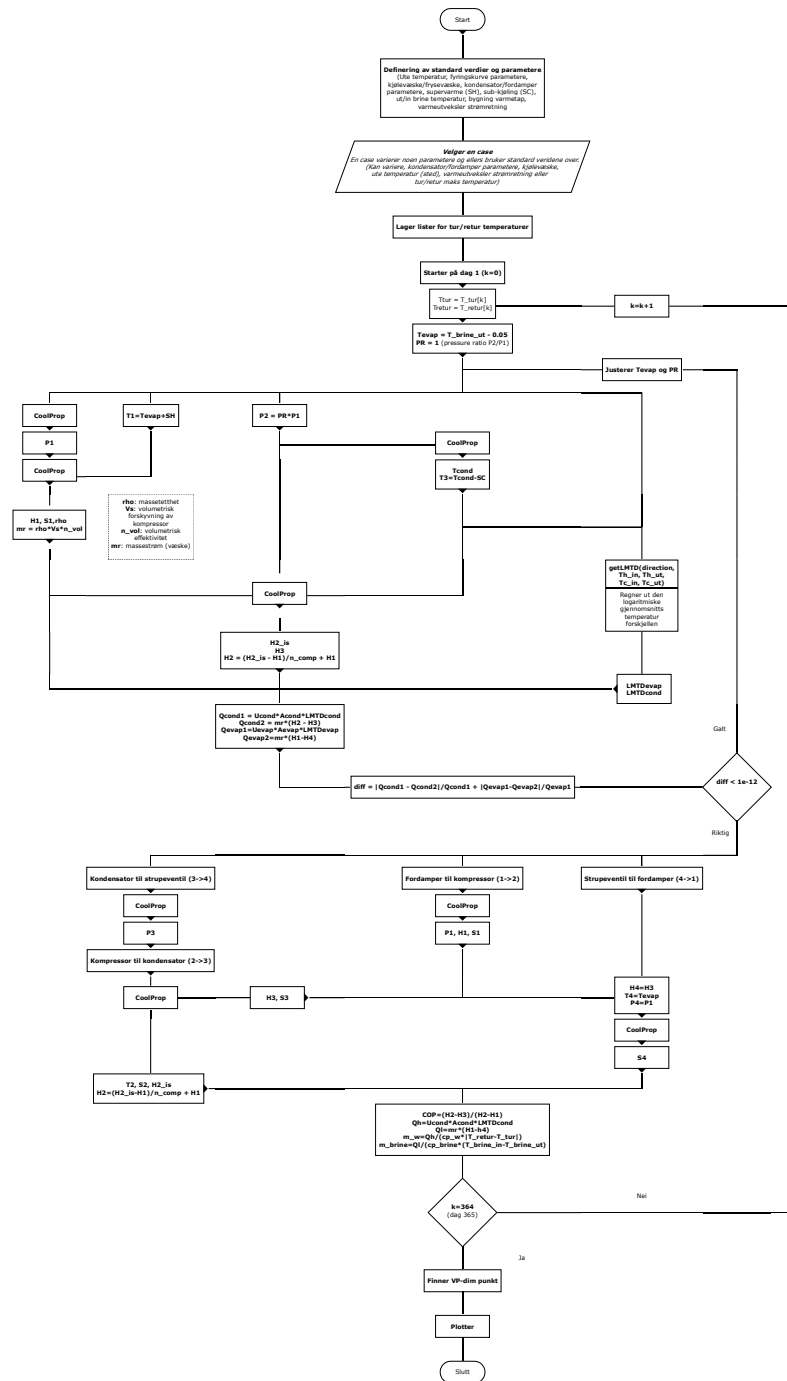
Flytdiagrammet som er presentert i figur 3.1 viser hvordan Python- scriptet er utarbeidet. Øvrige ligninger som er brukt og som ikke inngår i flytdiagrammet er presentert i 3.4.

For å gjøre beregninger og fremstilling av data enklere ble det benyttet ulike Pythonpakker. Under følger en kort fremstilling av hvilke bibliotekpakker som er brukt i oppgaven:

- **CoolProp:** Open- source pakke som gir tilgang til termodynamiske egenskaper for en rekke væsker og gasser. Grunnlaget for Ph -diagrammer er også hentet fra CoolProp.
- **Matplotlib:** Ble brukt til å lage grafer og plott av ulike datasett. Matplotlib er en av de mest brukte og kraftige pakkene for datavisualisering i Python.
- **Numpy:** Brukes til å arbeide med numeriske data. Pakken gir et raskt og effektivt grensesnitt for å utføre matematiske operasjoner på store datamengder.
- **Scipy:** En pakke med mange forskjellige moduler, og har egenskapene til å utføre avanserte matematiske prosesser og beregninger. Denne pakken har blitt benyttet i beregningene for å bestemme dekningsgraden til varmpumpen og spisslasten. Python, selv om det er et fleksibelt og kraftig språk, har en ulempe og kan være langsommere enn andre programmeringsspråk når det gjelder iterasjoner og håndtering av numeriske looper. For å løse iterasjonsutfordringer som typisk håndteres med en while-løkke, er Scipy's minimize- funksjon benyttet. Dette var en betydelig forbedring. Opprinnelig, ved bruk av en while-løkke, tok beregningene for de forskjellige casene omtrent 45 minutter. Med Scipy's minimize- funksjon, ble beregningstiden redusert til omtrent fem minutter. For å bestemme toleransen for beregningene, ble denne satt til  $1e-12$ .



### 3.6 Arbeidsprosessen



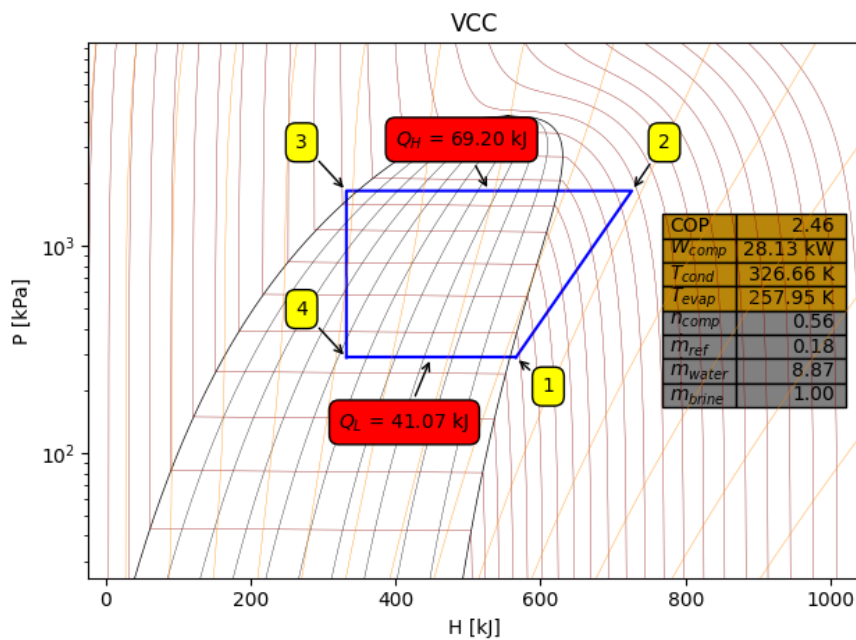
Figur 3.1: Flytdiagram for script utarbeidet i Python

### 3.7 Varmepumpeprosessen

For å finne de termodynamiske tilstandene gjennom varmepumpens krets er det brukt CoolProp. Ligningene som er brukt i oppgaven, og som det refereres til i 3.4 er det blitt brukt entalpi som utgangspunkt for utregningene til ytelsen til varmepumpen.

Hvordan Coolprop ble brukt for å finne de forskjellige stadiene i varmepumpeprosessen er vedlagt i vedlegg 5.5.

For å få fremstilt dataene i Ph -diagram er det brukt forhåndslagde plott for det spesifikke kjølemedie importert fra *CoolProp.Plots*. Figur 3.2 viser et eksempel på et plott fra oppgaven. Plottet viser grafisk de forskjellige stadiene i prosesse og varmeutveksling prosessen gjør. Tabell på høyre side av figur 3.2 viser en oversikt over noen av utregningene.

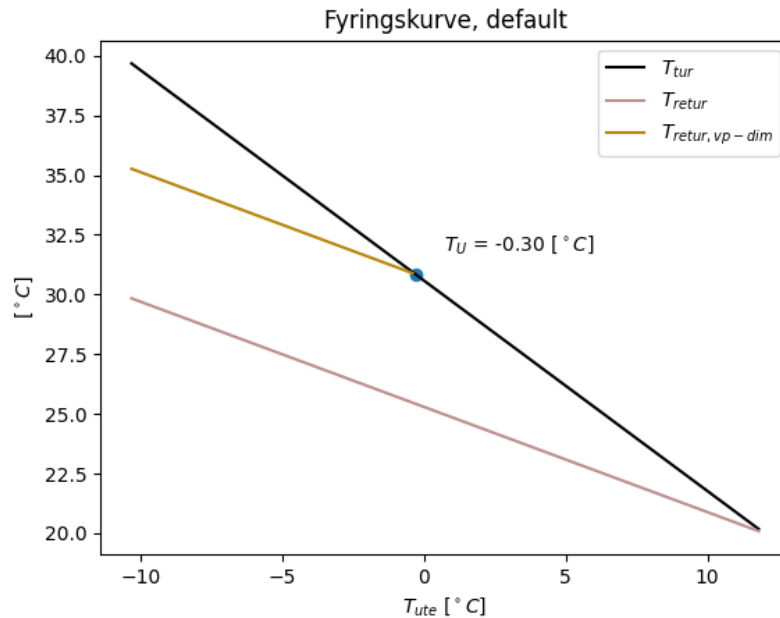


Figur 3.2: Ph-diagram fra script.

#### 3.7.1 Tur/retur-temperatur til varmeanlegget

I oppgaven er det valgt å fokusere på lavtempererte anlegg og se på konsekvensene av å velge et gulvarmesystem kontra et radiatorsystem. For å finne temperaturløftet til varmepumpen ut i fra hvordan utetemperaturer forandrer seg er det etablert en forenklet fyringskurve for anlegget. I [22] er det definert ligninger som regner ut Tur/-returtemperatur. Ligningene gjør at start og stopp ved balansepunktet ikke er likt. For å beregne temperaturene på vannet til varmesystemet er det i denne oppgaven valgt å gjøre forenklinger fra ligningene. Ved å starte fyringsanlegget ved balansetemperaturen vil  $T_t$  og  $T_r$  være lik og vannet som sendes ut på anlegget vil komme tilbake med samme temperatur siden det ikke er noe varmeavgivelse til omgivelsene. Fra  $T_b$  vil det bli trekt en rett linje mellom valgt  $T_t$  og  $T_r$ . For å finne de forskjellige temperaturene varmeanlegget må operere med på de forskjellige dagene, er det interpolert mellom start og slutt punkt for

fyringskurven. Interpoleringen er vist i vedlegg 5.5



Figur 3.3: Fyringskurve hentet fra oppgave med  $T_t$  og  $T_r$  på 40/30°C og balansetemperatur på bygget  $T_b = 12°C$ .

Linje som starter i punkt  $T_U$  og går parallelt med returlinjen er definert skal starte i samme krysningspunkt for  $VP_{dim}$ .

### 3.7.2 Bygningens effektbehov

Byggets effektbehov er definert i scriptet som:

$$Q_{brl} = (T_R - ute\_temperatur) \cdot K \quad (3.16)$$

$Q_{brl}$  forteller mye varme bygget trenger for å holde en gitt innetemperatur. I scriptet er denne satt som default,  $T_R = 20°C$ . Kurven til  $Q_{brl}$  vises som blå linje i varighetsdiagrammene og er påvirket av  $T_b$  og hvilken utetemperatur det er målt over året for henholdsvis Oslo, Mandal og Røros.

$K$  er en inputparameter i scriptet.  $K$  kan varieres for å øke eller minske effektbehovet til bygget. I denne oppgaven vil ikke  $K$  variere og vil nesten i samtlige tilfeller være lik som satt i defaultverdiene 3.1.  $K$  vil kun være annerledes i case F.

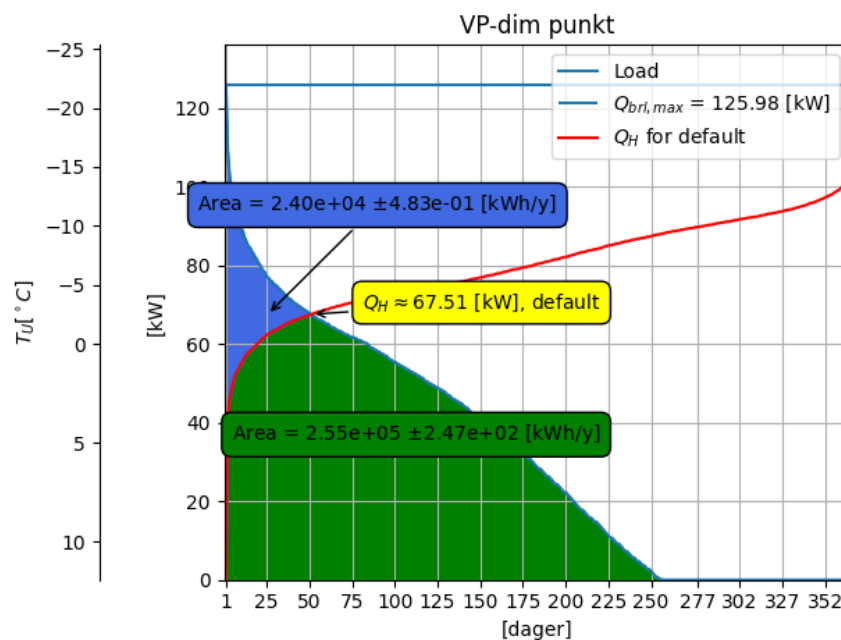
For å ikke overdimensjonere varmepumpen er det viktig å ta hensyn til internlast og andre tilskudd, så derfor er soltilskudd og internlast inkludert i oppgaven. Soltilskuddet og internlast er definert som inputparametre. Disse er listet opp i 3.1. Hvordan soltilskudd og internlast er beregnet er presentert i vedlegg 5.5.

### 3.7.3 Dimensjoneringspunkt og dekning

Varmepumpens dimensjoneringspunkt oppstår hvor  $Q_{brl}$  og  $Q_H$  har sitt krysningspunkt. I oppgaven er dette definert som  $VP_{dim}$ . Ved varmpumpens dimensjoneringspunkt finner man også hvor stor dekning varmpumpen har som grunnlast, og hvor stor effekt spisslasten trenger å være for å dekke effektbehovet til bygget.

Dekningsgraden til både varmpumpen og spisslasten ble funnet ved å regne arealet under  $Q_{brl}$  til der varmpumpen har sin ytelseskurve. Spisslasten er regnet ut ved å regne arealet av det overliggende fra  $VP_{dim}$  til byggets maksimale effektbehov.

Energidekningen for varmpumpen og spisslasten ble beregnet ved å ta integralet for begge for det arealet de to utgjør. Integralet er løst ved å bruke *quad* og *interp1d* funksjonen fra Scipy-biblioteket. ?? viser områdene som er utregnet i henholdsvis blått og grønt område på figur 3.4.



Figur 3.4: Varighetkurve hentet fra oppgave med  $T_t$  og  $T_r$  på 50/40°C og balansetemperatur på bygget  $T_b = 12^\circ\text{C}$ .

Arealet er oppgitt med en usikkerhet som er markert med  $\pm$ . Dette er fordi grafen ikke er helt eksakt og kan ha noe måleusikkerhet.

## 3.8 Case F - et praktisk eksempel

Case F er utarbeidet på følgende måte:

1. Kartlegge byggets effektbehov, balansetemperatur ( $T_b$ ). Justerer opp  $K$  slik at effektbehov til bygget tilsvarer 500 kW og en balansetemperatur settes til 14°C.
2. Bestemme varmeavgivere i bygget. Velger radiatorer med  $T_t - T_r$  på 50/40°C

3. For å få 40% og 60% effektdekning av 500 kW gjetter man på en verdi som gjør at  $A \cdot U_{cond, evap}$  er lik tenkt effektdekning. I dette tilfellet er det 200 kW og 300 kW.
4. Nå kan dekningsgrad og fyringskurve analyseres.

# Kapittel 4

## Resultat

I dette kapitlet presenteres resultatene fra de ulike casene. Casene, organisert fra A til E, og representerer varierende parametere som er benyttet for å analysere deres innvirkning på driften av varmepumpesyklusen. I motsetning til case A- E er case F, som beskrevet i metodekapitlet, noe annerledes. Hensikten med case F er å demonstrere hvordan denne tilnærmingen kan bli anvendt i en VVS- rådgivers hverdag.

De spesifikke detaljene og resultatene fra Case A til E blir presentert videre i resultatkapitlet på følgende måte

- **Q-plottet:** Dette viser varmestrømmen i både fordampere og kondensatoren. Plottet illustrerer hvor mye varme som absorberes fra den kalde siden (brine) og hvor mye som frigjøres på den varme siden (vann), i kondensatoren. Verdier som faller utenfor punktet definert som  $VP_{dim}$  blir ikke analysert videre i oppgaven.
- **COP:** Dette avsnittet presenterer hvordan effektfaktoren varierer over tid i løpet av et år. Ettersom scriptet er basert på en varmepumpe som opererer med full kapasitet, vil kun COP- verdier som faller innenfor rekkevidden til  $VP_{dim}$  være av interesse.
- **Trykkforhold:** Viser hvor mye kompressoren må komprimere kjølemedie for å oppnå ønsket kondenseringstemperatur.
- $T_{evap}$  og  $T_{cond}$ : Viser hvordan temperaturen til kjølemediet i fordampere og kondensatoren varierer.
- **Varighetskurve:** Dette indikerer hvor stor andel av det årlige energi- og effektbehovet til bygget som dekkes av varmepumpen, og hvor mye som må dekkes av spisslast for å holde bygget på ønsket temperatur på de kaldeste dagene. Plottet viser også  $Q_H$  for å illustrere varmepumpens effekt.
- **Fyringskurve:** Dette illustrerer hvordan fyringskurven vil variere avhengig av valgt oppvarmingskilde og utetemperaturens variasjoner.  $T_u$  varierer på turtemperaturen til anlegget ettersom hvilken temperatur varmepumpen er i stand til heve.
- **Tabell over utregninger:** Denne tabellen viser en rekke relevante verdier som bidrar til å analysere hvordan varmepumpens ytelse varierer med forskjellige utetemperaturer og de forskjellige analyserte casene. Målet med tabellen er å gi en oversikt over systemets

ytelse på den kaldeste dagen, ved dimensjonerende utetemperatur for stedet (DUT), og når systemet når det dimensjonerende punktet for varmepumpen,  $VP_{dim}$ .

•

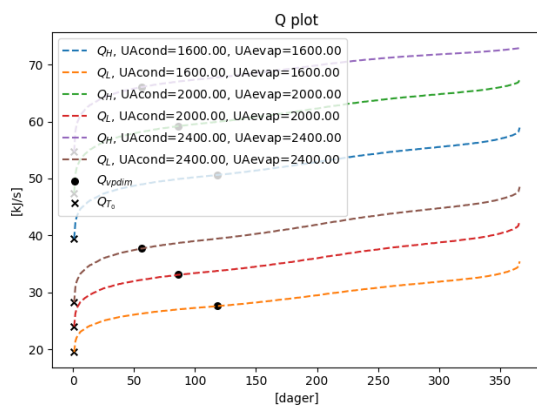
En begrensning i denne oppgaven er at scriptet beregner under forutsetning av full kompresorpådrag. Dette resulterer i at noen verdier ligger utenfor analyseområdet for oppgaven. For å illustrere grensene for det relevante området, er de definerte punktene tegnet inn i plottene som beskriver COP, trykkforhold, Q-plott og  $T_{evap}$ ,  $T_{cond}$ . Disse punktene er definert som  $T_{T0}$  og  $VP_{dim}$ .

## 4.1 Case A

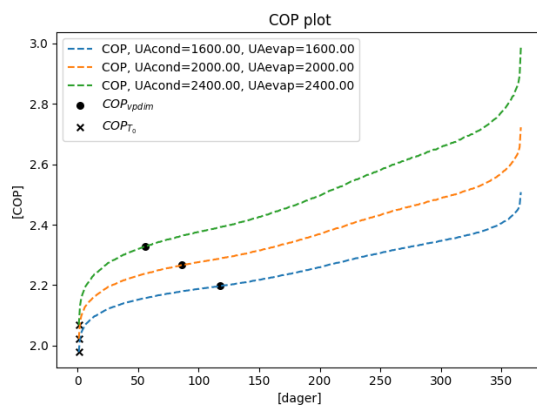
I case A varierer arealet til både kondensatoren og fordamperen. Det er valgt å analysere en samlet verdi for varmevekslerne. Dette fordi man ser på en totalverdi  $A_{cond} \cdot U_{cond}$  og  $A_{evap} \cdot U_{evap}$ .  $U_{cond}$  og  $U_{evap}$  er satt til å være  $4000 \text{ W/m}^2/\text{K}$  gjennom hele oppgaven. For å øke størrelsen på kondensatoren og fordamperen er det valgt å variere  $A_{cond}$  og  $A_{evap}$  til å være 0.4, 0.5 og 0.6 [ $\text{m}^2$ ].

Figur 4.1, 4.2, 4.3, og 4.4 illustrerer hva som skjer med ytelsen av en økning i arealet til varmeveksleren. Med en økning av arealet, oppstår en økt varmestrom, noe som resulterer i en høyere COP for systemet. Dette skyldes at en større varmevekslerflate vil tillate mer effektiv varmeoverføring, noe som forbedrer varmepumpens ytelse.

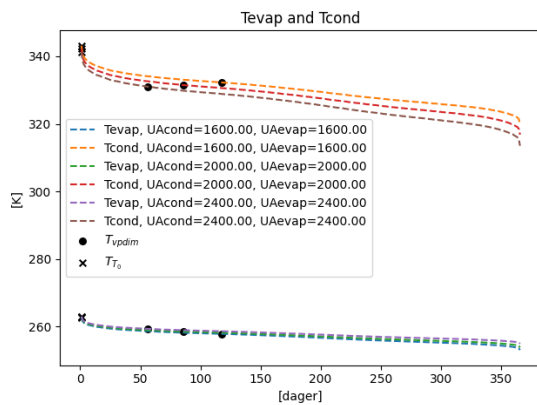
Imidlertid observeres det at fra punktet  $VP_{dim}$  og mot dag 1 opplever varmepumpen en reduksjon i både  $QH$  og COP.



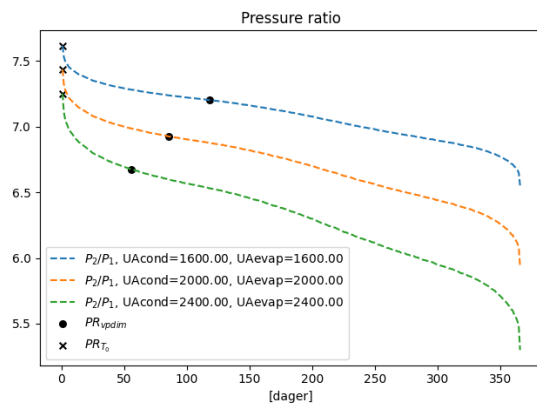
Figur 4.1:  $Q_L$  og  $Q_H$



Figur 4.2: COP, case A.



Figur 4.3:  $T_{evap}$  og  $T_{cond}$ , case A.

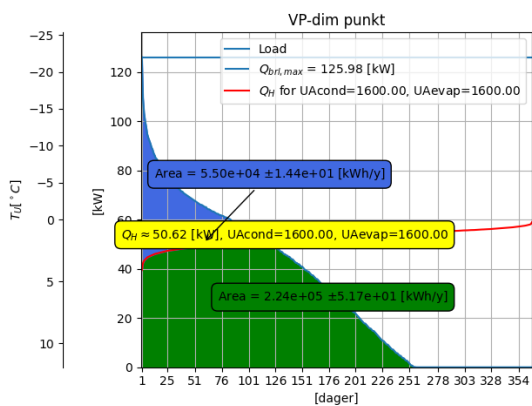


Figur 4.4: Trykkforhold, case A.

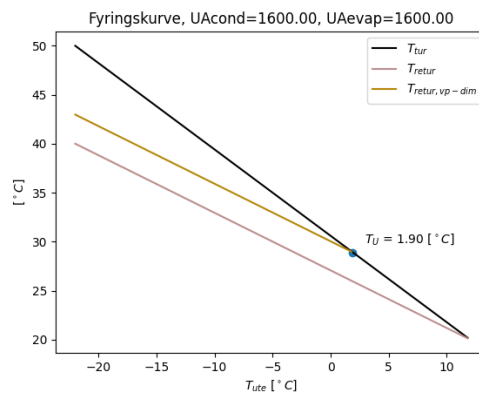
Varighetsdiagrammene og fyringskurven viser hvordan dekningsgraden og  $Tu$  øker hvis arealet



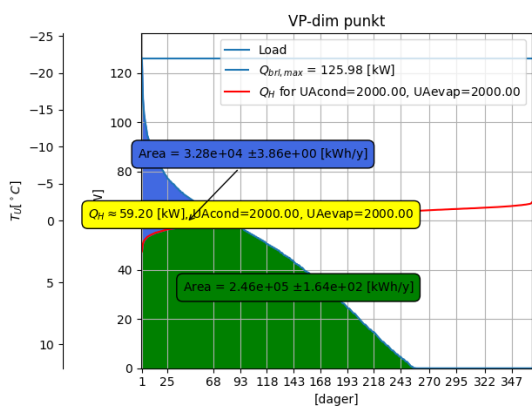
på veksleren øker. En forskjell i areal på  $1600 \text{ m}^2$  og  $2400 \text{ m}^2$  gjør at  $VP_{dim}$  flytter seg fra dag 119 til dag 57.  $T_U$  flytter seg fra  $+1.9^\circ\text{C}$  til  $+0.9^\circ\text{C}$ .



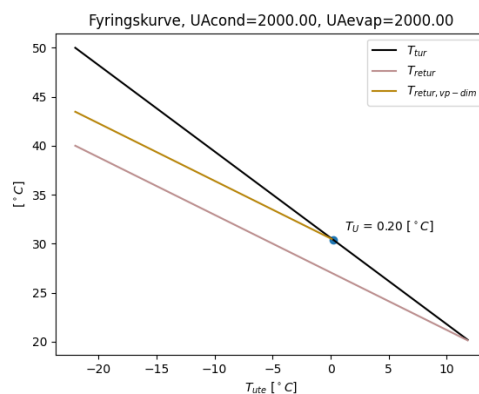
Figur 4.5: Varighetsdiagram for  $U \cdot A_{cond}, evap = 1600$



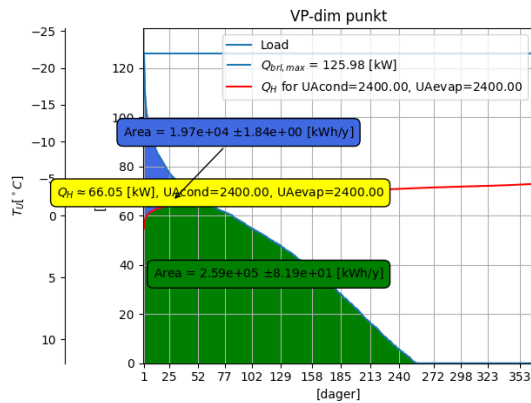
Figur 4.6: Fyringskurve for  $U \cdot A_{cond}, evap = 1600$



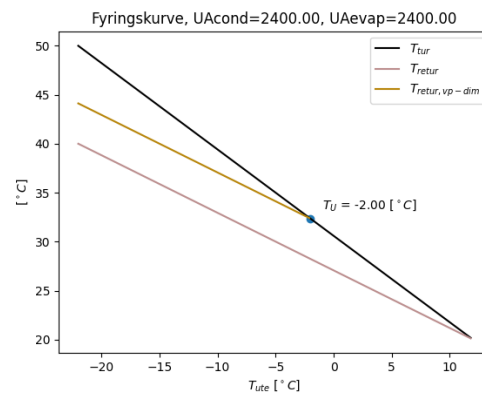
Figur 4.7: Varighetsdiagram for  $U \cdot A_{cond}, evap = 2000$



Figur 4.8: Fyringskurve for  $U \cdot A_{cond}, evap = 2000$



Figur 4.9: Varighetsdiagram for  $U \cdot A_{cond, evap} = 2400$



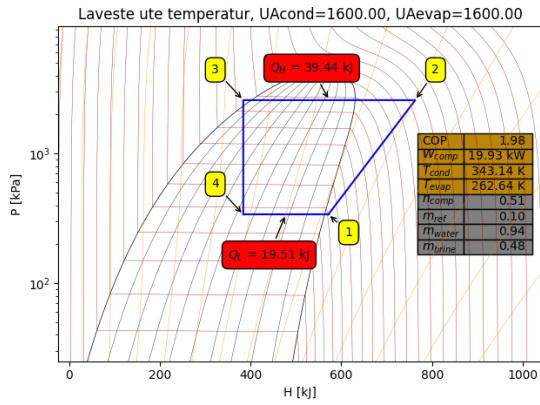
Figur 4.10: Fyringskurve for  $U \cdot A_{cond, evap} = 2400$

Tabell 4.1 viser hvordan ytelsen til systemet varierer med de forskjellige verdiene for kondensatoren og fordampere. Systemets ytelse er vist ved dimensjonerende utetemperatur, dag 1, og for den dagen der hvor varmepumpen har sitt dimensjoneringspunkt  $VP_{dim}$ .

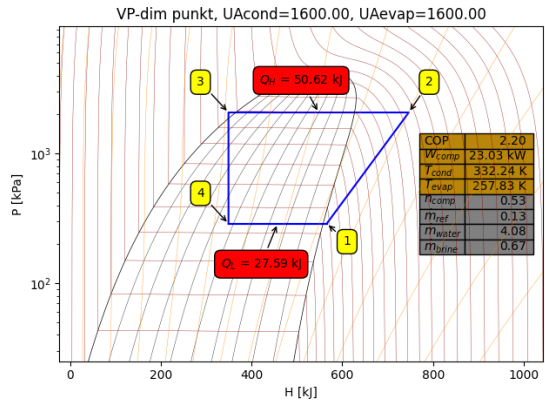
Case A	Dag	$T_{evap}$	$T_{cond}$	$n_{comp}$	PR	$W_{comp}$	$Q_H$	$Q_L$	$Q_{brl}$	COP	$m_w$	$m_b$	$m_r$
	[-]	[°C]	[°C]	[-]	[-]	[kW]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[-]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]
1600	1	-10,51	69,99	0,51	7,62	19,93	39,44	19,51	125,98	1,98	0,94	0,48	0,1
1600	119	-15,32	59,09	0,53	7,2	23,03	50,62	27,59	50,44	2,2	4,08	0,67	0,13
2000	1	-10,32	69,08	0,52	7,44	23,46	47,45	23,99	125,98	2,02	1,14	0,58	0,13
2000	86	-14,65	58,31	0,54	6,93	26,12	59,2	33,08	58,98	2,27	4,08	0,81	0,15
2400	1	-10,12	68,16	0,53	7,25	26,44	54,7	28,26	125,98	2,07	1,31	0,69	0,15
2400	57	-13,84	57,87	0,55	6,67	28,36	66,05	37,69	65,98	2,33	3,84	0,92	0,17

Tabell 4.1: Case A: Anleggets ytelse ved den kaldeste utetemperaturen, dag 1 og ved  $VP_{dim}$  med varierende input for  $A_{cond, evap}$ .

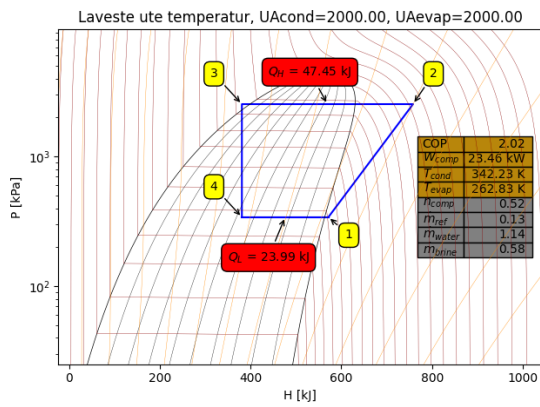
Figur 4.11, 4.12, 4.13, 4.14, 4.15 og 4.16 viser varmepumpesyklusen i et Ph -diagram for de forskjellige casene variablene i tabell 4.1



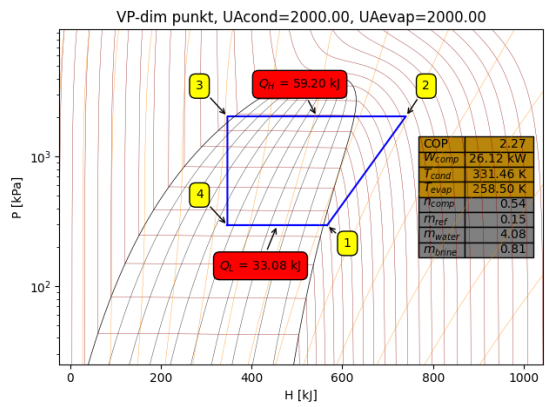
Figur 4.11: Ph -diagram for DUT når  $U \cdot A_{cond}, evap = 1600$



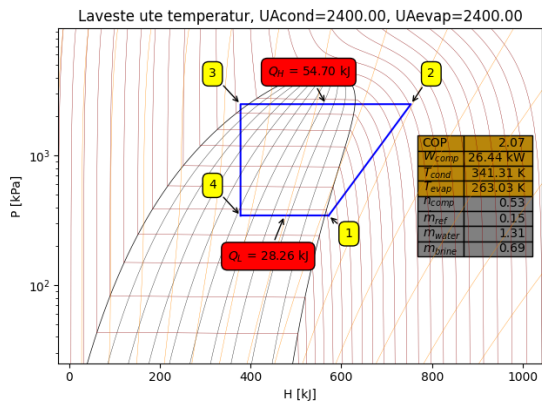
Figur 4.12: Ph-diagram for  $VP_{dim}$  når  $U \cdot A_{cond}, evap = 1600$



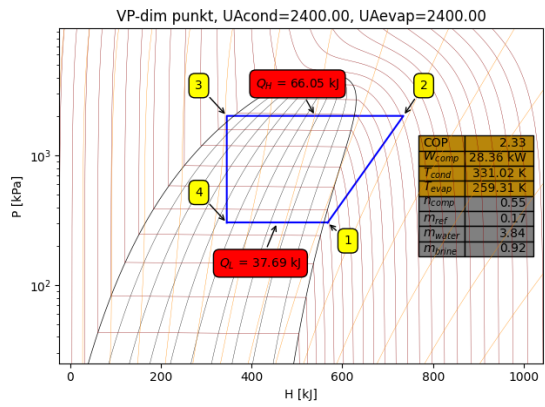
Figur 4.13: Ph-diagram for DUT når  $U \cdot A_{cond}, evap = 2000$



Figur 4.14: Ph-diagram for  $VP_{dim}$  når  $U \cdot A_{cond}, evap = 2000$



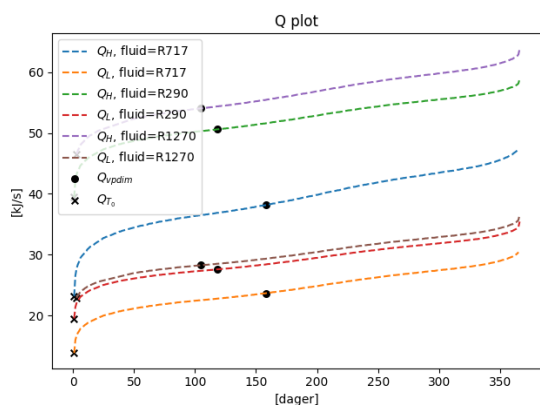
Figur 4.15: Ph-diagram for DUT når  $U \cdot A_{cond, evap} = 2400$



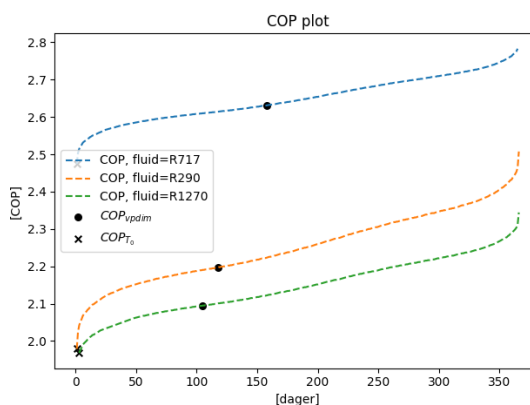
Figur 4.16: Ph-diagram for  $VP_{dim}$  når  $U \cdot A_{cond, evap} = 2400$

## 4.2 Case B

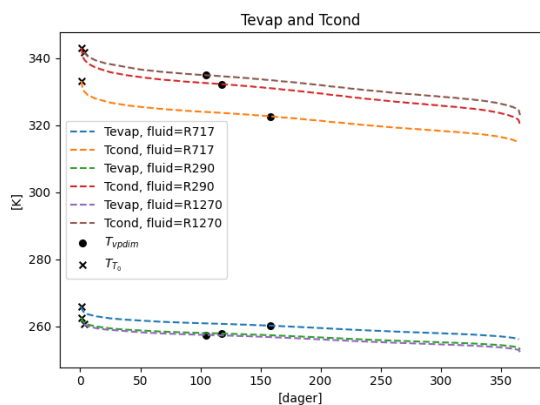
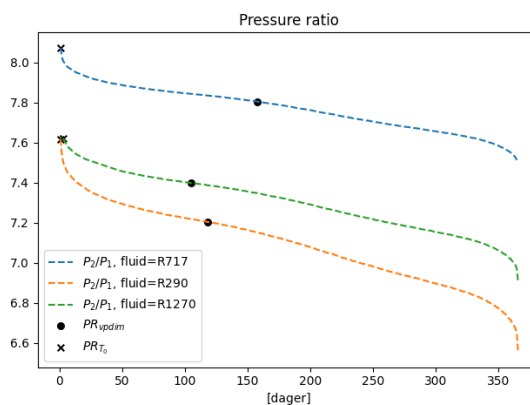
I case B blir tre forskjellige kjølemedier benyttet: R290, R717 og R1270. Som illustrert i figur 4.17 og 4.18, viser det seg at R717 ha den laveste  $QH$  av de tre mediene men samtidig har den høyeste effektfaktoren. Grunnen til en høyere effektfaktor er fordi mediets kondenseringstemperatur er lav. Ved lav kondenseringstemperatur må ikke varmepumpen jobbe like hardt for å heve temperaturen ut av varmepumpen. Dette gjenspeiler seg også i at kompressorarbeidet er lavt.  $VP_{dim}$ , som er plottet i figur 4.18, indikerer at kjølemedium R717 opprettholder en høyere COP over flere dager sammenlignet med de to andre kjølemediene. Kjølemediet vil over tid ha en høyere COP under samme betingesler, men dette er fordi mediet har et tidligere kryssningspunkt i  $VP_{dim}$  og en lavere levert  $QH$ .



Figur 4.17: Q plott case B.



Figur 4.18: COP case B.

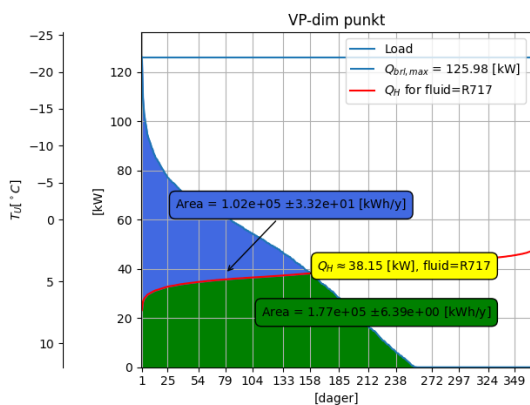
Figur 4.19:  $T_{evap}$  og  $T_{cond}$ , case B.

Figur 4.20: Trykkforhold case B.

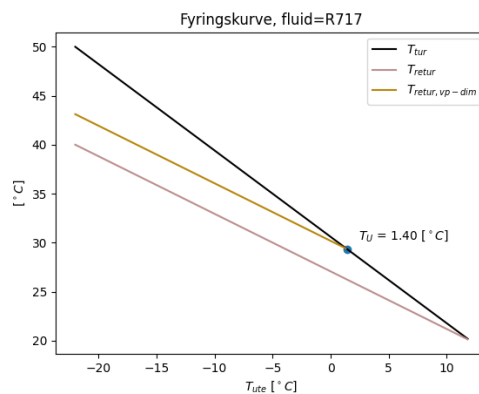
Varighetskurvene og fyringkurvene viser hvordan valg av kjølemedie påvirker hvor  $VP_{dim}$  oppstår og krysser  $Q_{brl}$ . Bruk av kjølemedie R717 gir den lengste varigheten og størst dekning mens R290 gir kortest dekning med 158 dager for R717 mot 118 dager for R290. En kort varighet er ikke

negativt i den forstand at det har en lavere COP og kan heller sees på som en positiv innvirkning siden mediet har større kapasitet til å øke varmestrømmen ut av varmpumpa.

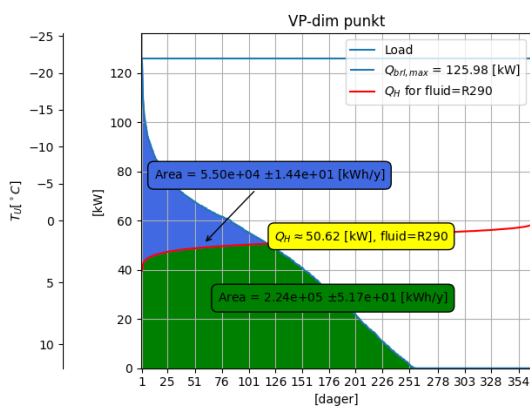
$QH$  for R1270 kryser  $Q_{brl}$  ved dag 134, men slutter å generere varme på dag 3 av dimensjonerende utetemperatur. Det er ikke konstatert hvorfor R1270 ikke produserer varme til den dagen der den kaldeste utetemperaturen oppstår men det kan tenkes at mediet er nær sitt kritiske punkt og ikke klarer å levere mer varme. Fra tabell 4.2 ser man at R1270 stopper ved dag tre. På dag tre er det en utetemperatur på  $-14.5^{\circ}\text{C}$ .



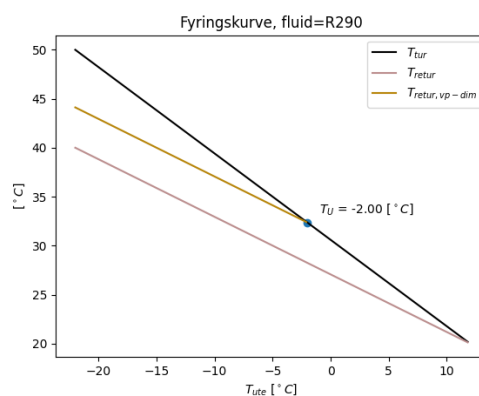
Figur 4.21: Varighetsdiagram for R717



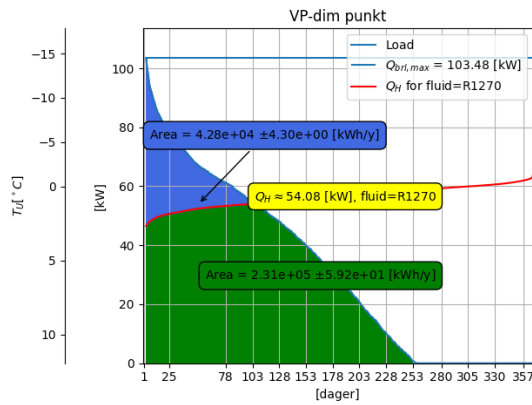
Figur 4.22: Fyringskurve for R717



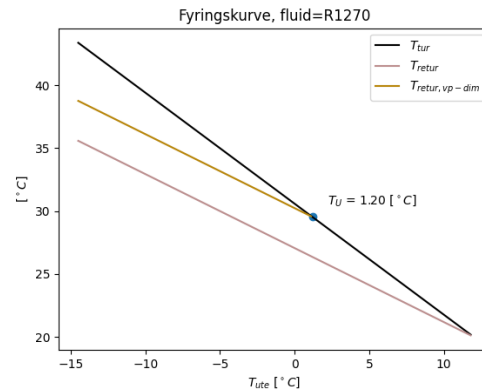
Figur 4.23: Varighetsdiagram for R290



Figur 4.24: Fyringskurve for R290



Figur 4.25: Varighetsdiagram for R1270



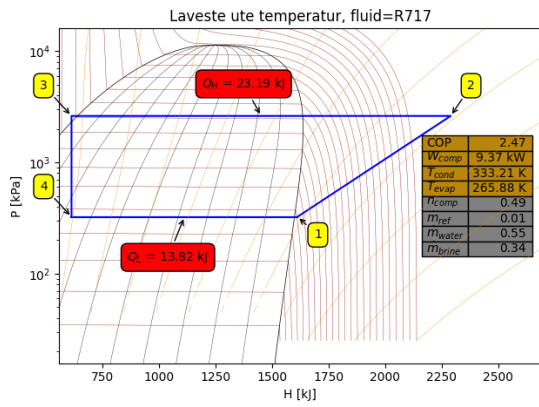
Figur 4.26: Fyringskurve for R1270

Tabell 4.2 viser data for de tre forskjellige kjølemediene ved dimensjonerende utetemperatur og hvor  $VP_{dim}$  oppstår.

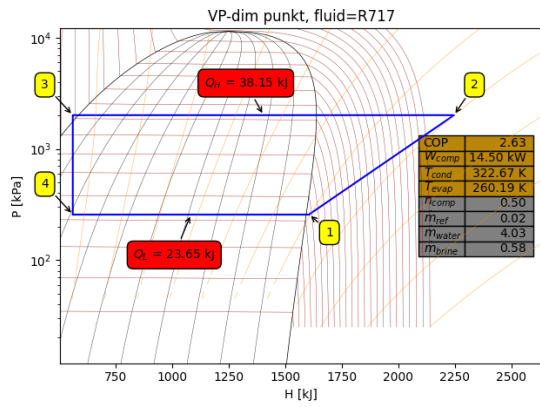
Case B	Dag	$T_{evap}$	$T_{cond}$	$n_{comp}$	PR	$W_{comp}$	$Q_H$	$Q_L$	$Q_{brl}$	COP	$m_w$	$m_b$	$m_r$
	[-]	[°C]	[°C]	[-]	[-]	[kW]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[-]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]
R717	1	-7,27	60,06	0,49	8,07	9,37	23,19	13,82	125,98	2,47	0,55	0,34	0,01
R717	158	-12,96	49,52	0,5	7,8	14,5	38,15	23,65	38,38	2,63	4,03	0,58	0,02
R290	1	-10,51	69,99	0,51	7,62	19,93	39,44	19,51	125,98	1,98	0,94	0,48	0,1
R290	118	-15,32	59,09	0,53	7,2	23,03	50,62	27,59	50,44	2,2	4,08	0,67	0,13
R1270	3	-12,5	68,75	0,51	7,62	23,66	46,55	22,89	103,48	1,97	1,43	0,56	0,12
R1270	134	-16,06	61,03	0,52	7,37	25,98	54,8	28,81	45,92	2,11	4,84	0,7	0,13

Tabell 4.2: Case B: Anleggets ytelse ved den kaleste utetemperaturen, dag 1 og ved  $VP_{dim}$  med forskjellig arbeidsmedium.

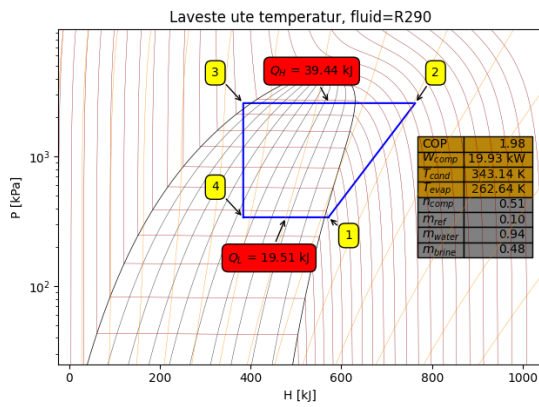
I figur 4.27, 4.28, 4.29, 4.30, 4.31 og 4.32 viser PH-diagrammer for de forskjellige kjølemediene som er brukt i case B. Figurene viser varmepumpesyklusen ved DUT og den dagen  $VP_{dim}$  oppstår.



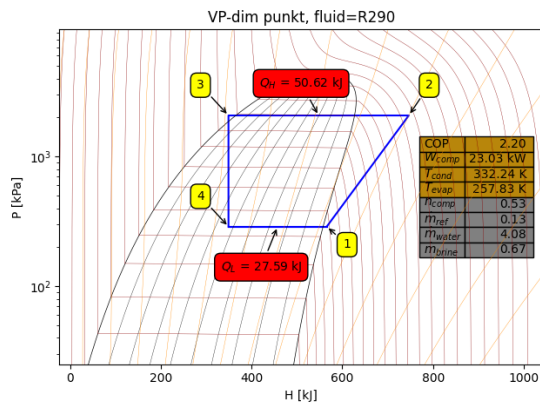
Figur 4.27: Ph- diagram for R717 ved DUT



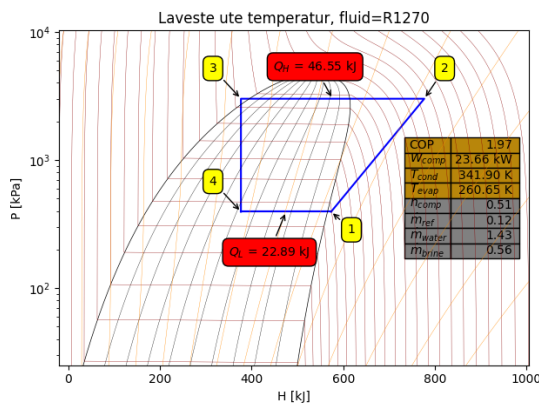
Figur 4.28: Ph- diagram for R717 ved  $VP_{dim}$



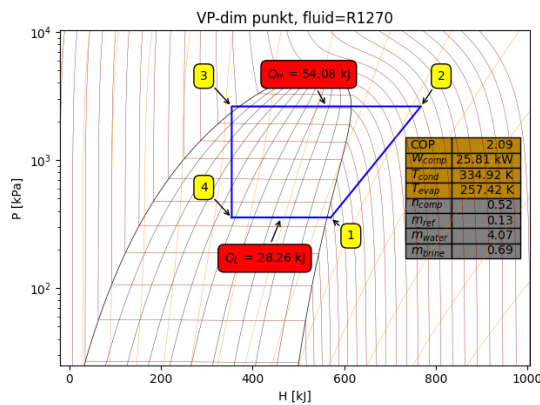
Figur 4.29: Ph- diagram for R290 ved DUT



Figur 4.30: Ph- diagram for R290 ved  $VP_{dim}$



Figur 4.31: Ph- diagram for R1270 ved DUT



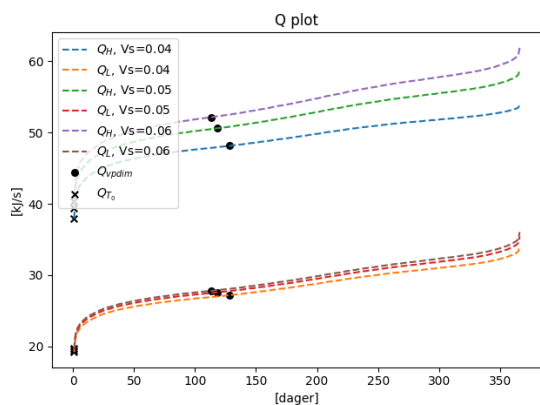
Figur 4.32: Ph- diagram for R1270 ved  $VP_{dim}$



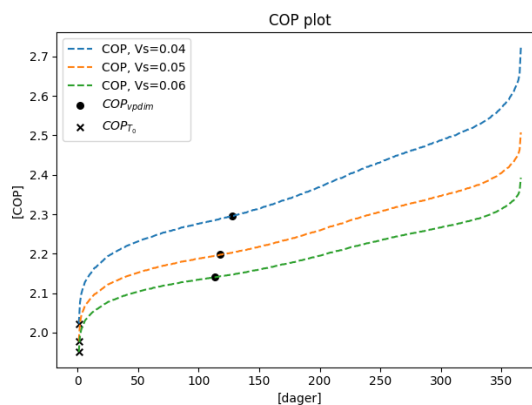
### 4.3 Case C

I Case C ble kompressorens slagvolum  $V_s$  variert, med verdier på  $[0.04, 0.05, 0.06] \text{ m}^3/\text{s}$ . Dette kan betraktes som en endring i størrelsen på kompressoren.

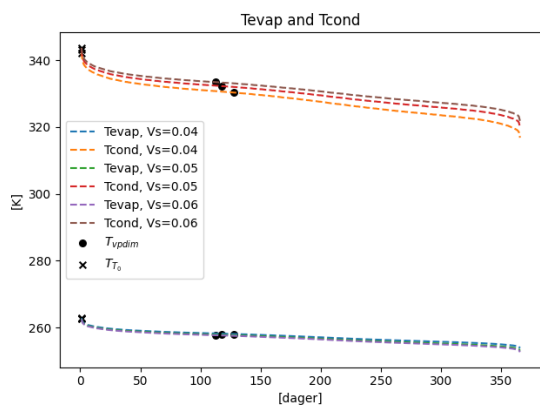
Som vist i figur 4.33, fører et større slagvolum til en større  $Q_H$ . Dette er forventet, ettersom et større slagvolum tillater kompressoren å flytte mer gass i hver syklus, noe som resulterer i større varmestrøm. Imidlertid viser figur 4.34 at et større slagvolum også fører til en lavere effektivitet. Dette bekreftes i figur 4.36, som viser at et større slagvolum resulterer i mer gass å komprimere og dermed en lavere COP.



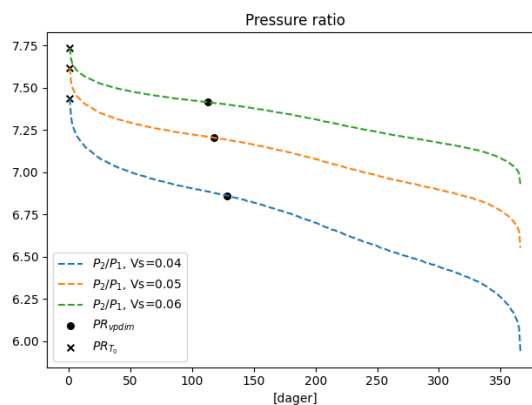
Figur 4.33: Q plot case C.



Figur 4.34: COP, case C.



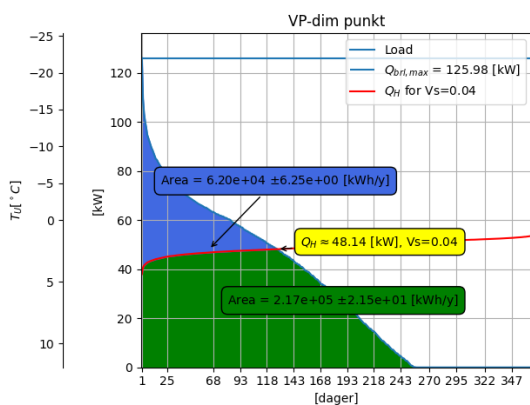
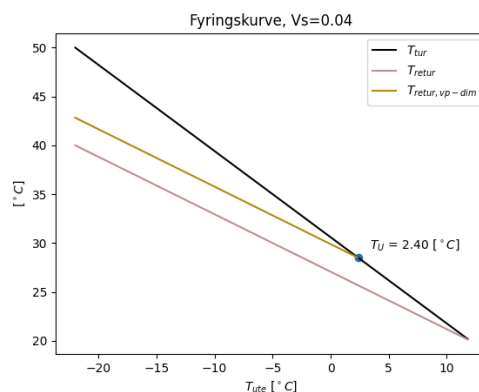
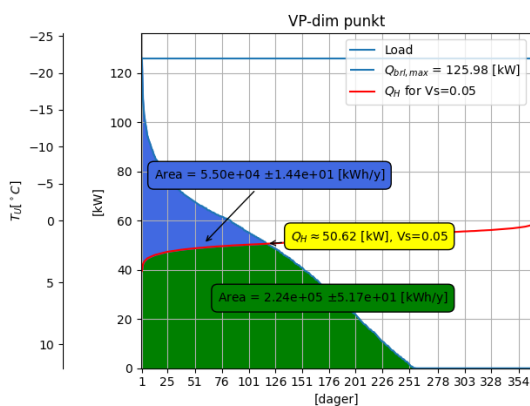
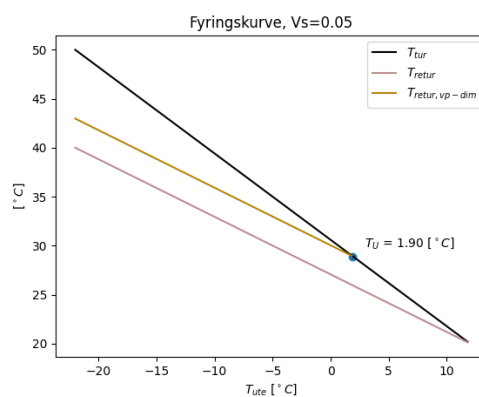
Figur 4.35:  $T_{evap}$  og  $T_{cond}$ , case C.

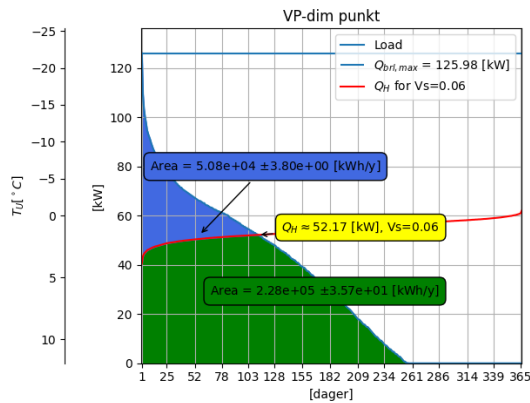
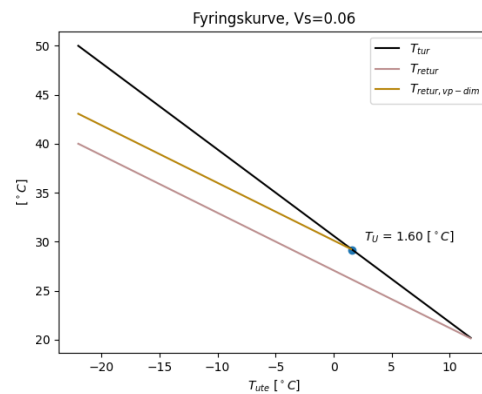


Figur 4.36: Trykkforhold, Case C

Varighetsdiagrammene og fyringskurven gir innsikt i hvordan slagvolumet til kompressoren påvirker tidspunktet for  $VP_{dim}$  og det punkt hvor det krysser  $Q_{brl}$ . Fra varighetsdiagrammene observerer man at en kompressor med et slagvolum på  $0.04 \text{ m}^3/\text{s}$  viser en lengre varighet og en lavere  $Q_H$  sammenlignet med de andre undersøkte kompressorstørrelsene.

Denne økte varigheten indikerer at kompressoren har en høyere andel timer og dager med høy belastning, og en mindre andel dellast gjennom året. Selv om de sammenlignede slagvolumene i case C er relativt små, viser resultatene en tydelig trend om at valg av kompressorens slagvolum har en innvirkning på ytelsen av varmepumpen.

Figur 4.37: Varighetsdiagram,  $Vs=0.04\text{m}^3/\text{s}$ Figur 4.38: Fyringskurve,  $Vs=0.04\text{m}^3/\text{s}$ Figur 4.39: Varighetsdiagram,  $Vs=0.05\text{m}^3/\text{s}$ Figur 4.40: Fyringskurve,  $Vs=0.05\text{m}^3/\text{s}$

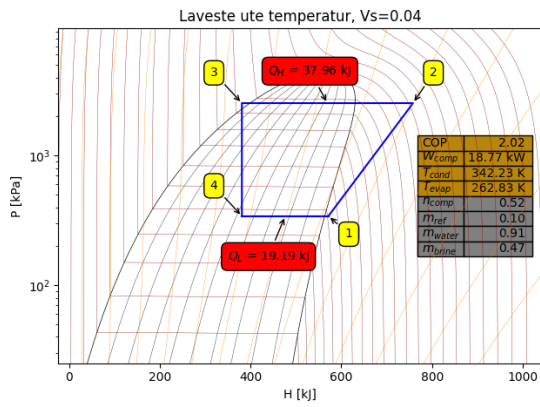
Figur 4.41: Varighetsdiagram,  $Vs=0.06m^3/s$ Figur 4.42: Fyringskurve,  $Vs=0.06m^3/s$ 

Tabell 4.3 viser hvordan valg av størrelse og slagvolum til kompressor har en innvirkning på ytelsen til systemet. Tabellen viser data for den kaldeste dagen og den dagen hvor  $VP_{dim}$  oppstår og krysser  $Q_{brl}$ .

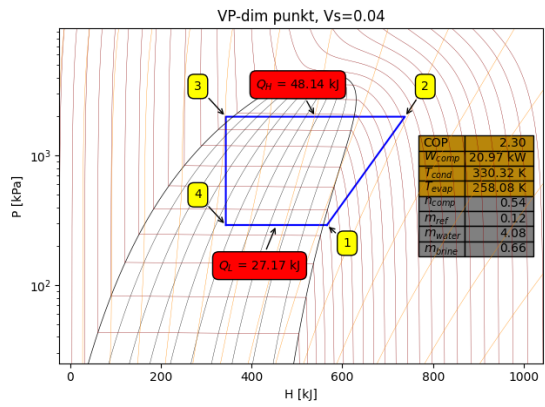
Case C	Dag	$T_{evap}$	$T_{cond}$	$n_{comp}$	PR	$W_{comp}$	$Q_H$	$Q_L$	$Q_{brl}$	COP	$m_w$	$m_b$	$m_r$
	[-]	[°C]	[°C]	[-]	[-]	[kW]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[-]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]
0.04	1	-10,32	69,08	0,52	7,44	18,77	37,96	19,19	125,98	2,02	0,91	0,47	0,1
0.04	128	-15,07	57,17	0,54	6,86	20,97	48,14	27,17	47,93	2,3	4,08	0,66	0,12
0.05	1	-10,51	69,99	0,51	7,62	19,93	39,44	19,51	125,98	1,98	0,94	0,48	0,1
0.05	118	-15,32	59,09	0,53	7,2	23,03	50,62	27,59	50,44	2,2	4,08	0,67	0,13
0.06	1	-10,62	70,59	0,51	7,74	20,72	40,42	19,7	125,98	1,95	0,97	0,48	0,11
0.06	113	-15,45	60,28	0,52	7,41	24,37	52,17	27,79	51,95	2,14	4,08	0,68	0,13

Tabell 4.3: Case C: Anleggets ytelse ved den kaldeste utetemperaturen, dag 1 og ved  $VP_{dim}$  med varierende slagvolum til kompressoren til systemet.

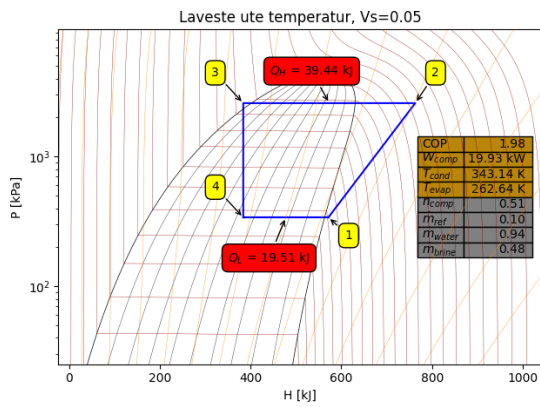
Figur 4.43, 4.44, 4.45, 4.46, 4.47 og 4.48 viser Ph-diagrammer for de forskjellige slagvolumene for kompressoren som er brukt i case C. Figurene viser varmepumpesyklusen ved DUT og den dagen  $VP_{dim}$  oppstår.



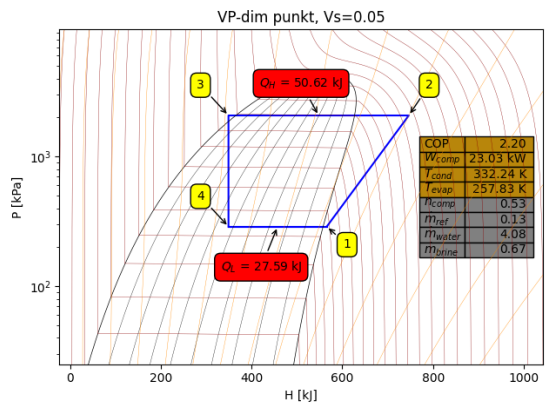
Figur 4.43: Ph- diagram for  $V_s = 0.04 \text{ m}^3/\text{s}$  ved DUT



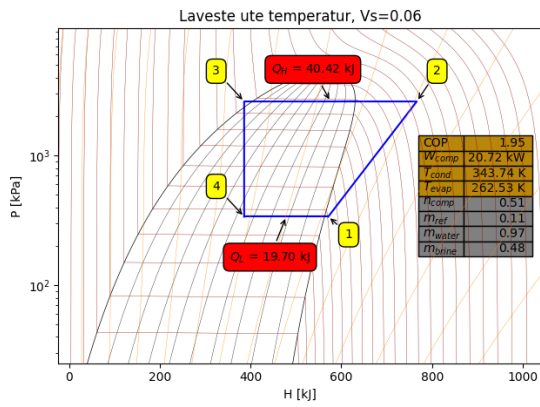
Figur 4.44: Ph- diagram ved  $VP_{dim}$  for  $V_s = 0.04 \text{ m}^3/\text{s}$



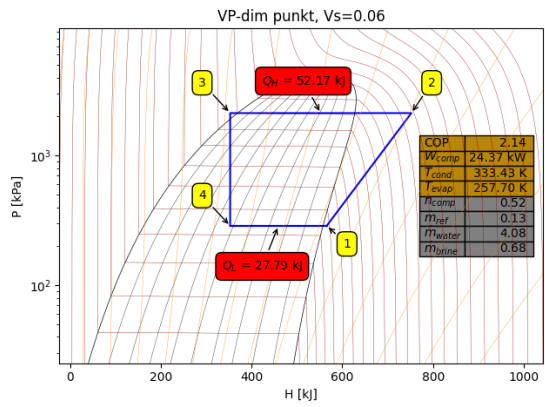
Figur 4.45: Ph- diagram for  $V_s = 0.05 \text{ m}^3/\text{s}$  ved DUT



Figur 4.46: Ph- diagram ved  $VP_{dim}$  for  $V_s = 0.05 \text{ m}^3/\text{s}$



Figur 4.47: Ph- diagram for  $V_s = 0.06 \text{ m}^3/\text{s}$  ved DUT

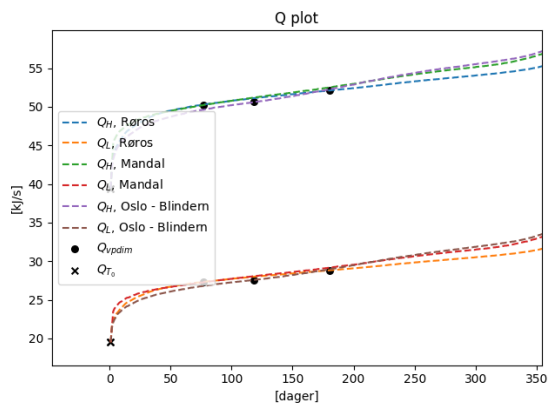


Figur 4.48: Ph- diagram ved  $VP_{dim}$  for  $V_s = 0.06 \text{ m}^3/\text{s}$

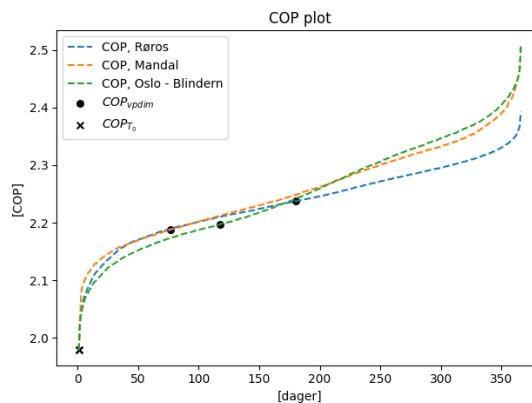
## 4.4 Case D

I Case D ble varmepumpesystemets lokasjon variert for å undersøke hvordan forskjellige klimaforhold påvirker ytelsen. Systemet ble plassert i tre forskjellige byer, Mandal, Oslo og Røros, som representerer et spekter fra kaldt til varmt klima.

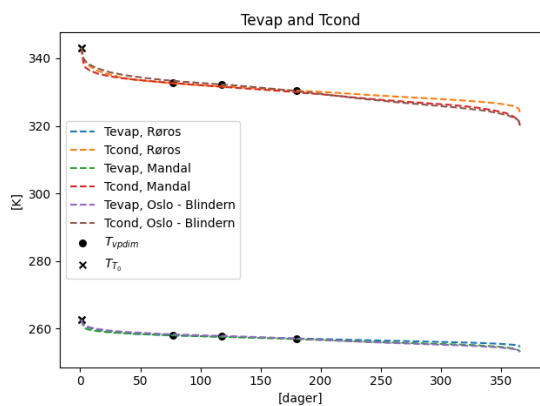
Som forventet viste varmestrømmen og COP for varmepumpene i de forskjellige lokasjonene liten variasjon. Dette kan sees i figur 4.49 og 4.50, som viser at ytelseskurvene for de forskjellige stedene er svært like.



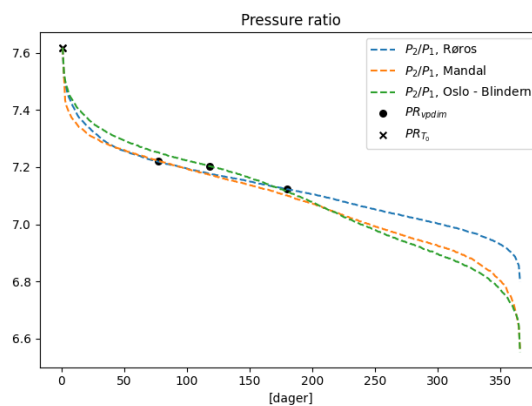
Figur 4.49: Q- plott, case D



Figur 4.50: COP, case D

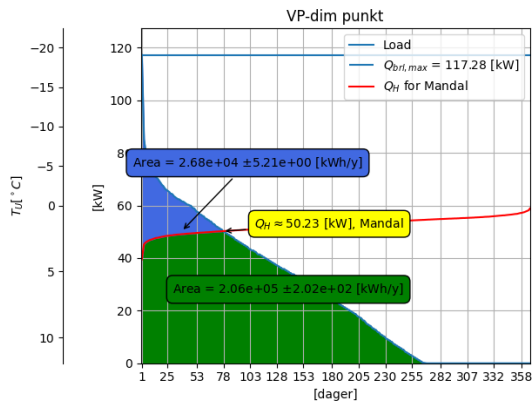


Figur 4.51:  $T_{evap}$  og  $T_{cond}$ , case D

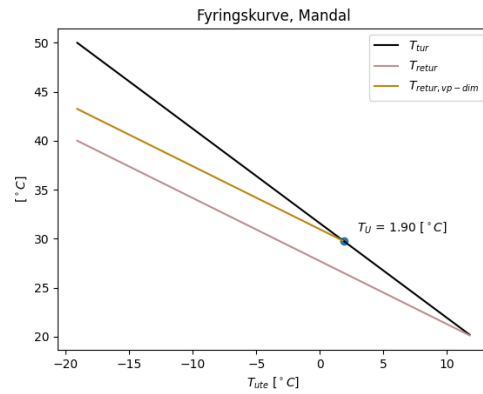


Figur 4.52: Trykkforhold, case D

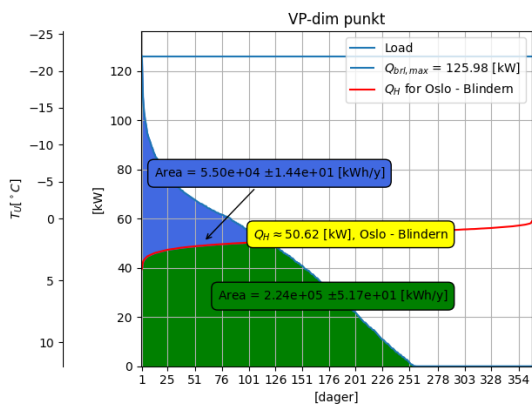
Varmepumpen vil være den samme for alle tre steder og det som i stor grad vil variere er hvor stor dekning av det totale effektbehovet vil bli dekket av varmepumpen. Mandal har det varmeste klimaet og vil derfor få en større effektdekning og dermed også større dekning av energien over året hvis man sammenligner med Røros som har det kaldeste klimaet. Fyringskurvene som er presentert i 4.54, 4.56 og 4.58 viser at varmepumpen klarer å løfte temperaturen til ca samme temperatur og at forskjellen ligger i hvor mye spisslasten må dimensjoneres for for å klare effektbehovet som kreves for de kaldeste dagene.



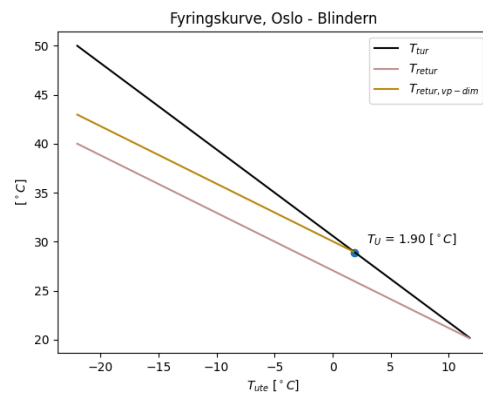
Figur 4.53: Varighetsdiagram for Mandal



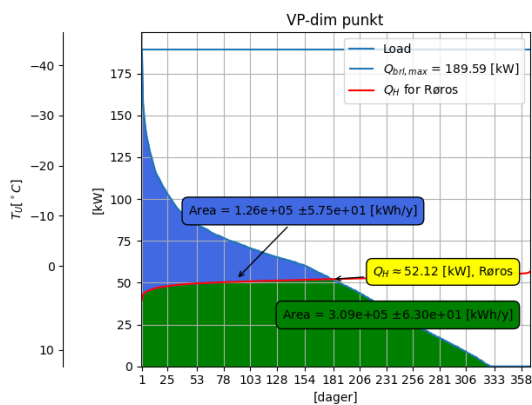
Figur 4.54: Fyringskurve for Mandal



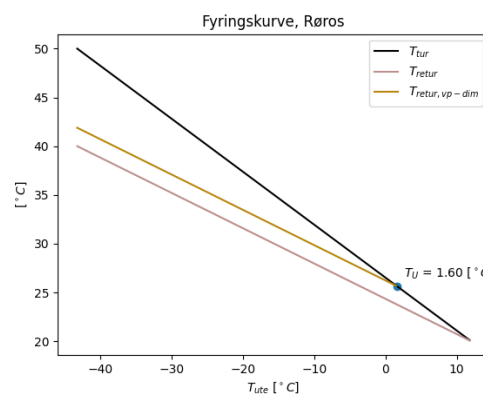
Figur 4.55: Varighetsdiagram for Oslo



Figur 4.56: Fyringskurve for Oslo



Figur 4.57: Varighetsdiagram for Røros



Figur 4.58: Fyringskurve for Røros

Tabell 4.4 viser dimensjonerende utetemperaturer for de tre forskjellige stedene: Røros har den kaldeste utetemperatur på  $-43,2^{\circ}\text{C}$ , etterfulgt av Oslo på  $-22^{\circ}\text{C}$ , og Mandal på  $-19,1^{\circ}\text{C}$ . Gitt disse temperaturforskjellene, vil en varmepumpe av samme størrelse dekke mindre av det totale effektbehovet i Røros sammenlignet med Mandal. Grunnet Røros sin lave årsmiddeltemperatur, vil også grunnens temperatur være lavere. Dette betyr at en identisk varmepumpe vil oppnå en lavere COP i Røros enn i de andre lokasjonene. Oppgaven har en satt brinetemperatur vil ikke ta i betraktning en varierende grunntemperatur ut i fra lokasjon.

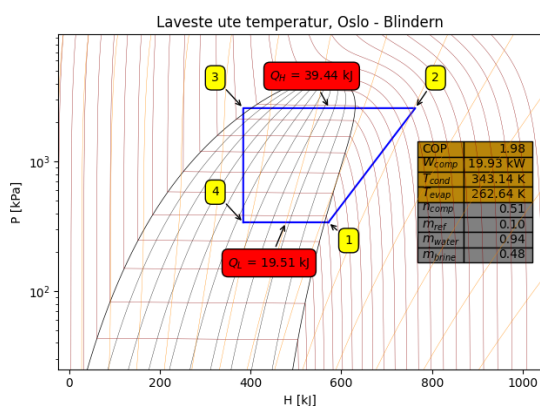
Fra case D er det energi og effektdekning som gir et godt sammenligningsgrunnlag. Dekningen av de tre stedene er presentert i figur 4.53, 4.55 og 4.57 og effekt og energidekningen vil være følgende:

- Røros: Det totale energibehovet for Røros etter tabell 4.57 er utregnet til å være ca.  $435\text{kWh}$ . Dette tilsvarer en effektdekning på 27% og en energidekning på 71%
- Oslo: Det totale energibehovet for Oslo etter tabell 4.55 er utregnet til å være ca.  $279\text{kWh}$ . Dette tilsvarer en effektdekning på 40% og en energidekning på 80%
- Mandal: Det totale energibehovet for Mandal etter tabell 4.53 er utregnet til å være ca.  $232\text{kWh}$ . Dette tilsvarer en effektdekning på 43% og en energidekning på 89%

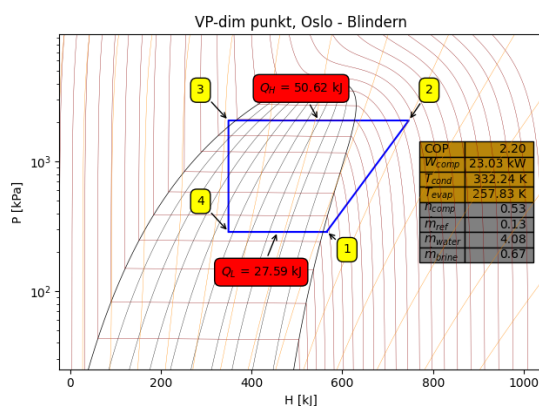
Case D	Dag [-]	$T_{ute}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$T_{evap}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$T_{cond}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$n_{comp}$ [-]	PR [-]	$W_{comp}$ [kW]	$Q_H$ [kJ]	$Q_L$ [kJ]	$Q_{brl}$ [kJ]	COP [-]	$m_w$ [kg/s]	$m_b$ [kg/s]	$m_r$ [kg/s]
Oslo	1	-22	-10,51	69,99	0,51	7,62	19,93	39,44	19,51	125,98	1,98	0,94	0,48	0,1
Oslo	118	1,9	-15,32	59,09	0,53	7,2	23,03	50,62	27,59	50,44	2,2	4,08	0,67	0,13
Mandal	1	-19,1	-10,51	69,99	0,51	7,62	19,93	39,44	19,51	117,28	1,98	0,94	0,48	0,1
Mandal	77	1,9	-15,13	59,54	0,53	7,22	22,96	50,23	27,27	50,44	2,19	3,7	0,66	0,13
Røros	1	-43,2	-10,51	69,99	0,51	7,62	19,93	39,44	19,51	189,58	1,98	0,94	0,48	0,1
Røros	180	1,6	-16,07	57,29	0,53	7,12	23,29	52,12	28,83	51,95	2,24	6,62	0,7	0,13

Tabell 4.4: Case D: Anleggets ytelse ved den kaldeste utetemperatur, dag 1 og ved  $VP_{dim}$  ved at lokasjon varierer mellom Mandal, Oslo og Røros

Figur 4.59, 4.60, 4.61, 4.62, 4.63 og 4.64 viser Ph-diagrammer for de forskjellige lokasjonene som er analysert i case D. Figurene viser varmepumpesyklusen ved DUT og den dagen  $VP_{dim}$  oppstår.

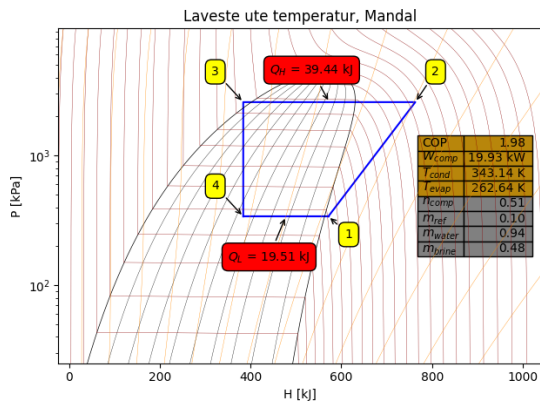


Figur 4.59: Ph- diagram ved DUT for Oslo

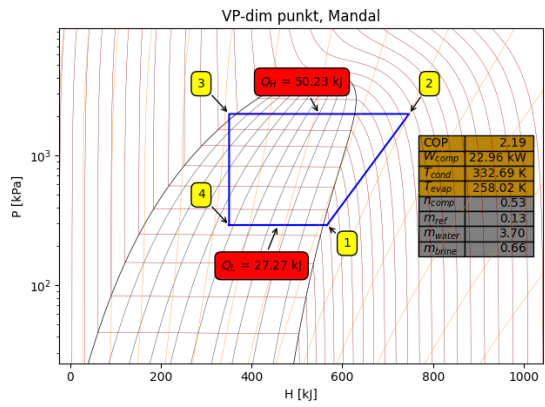


Figur 4.60: Ph- diagram ved  $VP_{dim}$  for Oslo

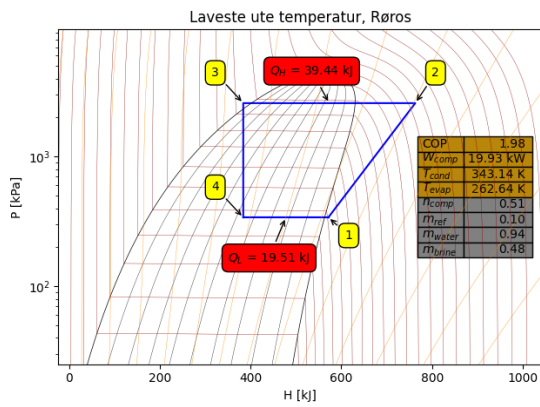




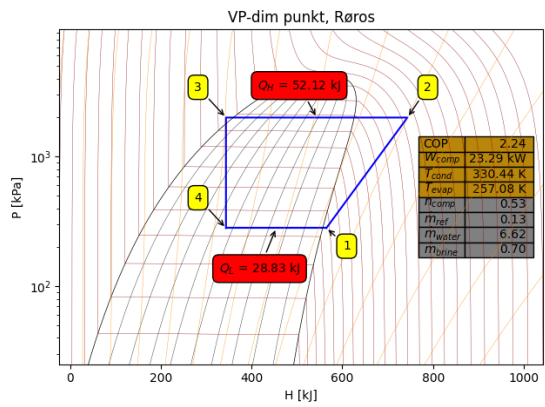
Figur 4.61: Ph- diagram ved DUT for Mandal



Figur 4.62: Ph- diagram ved  $VP_{dim}$  for Mandal



Figur 4.63: Ph- diagram ved DUT for Røros



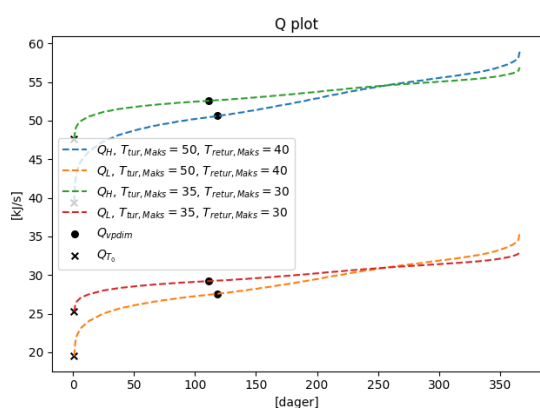
Figur 4.64: Ph- diagram ved  $VP_{dim}$  for Røros

## 4.5 Case E

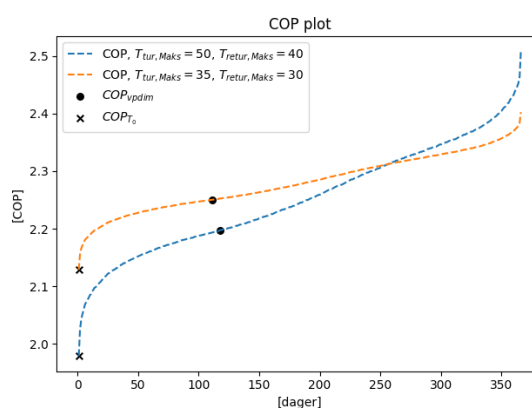
Case E sammenligner ulike varmeanlegg med forskjellige  $T_i$  og  $T_r$ . De to varmeanleggene skal være ett radiatoranlegg med 50/40°C og ett gulvvarmeanlegg med 35/30°C.

I Figur 4.65, 4.66, 4.67, og 4.68, kan ser man et skjæringspunkt mellom de to analyserte systemene. Dette skjæringspunktet, som oppstår på dag 256, markerer balansepunktet ( $T_b$ ) for bygget. Verdien etter dette tidspunktet er ikke relevante, da varmesystemet ikke er i drift etter nevnte punkt.

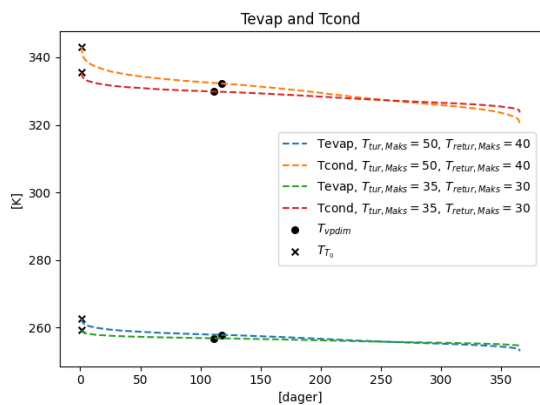
Figur 4.66 illustrerer at et anlegg med tur/retur temperatur på 35/30°C har en høyere COP sammenlignet med et anlegg som opererer i intervallet 50/40°C. Figur 4.67 viser at forskjellen i kondenseringstemperatur mellom systemene øker med stigende utetemperatur noe som fører til redusert effektfaktor for anlegget.



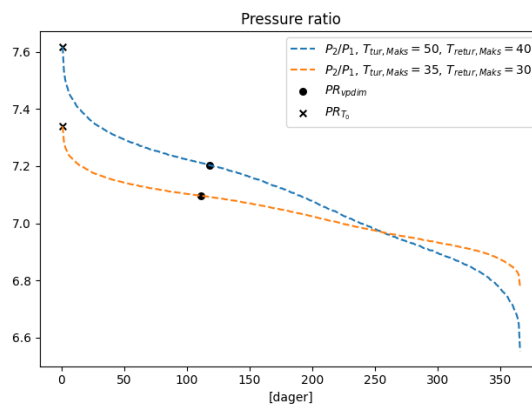
Figur 4.65: Q plott, case E



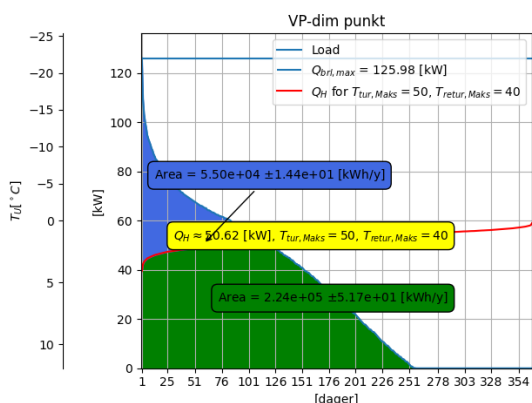
Figur 4.66: COP case E



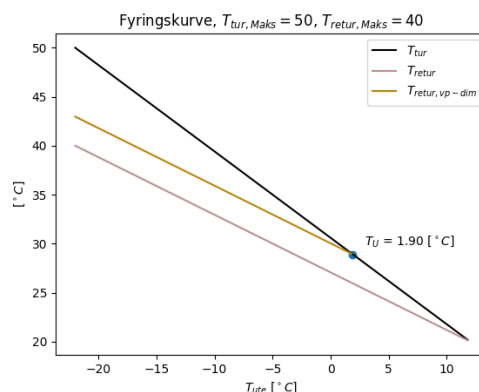
Figur 4.67:  $T_{evap}$  og  $T_{evap}$ , case E



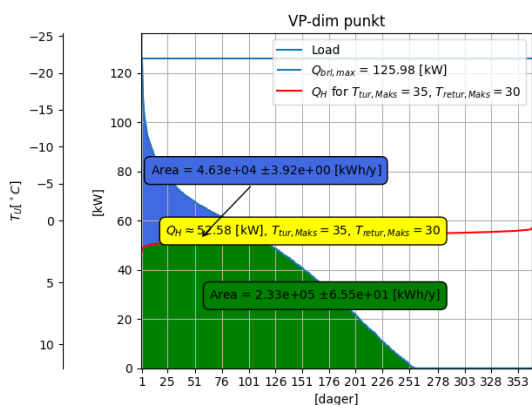
Figur 4.68: Trykkforhold, case E



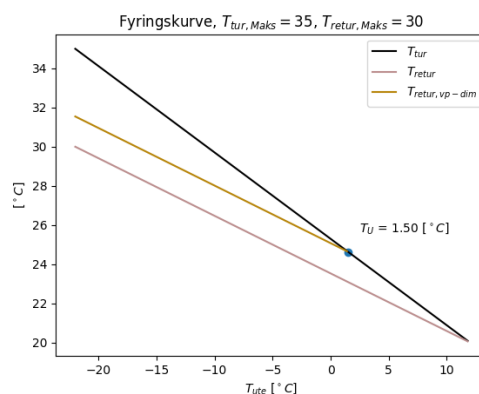
Figur 4.69: Varighetskurve for  $T_t / T_r = 50/40^\circ\text{C}$



Figur 4.70: Fyringskurve for  $T_t / T_r = 50/40^\circ\text{C}$



Figur 4.71: Varighetskurve for  $T_t / T_r = 35/30^\circ\text{C}$



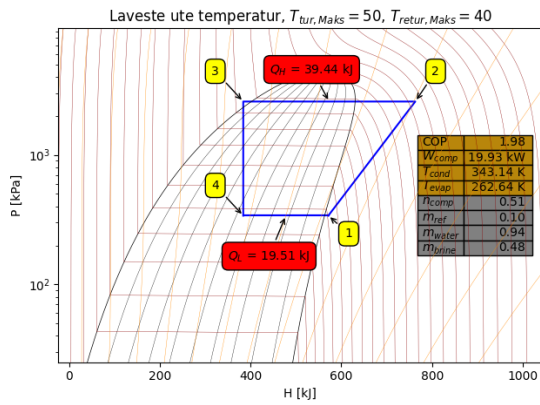
Figur 4.72: Fyringskurve for  $T_t / T_r = 35/30^\circ\text{C}$

$35/30^\circ\text{C}$  anlegget viser en høyere  $Q_H$  ved laveste målte utetemperatur, mens de to anleggene har mer nærliggende verdier hvor  $VP_{dim}$  oppstår. Dette har en sammenheng mellom hvordan hvor bratt stigning fyringskurven har. Fra tabell 4.5 ser man hvordan differansen på på tur og retur på de varmeanleggene er lavere ved en høyere utetemperatur og at differansen øker med synkende utetemperaturer nær dimensjonerende utetemperatur.

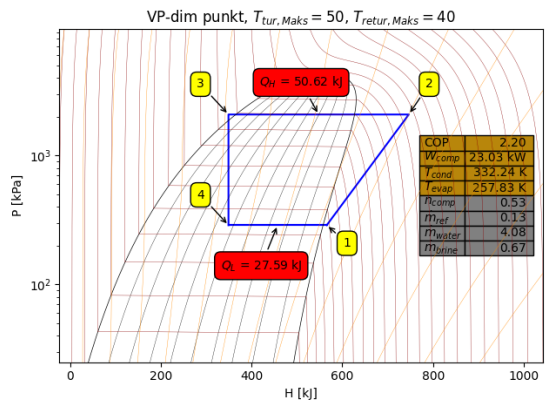
Case E	Dag [-]	$T_{tur}$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$T_{ret}$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$T_{evap}$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$T_{cond}$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$n_{comp}$ [-]	PR [-]	$W_{comp}$ [kW]	$Q_H$ [kJ]	$Q_L$ [kJ]	$Q_{brl}$ [kJ]	COP [-]	$m_w$ [kg/s]	$m_b$ [kg/s]	$m_r$ [kg/s]
$50-40^\circ\text{C}$	1	50	40	-10,51	69,99	0,51	7,62	19,93	39,44	19,51	125,98	1,98	0,94	0,48	0,1
$50-40^\circ\text{C}$	118	28,91	25,94	-15,32	59,09	0,53	7,2	23,03	50,62	27,59	50,44	2,2	4,08	0,67	0,13
$35-30^\circ\text{C}$	1	35	30	-13,92	62,35	0,52	7,34	22,38	47,65	25,26	125,98	2,13	2,28	0,62	0,12
$35-30^\circ\text{C}$	112	24,63	23,09	-16,31	56,73	0,53	7,1	23,36	52,58	29,21	52,45	2,25	8,14	0,71	0,13

Tabell 4.5: Case E: Anleggets ytelse ved den kaldeste utetemperaturen, dag 1 og ved  $VP_{dim}$  ved at forskjellig tur/-temperatur mellom  $50/40^\circ\text{C}$  og  $35/30^\circ\text{C}$ .

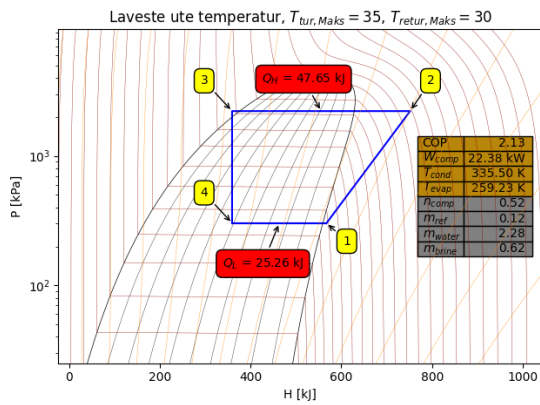
Figur 4.73, 4.74, 4.75, og 4.76 viser Ph-diagrammer der for verdier dom er fremstilt i tabell 4.5.



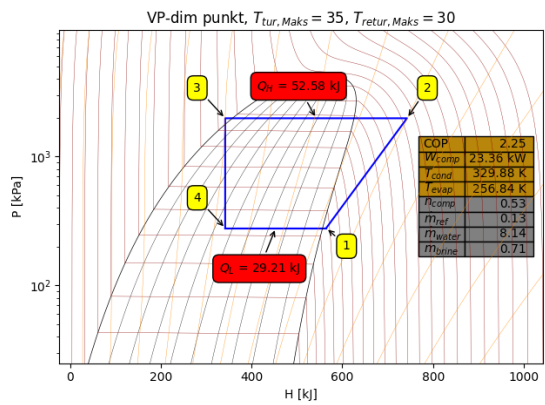
Figur 4.73: Ph-diagram ved DUT med et varmesystem for 50-40°C



Figur 4.74: Ph-diagram ved  $VP_{dim}$  med et varmesystem for 50-40°C



Figur 4.75: Ph-diagram ved DUT med et varmesystem for 35-30°C



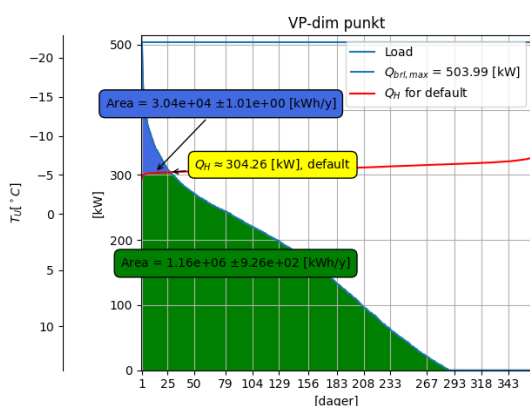
Figur 4.76: Ph-diagram ved  $VP_{dim}$  med et varmesystem for 35-30°C

## 4.6 Case F - et praktisk eksempel

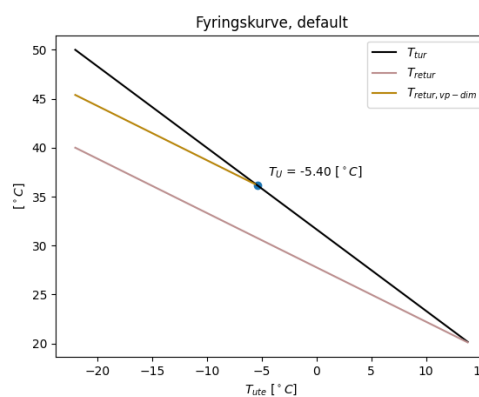
### 4.6.0.1 60% dekning av effektbehovet

Her er resultatet fra case F presentert.

1. Setter  $K = 12000$ . Dette gjør at bygget får  $Q_{brl} = 503$  [kW]. Setter også et kriterie om at balansetemperaturen er  $14^\circ\text{C}$
2. Justerer opp Arealet på kondensatoren og fordampere til  $5.2\text{ m}^2$ . dette gjør at  $4000 \cdot A_{cond, evap} = 28000$ . For å simulere en større kompressor justeres  $V_s=0.16$ . Ved å justere arealet og  $V_s$  dekker nå varmepumpen 60% av byggets effektbehov.
3. Fra figur 4.77 leser man at arealet til varmepumpen er 1.16 MWh og at spisslasten er 0.03 MWh. Dette tilsvarer at varmepumpen dekker ca 97 % av energibehovet til bygget.



Figur 4.77: Varighetskurve for 60 % dekning



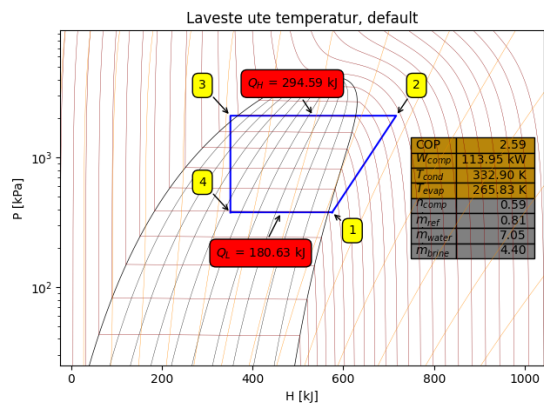
Figur 4.78: Fyringskurve for 60 % dekning  $T_t / T_r = 50/40^\circ\text{C}$

Tabell 4.6 viser en oversikt over ytelsen til varmepumpen fra den kaldeste dagen til der hvor varmepumpen når den dimensjonerende dagen hvor  $Q_H$  krysser linjen til byggets varmebehov.

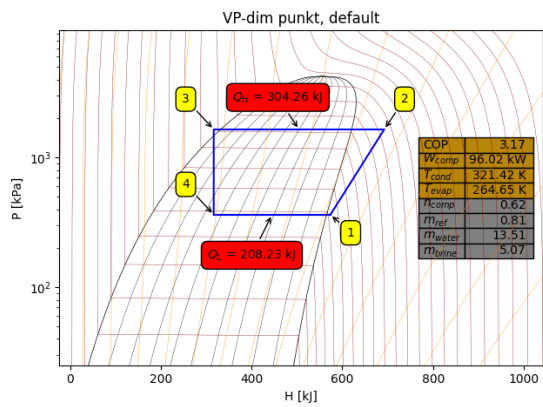
Dag	$T_{evap}$ [C]	$T_{cond}$ [C]	$n_{comp}$ [-]	PR[-]	$W_{comp}$ [kW]	$Q_H$ [kJ]	$Q_L$ [kJ]	$Q_{brl}$ [kJ]	$COP$	$m_w$ [kg/s]	$m_b$ [kg/s]	$m_r$ [kg/s]
1	-7.32	59.75	0.59	5.59	113.95	294.59	180.63	503.98	2.59	7.05	4.4	0.81
5	-8.03	53.28	0.6	4.99	104.26	301.56	197.3	391.18	2.89	9.76	4.81	0.81
10	-8.21	51.33	0.61	4.82	101.04	302.7	201.66	357.58	3	10.96	4.91	0.81
15	-8.32	50.21	0.61	4.72	99.21	303.28	204.08	338.38	3.06	11.77	4.97	0.81
20	-8.4	49.31	0.61	4.64	97.72	303.73	206.01	322.79	3.11	12.52	5.02	0.81
25	-8.48	48.47	0.62	4.57	96.36	304.15	207.79	308.38	3.16	13.3	5.06	0.81
27	-8.5	48.27	0.62	4.55	96.02	304.26	208.23	304.79	3.17	13.51	5.07	0.81

Tabell 4.6: Hver femte dag frem til dag der  $VP_{dim}$  inntreffer.

Figur ?? og ?? viser case F hvor det er forsøkt dimensjonere varmepumpen etter 60 % dekning av effektbehovet. Ph- diagrammet viser hvordan varmepumpesykluden er ved DUT og på dag 27 der hvor  $VP_{dim}$  oppstår.



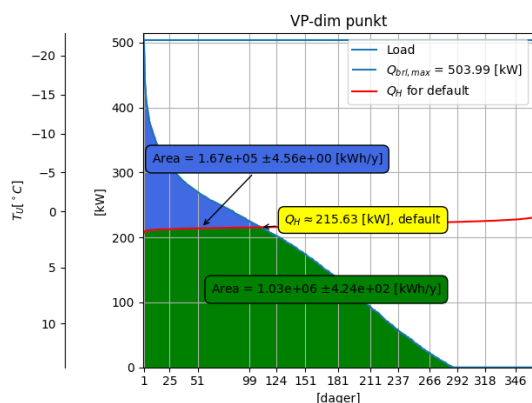
Figur 4.79: Ph-diagram ved DUT for 60% dekning



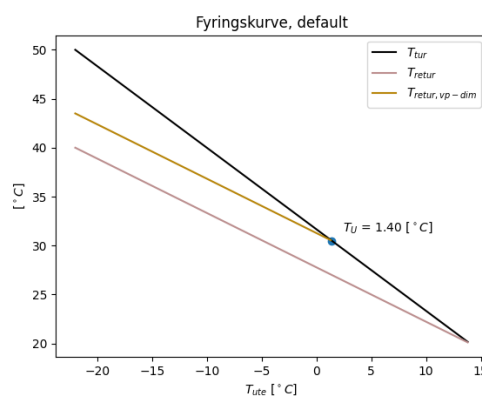
Figur 4.80: Ph-diagram ved  $VP_{dim}$  for 60% dekning

## 4.6.0.2 40% dekning av effektbehovet

1. Fortsetter med  $K = 12000$ . Dette gjør at bygget får  $Q_{brl} = 503$  kW og en balansetemperatur på  $14^{\circ}\text{C}$ .
2. Justerer ned Aralet på kondensatoren og fordamperen til  $3.9\text{ m}^2$ . dette gjør at  $4000 \cdot A_{cond, evap} = 15600$ . For å simulere en mindre kompressor justeres  $V_s=0.11$ . Ved å justere arealet og  $V_s$  dekker nå varmpumpen ca 40% av byggets effektbehov.
3. Fra figur 4.81 leser en at arealet til varmpumpen er 1.03 MWh og at spisslasten er 0.167 MWh. Dette tilsvarer at varmpumpen dekker ca 86% av energibehovet til bygget.



Figur 4.81: Varighetskurve for 40% dekning

Figur 4.82: Fyringskurve for 40% dekning  
 $T_t / T_r = 50/40^{\circ}\text{C}$ 

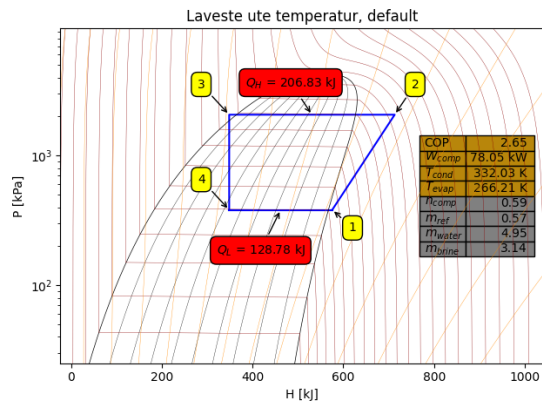
Tabell 4.7 viser en oversikt over ytelsen til varmpumpen fra den kaldeste dagen til der hvor varmpumpen når den dimensjonerende dagen hvor  $Q_H$  krysser linjen til byggets varmebehov.

Dag	$T_{evap}$ [C]	$T_{cond}$ [C]	$n_{comp}$ [-]	PR[-]	$W_{comp}$ [kW]	$Q_H$ [kJ]	$Q_L$ [kJ]	$Q_{brl}$ [kJ]	COP	$m_w$ [kg/s]	$m_b$ [kg/s]	$m_r$ [kg/s]
1	-6.94	58.88	0.59	5.42	78.05	206.83	128.78	503.98	2.65	4.95	3.14	0.57
5	-7.58	52.33	0.61	4.82	70.88	210.99	140.11	391.18	2.98	6.83	3.41	0.57
10	-7.75	50.37	0.61	4.65	68.64	211.79	143.15	357.58	3.09	7.66	3.49	0.57
15	-7.85	49.25	0.62	4.55	67.38	212.24	144.86	338.38	3.15	8.23	3.53	0.57
20	-7.93	48.35	0.62	4.47	66.36	212.61	146.25	322.79	3.20	8.76	3.56	0.57
25	-8.00	47.51	0.62	4.40	65.45	212.97	147.52	308.38	3.25	9.31	3.59	0.57
30	-8.04	47.03	0.62	4.36	64.92	213.19	148.27	299.98	3.28	9.66	3.61	0.57
35	-8.09	46.55	0.62	4.32	64.39	213.41	149.02	291.58	3.31	10.04	3.63	0.57
40	-8.13	46.06	0.62	4.28	63.88	213.64	149.77	283.18	3.34	10.46	3.65	0.57
↓	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
109	-8,45	42,65	0,63	4	60,37	215,63	155,25	215,87	3,57	14,74	3,78	0,57

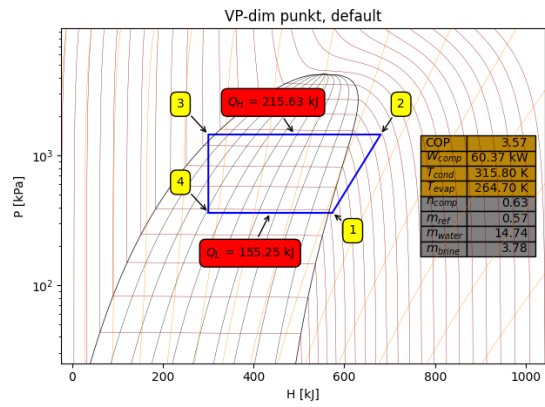
Tabell 4.7: Hver femte dag frem til dag der  $VP_{dim}$  inntreffer. Pil i tabell indikerer at hopp til dag 109 der  $VP_{dim}$  inntreffer.

Figur 4.83 og 4.84 viser case F hvor det er forsøkt å dimensjonere varmpumpen etter 40 %

dekning av effektbehovet. Ph- diagrammet viser hvordan varmepumpesyklusen er ved DUT og på dag 109 der hvor  $VP_{dim}$  oppstår.



Figur 4.83: Ph- diagram ved DUT for 40% dekning



Figur 4.84: Ph- diagram ved  $VP_{dim}$  for 40% dekning



# Kapittel 5

## Diskusjon og konklusjon

Dette kapittelet omhandler oppgavens relevans, samt en vurdering og diskusjon av resultatene.

### 5.1 Oppgavens bidrag

Målet med denne masteroppgaven var å utvikle et program rettet mot tidligfase-prosjektering av varmepumper. Programmet er ment å kunne bidra til at utbyggere og byggherrer i større grad vurderer installasjon av varmepumper gjennom å få presentert relevante beregninger og grafiske fremstillinger generert av Python-scriptet. I en tidligfase er det fokus på aspekter som dekningsgrader, valg av kjølemedium for å møte eventuelle krav fra potensielle leietakere, evaluering av anleggets tur-/returtemperatur, byggets balansetemperatur og varmebehov. Scriptets styrke ligger i dets praktiske utforming som gjør det enkelt å endre nøkkelparametere for å undersøke varmepumpens dekning og varighet for bygget.

### 5.2 Diskusjon

I case A ble størrelsen på kondensatoren og fordampere undersøkt. Det ble konstatert at disse faktorene spiller en betydelig rolle i varmepumpens evne til å overføre varme til systemet, samt av forbedringen av effektfaktoren. Selv om det var en relativt liten differanse i størrelsen på varmevekslerne som ble analysert, viste dataene en klar trend mot hvordan størrelsen på varmevekslerne påvirker ytelsen. Tabell 4.1 gir en oversikt over alle relevante beregninger som ble utført.

Videre ble det oppdaget at ved bruk av en for stor varmeveksler, oppsto det feilmeldinger i beregningsprogrammet. Dette skyldtes overføring av for mye varme i forhold til bygningens behov, kombinert med at kompressorstørrelsen ikke ble tilpasset størrelsen på varmeveksleren. Å velge en passende størrelse på varmeveksleren er en balansegang mellom kostnader og effektivitet. En for stor varmeveksler i forhold til kompressorstørrelsen kan medføre at kjølemediet ikke sirkulerer tilstrekkelig gjennom systemet for å utnytte hele varmeveksleren, noe som kan resultere i et lavere varmeutbytte enn forventet, gitt varmevekslerens størrelse. En økning i størrelse på varmeveksleren vil også påvirke om strømmingen til arbeidsmediet er laminær eller turbulent. Faller strømmingen til en hastighet som tilsvarer laminær strømming vil dette føre til en lavere varmeoverføring.

I case C ble effekten av kompressorens slagvolum analysert. Resultatene viste at ved et større volum på kompressoren økte også  $Q_H$ . Den økte varmestrømmen til systemet hadde en innvirkning på COP,  $T_{cond}$  og kompressorarbeidet. At varmepumpen leverte en lavere COP ved økt volum er direkte koblet til det kreves mer arbeid å komprimere mengden kjølemedie og at kompresjonsforholdet i kompressoren kan endre seg. Dette påvirker også effektiviteten vil kompressoren. Ved å øke volumet i kompressoren og derav ha en større  $QH$  forårsaket også at dekningsgraden til systemet gikk opp, noe som kom fram i varighetsdiagrammene presentert for casen.

Case B undersøker tre forskjellige kjølemedier, alle ansett som miljøvennlige på grunn av deres lave GWP: R290, R717 og R1270. Men valg av kjølemedier handler om mer enn bare beregninger. Det må også tas hensyn til sikkerhetsaspekter, ettersom noen kjølemedier er brann- og eksplosjonsfarlige og giftige, noe som medfører strenge regler rundt bruk. Selv om noen kjølemedier kan ha en bedre effektfaktor, kan de også medføre høyere investeringskostnader. Målet med å vurdere disse tre kjølemediene er å sammenligne kvaliteten og ytelsen til hver.

Figurene i 4.2 illustrerer hvordan ytelsene til de forskjellige kjølemediene varierte innenfor analyseområdet. R717 hadde den høyeste COP, men den laveste  $Q_H$ , noe som førte til at den krysset  $Q_{brl}$  tidligere. Dette medførte en lavere kondenseringstemperatur, siden kravet til temperaturløft ut til anlegget ikke var like høyt som med de andre mediene. Av de tre mediene oppnådde R290 den høyeste varmestrømmen og kondenseringstemperaturen. Imidlertid stoppet R1270 med å levere varme ved DUT allerede på dag tre. Grunnen til at mediet stoppet med å levere varme ved de kaldeste temperaturene kan være at mediet er nær sitt kritiske punkt og at ikke mediet klarer å kondensere til ønsket temperatur.

Case D illustrerer hvordan ulike klimatiske forhold kan påvirke ytelsen til en varmepumpe. En sammenligning av en varmepumpe med samme effekt, men tilpasset forskjellige klima, viser fra tabell 4.4 at varmebehovet er betydelig høyere for et bygg i Røros sammenlignet med Mandal. På grunn av den betydelig lavere dimensjonerende utetemperaturen, oppnås en effektdekning på kun 27% i Røros med varmepumpen brukt i case D, sammenlignet med 43% i Mandal. Dette indikerer at varmepumpen potensielt kunne ha vært større i Røros for å øke dekningsgraden. Fra resultatene i case D viste beregningene at COP og selve ytelsen til systemet var nokså likt og ulikheten mellom de tre systemene var først og fremst ved at dekningsgraden til varmepumpen og spisslasten varierte. I et mer virkelighetsnært eksempel hadde nok COP vært lavere i Røros enn i Mandal. Dette fordi middeltemperaturen i grunnen varierer ut i fra lokasjon. I Prenøk [17] er det beskrevet at temperaturen i grunnen ligger 1,5– 3°C høyere enn stedets årsmiddeltemperatur, og at lokale variasjoner forekommer. Uten at det er gjort forsøk på å endre temperaturen inn og ut av fordampere vil dette gjøre at varmepumpen endrer fordampningstemperaturen med varierende temperaturer i grunnen og derfor føre til en lavere COP.

I case E ble forskjellige typer varmeanlegg vurdert. Resultatene fra beregningene indikerte at et varmeanlegg som krever en lavere turtemperatur resulterte i en forbedret effektfaktor. Dette skyldes at kondenseringstemperaturen ikke trenger å være like høy for et anlegg som har lav turtemperatur, noe som fører til en lavere effektfaktor. For eksempel, på dagen med DUT, hadde varmeanlegget med 50/40°C og en kondenseringstemperatur på 69.99 °C, mens varmeanlegget med 35/30°C hadde en temperatur på 62.35°C. Den økende kondenseringstemperaturen gjør at varmepumpen har et høyere temperaturløft som fører til en lavere effektfaktor. Fra resultatene er kommet det også fram at vannmengden i 35/30 anlegget har en større vannmengde enn i 50/40 anlegget. Dette kommer av den økende temperaturdifferansen til de to anleggende.

Figur 4.67 illustrerer hvordan forskjellen i kondenseringstemperatur mellom de to anleggene øker fra  $VP_{dim}$  til DUT.

### 5.2.1 Case F - et praktisk eksempel

Resultatene presentert i 4.6.0.2 og 4.6.0.1 illustrerer hvordan scriptet kan benyttes i en rådgivers hverdag. De fremviser to forskjellige anlegg med ulike dekningsgrader for byggets effektbehov. Ved å øke varmepumpens dekningsgrad fra 40% til 60 %, observeres det en økning i varmepumpens driftstid gjennom året. Høyere dekningsgrad fører til høyere turtemperatur ( $T_u$ ), noe som krever en høyere kondenseringstemperatur for at varmepumpen alene skal kunne dekke et utetemperaturkrav på  $-5.4^\circ$ , i motsetning til  $+1.4^\circ$ . Dette resulterer i en lavere COP grunnet høyere kondenseringstemperatur.

Varmepumpen med en dekningsgrad på 60 % opererer på full last fra dag 1 til 27, mens varmepumpen med 40% dekning opererer på full last fra dag 1 til 109. Antall dager der varmepumpen opererer på delvis last er betydelig høyere for pumpen med 60% dekning.

På tross av den betydelige forskjellen i effektdekning, er forskjellen i energidekning mellom de to varmepumpene mindre. Varmepumpen med 60 % effektdekning oppnår en energidekning på 97%, noe som nesten dekker hele byggets varmebehov på de kaldeste dagene. Varmepumpen med 40% effektdekning har imidlertid fortsatt en imponerende dekning på 86%.

Ifølge Zijdemans [22] er en dekningsgrad på 40- 60% vanlig, men det finnes ingen absolutt regel for hvor stor en varmepumpe bør være. Valget av varmepumpestørrelse er i stor grad drevet av kostnadshensyn. Figur 2.12 illustrerer hvordan investeringskostnaden øker med størrelsen på anlegget. Varmepumper har høyere investeringskostnader sammenlignet med kjelanlegg, noe som krever en kostnadsanalyse for å bestemme den optimale størrelsen for en lønnsom varmepumpe. En overdimensjonert varmepumpe vil ofte operere under suboptimale forhold og være i delvis drift mesteparten av tiden. Ved å øke dekningsgraden og forbedre driftsforholdene til varmepumpen, kan det være mulig å koble flere varmepumper i serie.

## 5.3 Begrensninger

Beregningene i oppgaven har satte inputverdier som gjør at systemet til stor grad er statiske beregninger sett uten itereringene mot utetemperaturene. Feilkilder kan være verdier som ikke endrer seg over tid. Et eksempel på dette er brinetemperaturen som er satt til en verdi som ikke varierer ut i fra lokasjon eller når temperaturen varierer gjennom året.

Fra varighetdiagrammene er arealet under varighetskurven for bygget beregnet, samt arealet som representerer spisslasten til systemet. Arealene som definerer dekningen til spisslasten og grunnlasten har en usikkerhet som er definert i varighetsdiagrammene. Det er spesifisert to gjeldene siffer etter komma og når effektene til systemet blir store vil også usikkerheten øke. Ved bruk av programmet for dimensjonering vil det være viktig å være bevisst på dette er en feilkilde som man må ta høyde for og vurdere i hvert enkelt tilfelle.

Fra itereringene gjort i Scipy er toleransen til optimaliseringen satt til  $1e-12$ . Dette gjør at beregningene har svært liten feilkilde. Dette er også med på å øke tiden det tar å gjøre beregningene.

## 5.4 Konklusjon

Opgaven viser viktigheten av individuelle vurderinger når man dimensjonerer varmepumper. Faktorer som klima varmepumpen opererer i, vurderingene rundt lavtemperaturanlegg og ønsket dekningsgrad for varmepumpen, er viktige faktorer man særlig skal tenke over ved dimensjone-

ring. Valg om ulik effektdekning vil være kritisk med tanke på investeringskostnader og burde analyseres nøye ved beslutning om installasjon av varmepumper.

## 5.5 Videre arbeid

Oppgaven legger til rette for videre arbeid ved at elementer implementeres for å øke hvor virkelighetsnært resultatene blir. Det er laget noen oppsummerende kulepunkter som forteller om hva som kan være inspirasjon til videre arbeid.

- **Dellastdrift** kan implementeres i scriptet for å gjøre en grundig undersøkelse om hva som skjer når kompressoren går på dellastdrift. Som en konsekvens av at anlegget har en stor dekningsgrad vil kompressoren gå på dellast store deler av året. NSPEK 3031 forteller om hvordan utregninger av dellast kan utføres.
- **Konsekvens av for stor varmeveksler** er et interessant tema som kan belyses ved at man beregner optimal størrelse på varmevekslerne. Tanken er jo større veksler, jo større trykkfall på vannsiden. Dette fører til at hovedpumpen på vannsiden må jobbe hardere på grunn av økt trykktap.
- **Nattsinking** og feriedager er ofte lagt inn i dynamiske utregningsprogrammer som Simien og IDA- ICE. Ved å legge inn nattsinking vil man få lavere belastning og man vil fyre i anlegget når folk oppholder seg der.
- **forskjellige typer kompressorer** er viktig da de finnes et stort antall kompressorer på markedet. Eksempler på dette kan være utregninger og virkninger knyttet til scroll, skrue, stempel osv.
- **inverterstyrte kompressorer** se på konsekvensen av/på drift og inverterstyrte kompressorer.
- **Målte verdier i SD** hadde gjort en oppgave spennende ved at man kunne sett på driften over et år og importert data fra et år med drift for en varmepumpe
- **Kjøling**: Det er mange varmepumper som kan produsere kjøling og varme samtidig. Det hadde vært interessant å se på sesongbasert COP og det ofte aggregatleverandører oppgir som en sammensatt COP for både vinter og sommerdrift.
- **GUI**: ved å lage en GUI for systemt gjør at brukeren kan lage mer brukervennlige figurer og skjema der man kan fylle inn input i figurer. Det finnes et uttall biblioteker i Python som er godt egnet for dette.
- **Tappevann**: Se på varmepumper som har oppvarming av tappevann med som grunnlast.

# Bibliografi

- [1] Byggteknisk forskrift (tek17), 2017. URL <https://dibk.no/regelverk/byggteknisk-forskrift-tek17>.
- [2] 451.021. Klimadata for termisk dimensjonering og frostsikring. Byggforskserien, Sintef Byggforsk, november 2018.
- [3] Ouadha Ahemd, En nacer Mohammed Qi dong, and Imine Omar. Thermodynamic modelling of a water-to-water heat pump using propane as refrigerant. *International Journal of Exergy*, 208. URL [https://www.researchgate.net/publication/245402209\\_Thermodynamic\\_modelling\\_of\\_a\\_water-to-water\\_heat\\_pump\\_using\\_propane\\_as\\_refrigerant](https://www.researchgate.net/publication/245402209_Thermodynamic_modelling_of_a_water-to-water_heat_pump_using_propane_as_refrigerant).
- [4] Unal Camdali, Murat Bulut, and Nedim Sozbir. Numerical modeling of a ground source heat pump: The bolu case. *Renewable Energy*, 83:352–361, 2015. ISSN 0960-1481. doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.04.030>. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148115003109>.
- [5] Ghajar A.J. Cengel, Y.A. *Heat and Mass Transfer*. McGraw- Hill Education, 2015.
- [6] Davide Del Col, Marco Azzolin, Giacomo Benassi, and Mauro Mantovan. Energy efficiency in a ground source heat pump with variable speed drives. *Energy and Buildings*, 91:105–114, 2015. ISSN 0378-7788. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.12.048>. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778814011219>.
- [7] Mahdi Deymi-Dashtebayaz, Mehdi Farahnak, and Reza Nazeri Boori Abadi. Energy saving and environmental impact of optimizing the number of condenser fans in centrifugal chillers under partial load operation. *International Journal of Refrigeration*, 103:163–179, 2019. ISSN 0140-7007. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.03.020>. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700719301197>.
- [8] Matteo Dongellini, Claudia Naldi, and Gian Luca Morini. Influence of sizing strategy and control rules on the energy saving potential of heat pump hybrid systems in a residential building. *Energy Conversion and Management*, 235:114022, 2021. ISSN 0196-8904. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114022>. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890421001989>.
- [9] Egill T. Elvestad. *Norsk Kulde- og varmpumpenorm*. Norsk Kjøleteknisk Forening, 2018.
- [10] Vidar Havellen. *Varmenormen*. NORSK VVS energi- og Miljøteknis Forening, 2017.
- [11] M21. Klimadata m21, november 2010.

- [12] Qu Minglu, Xia Liang, Shiming Deng, and Jiang Yiqiang. Improved indoor thermal comfort during defrost with a novel reverse-cycle defrosting method for air source heat pumps. *Building and Environment*, 45(11):2354–2361, 2010. ISSN 0360-1323. doi: <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2010.04.006>. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132310001137>.
- [13] Natasa Nord and Jostein Wall. Heat pump options for low energy office buildings in cold climate. *REHVA*, 2013. URL <https://www.rehva.eu/rehva-journal/chapter/heat-pump-options-for-low-energy-office-buildings-in-cold-climate>.
- [14] NOVAP. Om varmpumper, 2022. URL <https://www.novap.no/om-varmpumper>.
- [15] NVE. Energieffektivisering, 2022. URL <https://www.nve.no/energi/energisystem/energibruk-effektivisering-og-teknologier/energieffektivisering/>.
- [16] R. Nydal. *Praktisk kuldteknikk*. Roald Nydal, 2013.
- [17] Prosjektering av energianlegg. Energibrønner i fjell. Prenøk, Prenøk, 2011.
- [18] Realalternatives. Introduction to alternative refrigerants. URL <https://www.fluorocarbons.org/wp-content/uploads/2017/02/RealAlternatives-1-Introduction-to-Alt-Ref-Feb15.pdf>.
- [19] J. Stene. *Varmepumper, grunnleggende varmepumpeteknikk*. NTNF, 1990.
- [20] Varmepumpeinfo. System dimensjonering, 2023. URL <https://www.varmpumpeinfo.no/verdt-a-vite-om-varmpumper/nyttige-begreper>.
- [21] Varmepumper. Varmepumper - grunnlag. Prenøk, Prenøk, 2016.
- [22] D. Zijdemans. *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer*. Skarland press AS, 2018.

# Vedlegg

# Vedlegg 1: CoolProp

```
# Point *1*: outlet of evap / inlet to compressor
T1 = Tevap + SH
P1 = CP.PropsSI("P", "T", Tevap, "Q", 1, fluid)
H1 = CP.PropsSI("H", "P|gas", P1, "T", T1, fluid)
S1 = CP.PropsSI("S", "H", H1, "P", P1, fluid)

# Point *2*: outlet of compressor / inlet cond
P2 = PR * P1
Tcond = CP.PropsSI("T", "P", P2, "Q", 1, fluid)
# P1 = CP.PropsSI("P", "T", Tevap, "Q", 1, fluid)
# T1 = Tevap + SH
rho1 = CP.PropsSI("D", "P", P1, "T", T1, fluid)
m_r = rho1 * Vs * n_vol_value

# Point *3*: outlet of cond / inlet to strupeventil
T3 = Tcond - SC
P3 = P2

# Point *2*: outlet of compressor / inlet cond
H2_is = CP.PropsSI("H", "P", P2, "S", S1, fluid)
H2 = (H2_is - H1) / n_comp_value + H1

T2 = CP.PropsSI("T", "H", H2, "P", P2, fluid)
S2 = CP.PropsSI("S", "P", P2, "H", H2, fluid)

% sat. vap point between points *2* and *3*
T23 = Tcond
H_tmp = CP.PropsSI("H", "P", P2, "Q", 1, fluid)
S23 = CP.PropsSI("S", "H", H_tmp, "P", P2, fluid)

% Point *3* again
H3 = CP.PropsSI("H", "T|liquid", T3, "P", P3, fluid)
S3 = CP.PropsSI("S", "H", H3, "P", P3, fluid)

% Point *4*: outlet of strupeventil / inlet to evap
H4 = H3
T4 = Tevap
```



```
P4 = P1
S4 = CP.PropsSI("S", "H", H4, "P", P4, fluid)

% Samler variablene og returnerer:
T = [T1, T2, T3, T4]
S = [S1, S2, S3, S4]
T = [T1, T2, T23, T3, T4]
S = [S1, S2, S23, S3, S4]
P = [P1, P2, P3, P4]
H = [H1, H2, H3, H4]
```

## Vedlegg 2: Inputverdier

```
# *** DEFINITION OF BASE CASE INPUTS: *** #

# 1 - LOCATION (KLIMA)
# Reading temperatures:
values = read_excel("weatherMandalRorosOslo.xlsx")
uteTemperatur, dato = values["OSLO - BLINDERN"] # MANDAL, RØROS, OSLO - BLINDERN

# 2 - FYRINGSKURVEN
# Temperaturer [C]:
T_turMaks = 50
T_returMaks = 40
T_R = 20
T_DUT = np.min(uteTemperatur)
DT_DUT = (T_turMaks + T_returMaks)/2 - (T_turMaks - T_returMaks)
T_balance = 12
n = 1.33

# 3 - REFRIGERANT FLUID
fluid = "R290"

# 4 - FLUID IN BRINE-KRETS
frostfluid = "INCOMP::MEG-30%"
# Specific heat capacity of glycol:
cp_brine = CP.PropsSI('C', 'T', 298.15, 'P', 101325, 'INCOMP::MEG-30%')

# 5 - CONDENSER/EVAPORATOR SPECS
Ucond = 4000; Uevap = 4000 # W/m2/K
Acond = 0.4; Aevap = 0.4 # m2
Vs = 0.5

# 6 - OTHER SPECS (that we generally leave as is)
dT_pinch = 5
SC = 5
SH = 5

# 7 - ENERGY SOURCE (EVAP SPECS)
T_brine_in = 281.15
T_brine_ut = T_brine_in - (2*dT_pinch+1) # de-bug/improve this!

# 8 - BUILDING STANDARD
K = 3000 # heat loss per unit Kelvin

# 9 - HEAT EXCHANGER FLOW DIRECTION (optional)
evap_direction = "counter"
cond_direction = "counter"
```

Figur 1: Oversikt over styring av inputparametre

## Vedlegg 3: Sol - og interlaster

```
Q_loss = K * (T_R - ute_temperatur) # kW
Q_loss[np.where(Q_loss < 0)] = 0

myBalanceTemp_index = np.argmin(abs(ute_temperatur - T_balance))
Q_loss_minus_internalGain = Q_loss - 10 # kW
Q_loss_minus_internalGains.append(Q_loss_minus_internalGain)
Q_losses.append(Q_loss)

y2 = Q_loss_minus_internalGain[myBalanceTemp_index]

solarGain_base = 5 # kW
T_solarGain_pivot = 0 # Celsius, i.e., the uteTemp when solar gain starts to increase
solarGain_slope = (y2 - solarGain_base) / (T_balance - T_solarGain_pivot) # kW

solarGain_winter_indexes = np.where(ute_temperatur <= T_solarGain_pivot)[0]
Q_solarGain_winter = solarGain_base * np.ones(len(solarGain_winter_indexes)) # kW

solarGain_nonwinter_indexes = np.where(ute_temperatur > T_solarGain_pivot)
Q_solarGain_nonwinter = solarGain_base + solarGain_slope * ute_temperatur[solarGain_nonwinter_indexes]

Q_solarGain_tmp = [Q_solarGain_winter, Q_solarGain_nonwinter]
Q_solarGain_indexes = [solarGain_winter_indexes, solarGain_nonwinter_indexes]

Q_br1 = list(Q_loss_minus_internalGain[Q_solarGain_indexes[0]] - Q_solarGain_tmp[0])
Q_br1 += list(Q_loss_minus_internalGain[Q_solarGain_indexes[1]] - Q_solarGain_tmp[1])
Q_br1 = np.array(Q_br1)
Q_br1[np.where(Q_br1 < 0)] = 0

Q_solarGain = list(Q_solarGain_tmp[0]) + list(Q_solarGain_tmp[1])
Q_solarGain = np.array(Q_solarGain)
Q_solarGains.append(Q_solarGain)
```

Figur 2: Bilde fra script som viser interlaster og solinnstråling

## Vedlegg 4: Interpolering fyringskurve

```
# Plotter fyringskurve
for k in range(len(T_turMaks)):
    # Interpolation for tur/retur temperatures:
    a = (T_R - T_returMaks[k]) / (T_balance - np.min(uteTemperatur[k]))
    b = (T_R - a * T_balance)
    T_retur_liste.append(a * np.array(uteTemperatur[k]) + b)

    a = (T_R - T_turMaks[k]) / (T_balance - np.min(uteTemperatur[k]))
    b = (T_R - a * T_balance)
    T_tur_liste.append(a * np.array(uteTemperatur[k]) + b)

if case_name == "F" or k == 0:
    plt.title("Fyringskurve")
    plt.plot(uteTemperatur[k], T_tur_liste[k], "red", label=r"$T_{tur}$")
    plt.plot(uteTemperatur[k], T_retur_liste[k], "blue", label=r"$T_{retur}$")
    I = 0
    eps = 1e4
    for i in range(len(T_retur_liste[k])):
        if abs(T_retur_liste[k][i] - T_returMaks[k]) < eps:
            I = i
            eps = abs(T_retur_liste[k][i] - T_returMaks[k])
```

Figur 3: interpolering av fyringskurve