



OSLO METROPOLITAN UNIVERSITY  
STORBYUNIVERSITETET

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

Postadresse: Postboks 4 St. Olavs plass, 0130 Oslo

Besøksadresse: Pilestredet 35, Oslo

Webseite: [www.oslomet.no](http://www.oslomet.no)

# MASTEROPPGAVE

OPPGAVENS TITTEL: <b>Optimale driftsområder for naturlige kuldemedier i varmepumpesystemer</b>	DATO: 25.05.2022
	ANTALL SIDER OG VEDLEGG: 50 og A-0
FORFATTER: Henrik Jørgensen	VEILEDER: Habtamu Bayera Madessa
UTFØRT I SAMARBEID MED: OsloMet - Storbyuniversitet	KONTAKTPERSON: Henrik Jørgensen

<b>KORT SAMMENDRAG:</b> Hovedhensikten med denne masteroppgaven er å avdekke gunstige driftsområder for de tre naturlige kuldemediene ammoniakk, CO <sub>2</sub> og propan ved å undersøke effektiviteten gjennom en rekke forskjellige scenarioer. Det ble utført nominelle beregninger basert på aggregatdata, utarbeidet en matematisk modell i EES og gjennomført termodynamiske analyser i programvaren Coolpack. Det ble simulert med ulike varmekilder, ulike bygningskategorier, ulike størrelser på byggene og ved bygge standardene TEK97 og passivhus.  Ammoniakk varmepumpen fungerte best ved turtemperaturer mellom 50-40 °C, hvor dimensjonerende effektbehov til oppvarming var mer enn 115 kW. Ved bruk av bergvarme som varmekilde leverte ammoniakk stabil COP på rundt 1,5 - 3,9 på kaldeste dag. En CO <sub>2</sub> varmepumpe kan, med sitt høye driftstrykk, levere høyere temperaturer til varmesystemet enn ammoniakk og propan, og er derfor mer egnet når turtemperaturen er høy. Ved gitte returtemperaturer var mest gunstige gasskjøletrykk et sted mellom 75-90 bar, og ved bergvarme som varmekilde leverte CO <sub>2</sub> varmepumpen COP mellom 3,5 - 3,9 og rundt 2,3 - 2,5 med luft som varmekilde, på kaldeste dag. Propan varmepumpen fungerte best når dimensjonerende effektbehov til oppvarming var under 100 kW, samt en turtemperatur under 60 °C. COP lå mellom 1,9 - 3,3 ved bruk av bergvarme og fra 0,2 - 1,9 ved bruk av luft, på kaldeste dag.
---

<b>NØKKEWORD</b> (en per linje): Naturlige kuldemedier EES Varmepumpe
--

## Prosjektbeskrivelse

### Nøkkelinformasjon

Tittel: Optimale driftsområder for naturlige kuldemedier i varmepumpesystemer

English title: Optimal operating conditions for natural refrigerants in heat pump systems

Veileder: Habtamu Bayera Madessa, Oslomet

### Arbeidsoppgaver

Arbeidsoppgaver omfatter:

- Litteraturstudie
- Nominelle beregninger basert på aggregatdata
- En matematisk modell for hvert enkelt system som tar høyde for masse, energi og eksergi ved hjelp av programvaren EES (Engineering Equation Solver)
- Validering av den matematiske modellen opp mot eksisterende data
- Termodynamisk analyse av kuldemediet CO<sub>2</sub> i programvaren Coolpack
- Rapportskrivning

### Metode

Programvaren EES (Engineering Equation Solver) ble benyttet for å beregne de termodynamiske undersøkelsene av kuldemediene ammoniakk og propan. Programvaren Coolpack ble benyttet for å beregne termodynamiske egenskaper for kuldemediet CO<sub>2</sub>. Nominelle beregninger basert på aggregatdata ble utført for å avdekke varmelytelse og COP for Ammoniakk, CO<sub>2</sub> og propan.

## Forord

Denne masteroppgaven er en avsluttende del av sivilingeniørutdanningen innen energi og miljø i bygg ved OsloMet - Storbyuniversitet.

Jeg ønsker å rette en stor takk til alle som har hjulpet meg gjennom masterstudiet og masteroppgaven. En stor takk rettes til:

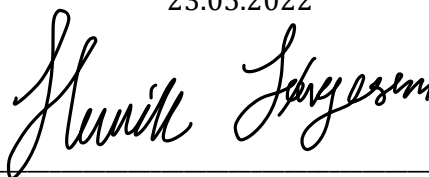
Takk til min veileder på skolen Habtamu Bayera Madessa for bidrag med veldig god veiledning under hele masteroppgaven, god oppfølging og gode tilbakemeldinger ved utarbeiding av oppgave.

Ønsker også å rette en stor takk til Jørn Stene for veldig god hjelp med utarbeiding av spennende oppgave, god oppfølging og oversendelse av mye nyttig materiale.

Retter også en stor takk til familien og spesielt min samboer, Johanna Olsen, for god hjelp med oppgaven og støtte underveis.

Oslo

23.05.2022



---

Henrik Jørgensen

s319570

OsloMet - storbyuniversitet

## Sammendrag

Hovedhensikten med denne masteroppgaven er å avdekke gunstige driftsområder for de tre naturlige kuldemediene ammoniakk, CO<sub>2</sub> og propan ved å undersøke effektiviteten gjennom en rekke forskjellige scenarioer. Det er tatt høyde for at tur- og returtemperaturen til varmesystemet endrer seg med utendørs temperatur, som gjør utslag på varmepumpens varmeytelse og COP. For å fremstille så realistiske resultater som mulig, er det benyttet aggregatdata for hvert kuldemedium.

I denne masteroppgaven er det utført nominelle beregninger basert på aggregatdata, utarbeidet en matematisk modell i EES og gjennomført termodynamiske analyser i programvaren Coolpack. Herunder er det utført en termodynamisk analyse av de tre naturlige kuldemediene ammoniakk, CO<sub>2</sub> og propan, hvor det er anvendt bergvarme og luft som varmekilde. De naturlige kuldemediene ble simulert på bygningskategoriene boligblokk, sykehjem og kontorbygg. For hver bygningskategori ble det forutsatt to arealer, ett gjennomsnittlig for Norge, samt ett større bygg. Hver av kategoriene ble også utformet etter TEK 97 og passivhusstandarden, for å få et bredt spekter av dimensjonerende effektbehov til oppvarming.

Nominelle beregninger og termodynamiske analyser viste store forskjeller ved bruk av luft som varmekilde kontra bergvarme, hvor bergvarme med en temperatur fra 2-8 °C gir en mer stabil COP ved alle tilfeller. Valg av byggestandard viste seg å ha innvirkning på varmepumpesystemene, hovedsakelig ved økt dimensjonerende effektbehov til oppvarming og temperatur til varmesystemet ved TEK97 sammenlignet med passivhusstandarden. Ammoniakk varmepumpen fungerte best ved turtemperaturer mellom 50-40 °C, hvor dimensjonerende effektbehov til oppvarming var mer enn 115 kW. Ved bruk av bergvarme som varmekilde leverte ammoniakk stabil COP på rundt 1,5 - 3,9 på kaldeste dag. Den høye kritiske temperaturen til ammoniakk gjør at massestrømmen blir lavest ut av de tre kuldemediene, noe som resulterer i redusert rør- og ventildimensjon. En CO<sub>2</sub> varmepumpe kan, med sitt høye driftstrykk, levere høyere temperaturer til varmesystemet enn ammoniakk og propan, og er derfor mer egnet når turtemperaturen er høy, som ved TEK97. Ved gitte returtemperaturer var mest gunstige gasskjøletrykk et sted mellom 75-90 bar, og ved bergvarme som varmekilde leverte CO<sub>2</sub> varmepumpen COP mellom 3,5 - 3,9 og rundt 2,3 - 2,5 med luft som varmekilde, på kaldeste dag. Herunder er seriekobling av varmelaster etter synkende temperaturbehov en god løsning. Propan varmepumpen fungerte best når dimensjonerende effektbehov til oppvarming var under 100 kW, samt en turtemperatur under 60 °C. COP lå mellom 1,9 - 3,3 ved bruk av bergvarme og fra 0,2 - 1,9 ved bruk av luft, på kaldeste dag.

## Abstract

The major goal of this master's thesis is to examine the efficiency of the three natural refrigerants ammonia, CO<sub>2</sub>, and propane in a variety of scenarios to find optimal operating conditions. It was taken into consideration that the heating system's outgoing temperatures varies with the outside temperature, affecting heating performance and COP. Furthermore, unit data for each of the refrigerants was used to produce the most realistic results possible.

In this master's thesis nominal calculations were performed, a mathematical model was created in EES, and thermodynamic analysis were performed in the Coolpack software. A thermodynamic analysis of the three natural refrigerants ammonia, CO<sub>2</sub>, and propane has been performed below, using geothermal heat and air as heat sources. Apartment complexes, nursing homes, and office buildings were all used to simulate all the natural refrigerants. Two areas were used for each building category, one average for Norway and one larger building. To have a wide variety of dimensioning energy requirements for heating, each of the categories was also designed according to TEK 97 and the passive house standard.

The use of air as a heat source versus geothermal heat demonstrated significant differences in nominal calculations and thermodynamic analyses, with geothermal heat with a temperature of 2-8 °C giving a more consistent COP in all circumstances. The heat pump systems were also affected by the building standard, due to increased heating demand and supply temperatures for TEK97 compared to the passive house standard. When the heating demand was more than 115 kW, the ammonia heat pump performed best at supply temperatures of 50-40 °C. On the coldest day, ammonia delivered a steady COP of roughly 1.5 - 3.9 while using geothermal heat as a heat source. Because ammonia has the highest critical temperature, it has the lowest mass flow of the three refrigerants, resulting in smaller pipes and valves. A CO<sub>2</sub> heat pump can supply higher temperatures to the heating system than ammonia or propane due to its high operating pressure and is thus more suitable when the supply temperature is high, as with TEK97. On the coldest day, the most advantageous gas cooling pressures were around 75-90 bar at given return temperatures, and the CO<sub>2</sub> heat pump delivered COP between 3.5 - 3.9 with geothermal heat as a heat source and about 2.3 - 2.5 with air as a heat source. A good solution is to link heat loads in sequence according to diminishing temperature needs. When the heating demand was less than 100 kW and the supply temperature was less than 60 °C, the propane heat pump performed optimally. On the coldest day, the COP ranged from 1.9 to 3.3 while using geothermal heat and from 0.2 to 1.9 when using air.

## Innholdsfortegnelse

Prosjektbeskrivelse.....	i
Nøkkelinformasjon.....	i
Arbeidsoppgaver.....	i
Metode.....	i
Forord.....	ii
Sammendrag.....	iii
Abstract.....	iv
Nomenklatur.....	viii
1 Introduksjon.....	1
1.2. Bakgrunn.....	1
1.2. Problemstilling.....	1
1.3 Avgrensninger.....	2
1.4 Tidligere arbeid.....	2
1.4.1 Ammoniakk som kuldemedium.....	2
1.4.2 CO <sub>2</sub> som kuldemedium.....	3
1.4.3 Propan som kuldemedium.....	3
2 Teori.....	4
2.1 Termodynamikk.....	4
2.1.1 Termodynamikkens 1. hovedsetning.....	4
2.1.2 Termodynamikkens 2. hovedsetning.....	4
2.1.3 Entalpi.....	4
2.1.4 Entropi.....	5
2.1.5 Eksergi og anergi.....	5
2.3 Varmetransport.....	6
2.3.1 Konduksjon.....	6
2.3.2 Konveksjon.....	6
2.3.3 Elektromagnetisk stråling.....	7
2.4 Varmepumpe.....	7
2.5 CO <sub>2</sub> varmpumpe.....	9
2.6 Kuldemedium.....	9
2.6.1 Ammoniakk.....	10
2.6.2 CO <sub>2</sub> .....	11
2.6.3 Propan.....	11
2.7 Varmekilder.....	12
2.6.1 Bergvarme.....	12
2.6.2 Uteluft.....	13
2.10 Effekt- og varighetsdiagram.....	13
3 Metode.....	16

3.1 Case bygninger .....	16
3.1.1 Effektbehov til oppvarming .....	17
3.1.2 Temperaturnivåer og varighet.....	18
3.1.3 Systemløsninger .....	18
3.2 Nominelle beregninger.....	20
3.3 Engineering equation solver (EES) .....	22
3.4 IPU software.....	23
3.5 Forutsetninger for simuleringer.....	23
3.6 Analyse av varmepumpesystemene i EES .....	24
3.7 Matematisk modell.....	25
3.7.1 Ammoniakk og propan varmepumpe .....	26
3.7.2 CO <sub>2</sub> varmepumpe.....	30
4 Resultater og diskusjon .....	32
4.1 Analyse av nominelle beregninger .....	32
4.1.1 Ammoniakk varmepumpe .....	32
4.1.2 CO <sub>2</sub> varmepumpe.....	34
4.1.3 Propan varmepumpe .....	36
4.1 Validering av varmepumpemodell i EES.....	39
4.2 Analyse av varmepumpesystemene.....	40
4.2.1 Ammoniakk varmepumpe .....	40
4.2.2 CO <sub>2</sub> varmepumpe.....	42
4.2.3 Propan varmepumpe .....	43
4.3 Sammenligning av resultatene .....	45
4.3.1 Sammenligning av nominelle beregninger .....	45
4.3.2 Sammenligning av simuleringer .....	46
5 Konklusjon .....	49
6 Forslag til videre arbeid .....	50
Figurliste.....	51
Tabeller .....	52
Referanser.....	53
Vedlegg.....	56
Vedlegg A: Reguleringskurver som funksjon av utetemperatur og varighet, og relativt effektbehov .....	56
Vedlegg B: Aggregatdata for ammoniakk bergvarmepumpe.....	57
Vedlegg C: Aggregatdata for CO <sub>2</sub> luftvarmepumpe .....	58
Vedlegg D: Aggregatdata for CO <sub>2</sub> bergvarmepumpe .....	59
Vedlegg E: Aggregatdata propan luftvarmepumpe.....	60
Vedlegg F: Aggregatdata propan bergvarmepumpe mindre varmeytelse .....	62
Vedlegg G: Aggregatdata propan bergvarmepumpe større varmeytelse .....	63

Vedlegg H: Resultater nominelle beregninger ammoniakk bergvarmepumpe.....	64
Vedlegg I: Resultater nominelle beregninger CO <sub>2</sub> varmepumpe.....	65
Vedlegg J: Resultater nominelle beregninger propan varmepumpe .....	66
Vedlegg K: Utklipp EES script ammoniakk varmepumpe.....	68
Vedlegg L: Utklipp EES script propan varmepumpe .....	73
Vedlegg M: Utklipp resultat for ammoniakk varmepumpe .....	78
Vedlegg N: Utklipp resultat for propan varmepumpe .....	80
Vedlegg O: Resultater EES og Coolpack simuleringer.....	82



# Nomenklatur

## Forkortelser

COP	Effektvarmefaktor
EES	Engineering Equation Solver
GWP	Global warming potential
ODP	Ozone depletion potential
LMTD	Logaritmisk temperatur differanse

## Greske bokstaver

$\eta$	Virkningsgrad	[-]
$\mu$	Dynamisk viskositet	[kg/ms]
$\nu$	Kinematisk viskositet	[m <sup>2</sup> /s]
$\Psi$	Eksergi	[kJ/kg]
$\rho$	Tetthet	[kg/m <sup>3</sup> ]

## Symboler

$\Delta T$	Temperaturdifferanse	[K]
$\Delta T_{lm}$	Logaritmisk temperaturdifferanse	[K]
$\dot{m}$	Massestrøm	[kg/s]
$\dot{Q}$	Varmeoverføringsrate	[kW]
$\dot{W}$	Arbeid	[W]
A	Areal	[m <sup>2</sup> ]
$C_p$	Spesifikk varmekapasitet	[kJ/kgK]
D	Diameter	[m]
g	Tyngdekraft	[m/s <sup>2</sup> ]
$G_{wf}$	Kuldemediets massefluks	[kg/m <sup>2</sup> s]
h	Entalpi	[kJ/kg]
s	Entropi	[kJ/kgK]
h	Konvektiv varmeoverføringskoeffisient	[W/m <sup>2</sup> K]
k	Termisk konduktivitet	[W/mK]
U	Varmeoverføringskoeffisient	[W/m <sup>2</sup> K]
Nu	Nusselt tall	[-]
Re	Reynoldstall	[-]
P	Trykk	[kPa]
$P_{cr}$	Kritisk trykk	[kPa]
PR	Trykkforhold	[-]
Pr	Prandtl tall	[-]
T	Temperatur	[K]
$T_{cr}$	Kritisk temperatur	[K]
x	Kvalitet, massefraksjon damp	[-]
$X_{tt}$	Martinelli parameter	[-]
$\dot{X}_{dest}$	Eksergiødeleggelse	[kJ/s]

# 1 Introduksjon

## 1.2. Bakgrunn

I 2015 stod bygningssektoren for rundt 38 prosent av verdens energirelaterte CO<sub>2</sub>-utslipp, men hadde innen 2020 falt med om lag 10 prosent. Den positive utviklingen tilsvarte et nivå man ikke hadde sett siden 2007 (FN, 2021). Fokuset, i samme tidsperiode, på mer energieffektive løsninger kan ha hatt en angivelig innvirkning på denne trenden. Ifølge Parisavtalen er målet å sikre at den globale middeltemperaturen ikke overstiger 2 °C, og helst ikke 1,5 °C innen 2050 (FN-sambandet, 2020). Dermed vil bruk av fornybare energikilder som varmepumper være en essensiell bidragsyter for å møte disse målene.

Varmepumper reguleres av F-gass forordningen med en målsetning om å redusere GWP-verdien til kuldemedier som inngår i varmepumpene og andre systemer som benytter F-gasser. Fra 1. januar 2020 ble det forbudt å etterfylle med F-gass som inneholdt en GWP-verdi over 2500 (VKE, 2020). Et annet virkemiddel benyttet er å begrense andel CO<sub>2</sub>-ekvivalenter som kan importeres årlig. Norge har innført en statlig avgift på F-gasser, og regjeringen har varslet opptrapping av CO<sub>2</sub>-avgift frem mot 2030 (Miljødirektoratet, 2021). I 2020 var avgiften på HFK 544 kr/tonn CO<sub>2</sub>-ekvivalenter, noe som er 7,1 prosent høyere enn avgiften i 2019. Resultatet er dyrere import av F-gasser, hvor målet er å redusere bruksområdene til HFK.

Naturlige kuldemedier er stoffer som finnes naturlig i omgivelsene, hvor utslipp vil ha minimal miljøskadelig effekt. Utslipp bør allikevel unngås da dette kan ha skade for helse og sikkerhet i nærmiljøet. Stadig nedfasing av syntetiske kuldemedier baner veien for bruk av naturlige kuldemedier som ammoniakk, CO<sub>2</sub> og propan.

## 1.2. Problemstilling

Formålet med denne masteroppgaven er å undersøke gunstige driftsområder for de tre naturlige kuldemediene ammoniakk, CO<sub>2</sub> og propan, hvor det anvendes både bergvarme og luft som varmekilde. Herunder vil det også undersøkes for bygningskategoriene boligblokk, sykehjem og kontorbygg. For hver bygningskategori ble det forutsatt to arealer, ett gjennomsnittlig for Norge, samt ett større bygg. Hver av kategoriene ble også utformet etter TEK 97 og passivhusstandarden, for å få et bredt spekter av dimensjonerende effektbehov til oppvarming. Masteroppgaven tar for seg hvordan de ulike varmepumpene fungerer ved endring i effektbehov til oppvarming som funksjon av utendørs temperatur, gjennom fyringssesongen ved ulike typer bygningskategorier og standarder.

### 1.3 Avgrensninger

Arbeidet utført i denne masteroppgaven er avgrenset ved følgende punkter:

- Det er kun utført beregninger og simuleringer ved oppvarmingsbehov
- Beregninger og simuleringer er utført ved Oslo klima
- Undersøkelser er kun anvendt på de tre bygningskategoriene boligblokk, sykehjem og kontorbygg
- De tre bygningskategoriene beregnes med bergvarme og luft som varmekilde
- De tre bygningskategoriene vil benytte effektbehov til oppvarming i henhold til TEK97 og passivhusstandard
- Ammoniakk og propan varmepumpene settes til å dekke kun romoppvarming
- Ammoniakk og propan varmepumpene beregnes med to ulike tur-/returtemperatur på 80/60 °C og 50/40 °C for henholdsvis et TEK97 bygg og et passivhus, ved dimensjonerende utetemperatur
- CO<sub>2</sub> varmepumpene settes til å dekke tappevannsbehov, romoppvarming og ventilasjon, og varmelaster seriekobles etter synkende varmebehov
- CO<sub>2</sub> varmepumpene beregnes med tur/returtemperaturer på 80/20 °C og 70/20 °C for et TEK97 bygg og for et passivhus, ved dimensjonerende utetemperatur
- Varmevexlere antas å være motstrøms platevarmexlere

### 1.4 Tidligere arbeid

Det er gjort en rekke fremskritt når det gjelder bruk av kuldemedier som inngår i varmepumpesystemer. På 90-tallet ble det satt søkelys på å fjerne kuldemedier som R-22, siden disse hadde høy ODP-verdi. Som en konsekvens av dette ble kuldemedier som R-134a og R410A utviklet (Ally et al., 2019). I de senere årene har det også vært et søkelys på å benytte kuldemedier med lavere GWP-verdi. For å møte disse målene er naturlige kuldemedier som ammoniakk, CO<sub>2</sub> og propan lovende alternativer da de har lav GWP- og ODP- verdi, samt gode termofysikalske egenskaper.

#### 1.4.1 Ammoniakk som kuldemedium

Ammoniakk er blant de mest brukte naturlige kuldemediene da det har vært anvendt innen industri kjøling i nesten ett århundre. Grunnet gode termofysikalske egenskaper, oppnår ammoniakk høy effektivitet og er ofte benyttet ved varmekapasiteter mellom 200 kW – 8MW (Stene, 2008). En artikkel utgitt av Bjørn Palm forsøkte å dimensjonere en 9 kW ammoniakk vann/vann varmepumpe for bruk i boliger, hvor det ble konkludert med at det er mulig å få systemet til å fungere ved en fyllingsmengde på 100 g R717, men mangel på komponenter er

enda en begrensning (Palm, 2008). Ved bruk av standard utstyr på 25 bar oppnår ammoniakk varmepumpen maksimalt en turtemperatur på 48 °C, men en artikkel utgitt av Jørn Stene i 2008 antydte at turtemperaturen kan økes til omtrent 68 °C ved bruk av et to-stegs system med 40 bar kompressorer og kondensatorer (Stene, 2008). Ammoniakk er et giftig medium med en distinkt lukt, hvor det stilles krav til utforming av anleggene med hensyn på sikkerhet.

#### 1.4.2 CO<sub>2</sub> som kuldemedium

CO<sub>2</sub> er et ubrennbart og ugiftig kuldemedium, hvor varme gis ved kjøling av høytrykksgass i en gasskjøler, kontra kondensering i en kondensator. Effektfaktoren (COP) er dermed ikke avhengig av turtemperaturen til varmesystemet, men av at varme gis over et relativt stort område og at turtemperaturen er tilstrekkelig lav. En artikkel utgitt i 2004 fokuserte på hvordan en CO<sub>2</sub> varmepumpe/kjøleanlegg klarte å dekke varme-/kjølebehovet til et moderne kontorbygg. Det ble konkludert med at CO<sub>2</sub> varmepumpen kunne dekke hele varmebehovet til kontorbygget ved seriekobling av varmelaster etter synkende temperaturbehov (Jørn Stene, 2004). En prosjektoppgave ved NTNU utgitt i 2018 fokuserte på et varmeanlegg, hvor varmelastene var seriekoblet etter synkende temperaturbehov på Justvik skole i Kristiansand. Det ble konkludert med at anlegget hadde avvik, hvor det ble prosjektert at energidekningsgrad skulle være 94 prosent med en varmeytelse på 37 kW og SCOP på 3,4, var det i realiteten en energidekningsgrad på 78 prosent og en varmeytelse på 27 kW og en SCOP på 3,0. Herunder var noen av årsakene høy returtemperatur og feil intern regulering til varmepumpen, som viser at reguleringen av et slikt anlegg er komplisert (Moe, 2018). En artikkel utgitt i 2019 utarbeidet en MATLAB modell av en CO<sub>2</sub> varmepumpe med tre gasskjølere, hvor gasskjølerne var satt til å dekke tappevann og romoppvarming. Herunder ble det konkludert med at systemet fungerte bedre enn et konvensjonelt R410a system når forholdet mellom tappevann og romoppvarming var forholdsvis lavt, samt ved bruk av en ejetor (Brodal & Jackson, 2019).

#### 1.4.3 Propan som kuldemedium

Propan som kuldemedium har moderat kritisk temperatur og kritisk trykk, som gjør at propan er spesielt egnet for anlegg med lavt og moderat temperaturnivå. Propan er et hydrokarbon, og har sikkerhetsklassifisering A3, svært brennbart. En masteroppgave ved NTNU utgitt 2019 kom med forslag til design av varme-/kjølesystem for omsorgssentre-/sykehjem, hvor en propan bergvarmepumpe viste å kunne gi en SCOP på 3,9 og en energibesparelse på 560 MWh. En annen masteroppgave ved NTNU kom med forslag til å anvende en propan varmepumpe for høytemperatur oppvarming av turtemperatur rundt 60 °C på SWECO bygget i Bergen, hvor det er installert en ammoniakk varmepumpe (Aaberg, 2019).

## 2 Teori

### 2.1 Termodynamikk

Termodynamikk som er en del av fysikken tar for seg sammenhengen mellom varme, energi og arbeid. Under termodynamikk følger 2 hovedsetninger. De sier noe om hva som skjer i et system hvor det foregår en prosess. Prosessen som forekommer kan være som en kjemisk reaksjon eller en faseendring (Pedersen, 2022).

#### 2.1.1 Termodynamikkens 1. hovedsetning

«Energi kan ikke forsvinne, men bare gå over fra en form til en annen».

Energien innenfor for et system er altså konstant. Denne sammenhengen kan beskrives på følgende måte:

$$\dot{E}_{inn} - \dot{E}_{ut} = \frac{d\dot{E}_{system}}{dt} \quad (1)$$

#### 2.1.2 Termodynamikkens 2. hovedsetning

«Overføring av varme skjer alltid fra et sted med høyere temperatur til et sted med lavere temperatur».

Energi har en kvalitet eller kvantitet. Ved termodynamikkens 1. hovedsetning defineres energibevarelse, hvor retningen på prosessen ikke er definert. Termodynamikkens 2. hovedsetning sier noe om retningen på en prosess, og beskriver om en prosess er reversibel, irreversibel eller ikke mulig.

#### 2.1.3 Entalpi

Entalpi sier noe om mengden varme i et system og har symbol H. Entalpi kan beskrives på følgende måte:

$$H = U + PV \quad (2)$$

Hvor U er den indre energien, P er trykk og V er volum på systemet.

#### 2.1.4 Entropi

Entropi sier noe om graden av uorden i et system og brukes til å definere termodynamikkens 2. hovedsetning. Herunder sier hovedsetningen at entropien til et system aldri skal minke. Altså vil varme alltid skje fra et sted med høyere temperatur til et sted med lavere temperatur. Entropi kan beskrives på følgende måte:

$$dS = \left(\frac{dQ}{T}\right)_{Int,rev} \quad (3)$$

Dersom prosessen er irreversibel beskrives entropien på følgende måte:

$$\Delta S_{System} = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dQ}{T} + S_{Gen} \quad (4)$$

Hvorav  $S_{Gen}$  beskriver entropi som blir generert i prosessen. Denne vil være lik 0 dersom prosessen er reversibel og høyere enn 0 dersom prosessen er irreversibel.

#### 2.1.5 Eksergi og anergi

Eksergi er termisk energi som kan omsettes til mekanisk arbeid. Energi som ikke kan benyttes til arbeid, men varme, kalles anergi. Ulik energikvalitet skiller eksergi og anergi. Elekrisitet er høyverdig energi som inneholder 100 prosent eksergi. Termisk energi har både eksergi og anergi og størrelsesforholdet avhenger av temperaturen. Eksergi kan overføres via varme, arbeid og masse og kan uttrykkes på følgende måte:

$$X_{Varme} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (5)$$

$$X_{Arbeid} = \begin{cases} W - W_{Omgivelser} \\ W \end{cases} \quad (6)$$

$$X_{Masse} = m\Psi \quad (7)$$

Ved en irreversibel prosess vil det alltid være en andel av arbeidet som ikke kan utnyttes. Denne irreversibiliteten er ekvivalent med eksergi ødeleggelse og kan uttrykkes på følgende måte:

$$X_{\text{ødelagt}} = T_0 S_{\text{Gen}} \quad (8)$$

Videre kan denne sammenhengen benyttes til å finne eksergivirkningsgraden, også kalt andre ordens virkningsgrad. Denne virkningsgraden sier noe om hvor effektivt energien kan utnyttes. Eksergivirkningsgraden kan uttrykkes på følgende måte (Cengel, 2015):

$$\eta_u = \frac{\text{Eksergi gjenvunnet}}{\text{Eksergi brukt}} \quad (9)$$

## 2.3 Varmetransport

Varmetransport beskriver overføring av varme gjennom et medium eller materiale. Herunder kan varmetransport forekomme ved konduksjon, konveksjon eller stråling.

### 2.3.1 Konduksjon

Konduksjon er overføring av varme ved kollisjoner mellom termisk agiterede molekyler. Herunder forekommer overføring av energi fra mer energiske partikler i et stoff til de mindre energiske partiklene. Konduksjonsevnen til et materiale avhenger av varmeledningskapasitet, areal, temperaturforskjell og tykkelse. Konduksjon kan uttrykkes på følgende måte:

$$\dot{Q}_{\text{Konduksjon}} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (10)$$

### 2.3.2 Konveksjon

Konveksjon er overføring av energi, som varme, ved hjelp av en strøm fra et sted til et annet. Konvektiv varmeoverføring avhenger av fluidets strømningshastighet, hvorvidt strømmingen er laminær eller turbulent og hvilke termodynamiske egenskaper fluidet innehar. Konvektiv varmeoverføring kan uttrykkes på følgende måte:

$$\dot{Q}_{Konveksjon} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (11)$$

Herunder er  $h$  den konvektive varmeoverføringskoeffisienten. En viktig parameter for å beskrive konveksjon er Nusselt tallet som beskriver forholdet mellom varmeoverføring via konduksjon og konveksjon. Dersom Nusselt tallet er høyt vil dette tilsvare at konvektiv varmeoverføring er mer effektiv. Nusselt tallet kan uttrykkes på følgende måte:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (12)$$

Videre benytter man Reynolds tall for å beskrive strømmingen til et fluid. Herunder fremkommer informasjon om fluidet er laminært eller turbulent. Dersom Reynolds tallet er over 2300 vil strømmingen gå fra å være laminær til å være turbulent. Reynolds tallet kan uttrykkes på følgende måte:

$$Re = \frac{\rho V L_c}{\mu} \quad (13)$$

### 2.3.3 Elektromagnetisk stråling

Elektromagnetisk stråling er stråling av energi som beveger seg i form av fotoner i lysets hastighet. Til forskjell fra konduksjon og konveksjon trenger ikke stråling noe medium for å overføre energi. Stråling er eneste type transport av varme som kan forekomme i vakuum. Strålingen kan uttrykkes på følgende måte:

$$\dot{Q}_{Stråling} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \quad (14)$$

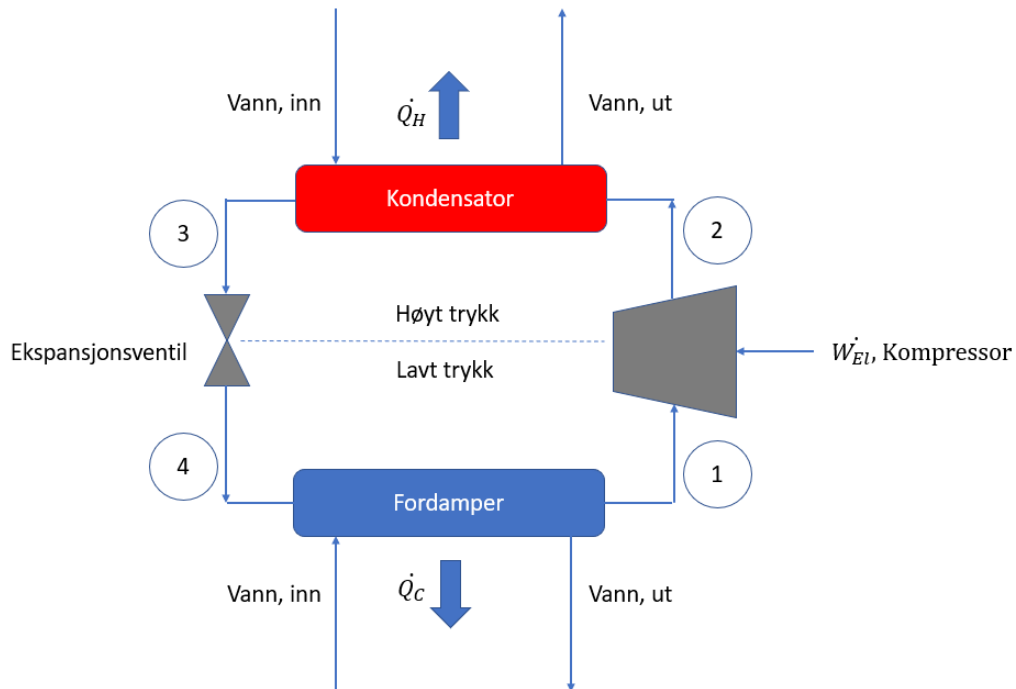
Hvorav  $\varepsilon$  er emissivitet til materialet og  $\sigma$  er Stefan-Boltzmanns konstant ( $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2$ )

## 2.4 Varmepumpe

En varmpumpe er en fornybar energiteknologi som transporterer varme fra et lavere til et høyere temperaturnivå. En varmpumpe består av fordamp, kompressor, kondensator,



strupeventil, med et sirkulerende kuldemedium. Lavtemperatur varme transporteres fra fordamperen til kondensatoren som gir høytemperatur varme. Figur 1 illustrerer varmepumpeprosessen.

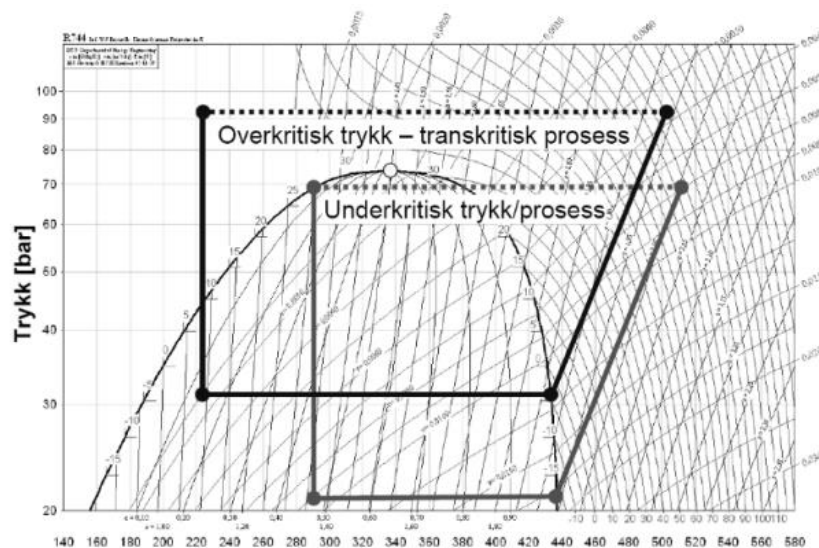


Figur 1: Komponenter i varmepumpeprosessen

- Fordamper → Kuldemedium mottar varme fra en varmekilde og koker slik at det går over til gassform.
- Kompressor → Trykkøkende komponent som hever trykket og temperaturen på kuldemediet.
- Kondensator → Avgir varme til varmesystemet. Varmeavgivelse forekommer ved kondensasjon av gass med høyt trykk og temperatur.
- Strupeventil → Trykkreduserende komponent. Ettersom trykket synker, vil også temperaturen synke. Hensikten er å redusere kokepunktet til arbeidsmediet til lavere enn varmekildens temperatur.

## 2.5 CO<sub>2</sub> varmepumpe

CO<sub>2</sub> varmepumper arbeider i en transkritisk prosess og gir varme i den superkritiske fasen. Den superkritiske prosessen medfører at CO<sub>2</sub> ikke vil gjennomgå en faseovergang i gasskjøleren. Det overkritiske trykket medfører at varme avgis ved nedkjøling av høytrykksgass i gasskjøleren (følbar varme) (Jørn Stene, 2004). Figur 2 illustrerer forskjellen på en transkritisk- og en subkritisk/underkritisk prosess i et PH-diagram. En subkritisk prosess er varmeavgivelse ved faseovergang i kondensatoren slik som i en konvensjonell varmepumpe.



Figur 2: Sammenligning av transkritisk og underkritisk prosess i log PH-diagram (Norstrand, 2018)

## 2.6 Kuldemedium

Et kuldemedium eller arbeidsmedium er en væske/gass som sirkulerer i varmepumpen, som benyttes til overføring av varme. Varmepumpen løslater eller tilfører nødvendig varmeenergi til arbeidsmediet slik at det kan gjøre nytte av den latente varmen. Med latent varme menes mengden varme som må til for at et stoff skal gjennomgå en faseovergang. Det skiller mellom syntetiske kuldemedier og naturlige kuldemedier. Med syntetiske kuldemedier menes kuldemedier som ikke finnes naturlig, hvor disse kalles KFK (klorfluorkarboner), HKFK (hydroklorfluorkarboner) og HFK (hydrofluorkarboner). De syntetiske kuldemediene kalles også F-gasser. Lekkasje fra de syntetiske kuldemediene kan medføre skade på det globale miljøet, og kan dermed være en fare for nærmiljøet. Med naturlige kuldemedier menes kuldemedier som finnes i naturen. Herunder finner man kuldemedier som CO<sub>2</sub>, ammoniakk og propan. Lekkasje av naturlige kuldemedier medfører liten fare for det globale miljøet (Nemitek, 2020). For å avgjøre hvor miljøvennlig et kuldemedium er benyttes GWP og ODP. Referanse verdien til GWP er karbondioksid og har GWP = 1, og referanse verdien til ODP er det utfasede

kuldemediet R11 og har ODP = 1. I tillegg sikkerhets klassifiseres kuldemediene i ASHRAE standard 34 (ANSI/ASHRAEStandard34, 2019). herunder beskrives brennbarhet og giftighet på følgende måte:

- **Brennbarhet**
  - 1 = Ikke brennbar
  - 2L = Lav brennbarhet
  - 2 = Brennbar
  - 3 = Høy brennbarhet
- **Giftighet**
  - A = lav giftighet
  - B = Høy giftighet

I dette studiet fokuseres det på de 3 naturlige kuldemediene CO<sub>2</sub>, ammoniakk og propan. Egenskaper for de 3 kuldemediene er beskrevet i Tabell 1.

Tabell 1: Egenskaper for CO<sub>2</sub>, ammoniakk og propan

Arbeidsmedium	Kjemisk formel	ODP (R11=1)	GWP (CO <sub>2</sub> =1)	Kokepunkt [°C]	T <sub>Kritisk</sub> [°C]	P <sub>Kritisk</sub> [Bar]	Sikkerhetsklassifisering
R744 (CO <sub>2</sub> )	CO <sub>2</sub>	0	1	-78,03	31,1	73,8	A1
R717 (Ammoniakk)	NH <sub>3</sub>	0	0	-33,3	132,3	113,3	B2L
R290 (Propan)	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0	4	-42,1	96,8	42,5	A3

### 2.6.1 Ammoniakk

Ammoniakk som kuldemedium er at av de mest brukte alternativene blant de naturlige kuldemediene. Grunnet gode termofysikalske egenskaper oppnår ammoniakk høy energieffektivitet. Ammoniakk er et giftig kuldemedium som er regulert av lover og standarder. I Norge er ammoniakk brukt innen mellomstore- til store varmepumper med varmekapasitet fra 200 kW til 8 MW (Stene, 2008).

Ammoniakk har en høy spesifikk entalpi sammenlignet med kuldemedier som R407C og R134a. Denne egenskapen gjør at massestrømmen blir lavere, som resulterer i redusert dimensjon på rør og ventiler. Ammoniakk har i tillegg en høy kritisk temperatur noe som gjør at den typisk oppnår høy COP (Korff, 2012). Lavt kokepunkt og høy kritisk temperatur gjør ammoniakk til allsidig kuldemedium som kan brukes innen kuldeanlegg og høytrykkvarmepumpeanlegg.

### 2.6.2 CO<sub>2</sub>

CO<sub>2</sub> som kuldemedium skiller seg fra andre kuldemedier ved at det har en lav kritisk temperatur, men et særdeles høyt kritisk trykk. Driftstrykket til en CO<sub>2</sub> varmepumpe er typisk 5-10 ganger større enn for anlegg med HFK, HFO, Ammoniakk og propan (Stene, 2021a). Dette gjør det mulig å produsere varme ved relativt høye temperaturer. Grunnet gunstige termofysikalske egenskaper oppnår CO<sub>2</sub> varmepumper høy kompressorvirkningsgrad og god varmeoverføring i varmeveksleren. For å oppnå høyest mulig effektfaktor må den nyttige varmen gis over et relativt stort temperaturområde (stor temperaturglidning). Dette gjør at utløpstemperaturen fra gasskjøleren blir lavest mulig da en lav utløpstemperatur er viktig for effektfaktoren. En annen viktig egenskap for CO<sub>2</sub> varmepumper er at trykket i gasskjøleren påvirker avkjølingen. Dette er fordi den spesifikke varmekapasiteten til overkritisk CO<sub>2</sub> påvirkes av trykket.

De spesielle termofysikalske egenskapene til CO<sub>2</sub> gjør det godt egnet til tappevannsoppvarming, siden den kan levere temperaturer opp mot 90 °C. Dette medfører at det ikke er noe behov for ettervarming og legionellasikring. En CO<sub>2</sub> varmepumpe er avhengig av en lavest mulig returtemperatur fra varmedistribusjonssystemet for å kjøle ned gasskjøleren. Dette gjør at bruk av CO<sub>2</sub> varmepumpe til romoppvarming blir noe mer komplisert, men for å oppnå tilstrekkelig lav returtemperatur kan varmelastene seriekobles (Jørn Stene, 2004).

### 2.6.3 Propan

Propan som kuldemedium har moderat kritisk temperatur og kritisk trykk, som gjør at propan er spesielt egnet for anlegg med lavt og moderat temperaturnivå. Propan er et hydrokarbon, og har sikkerhetsklassifisering A3, svært brennbart. Dette gjør at det stilles strenge krav til sikkerhetstiltak for å forhindre brann. Det stilles krav til utstyr, anlegg, installasjon, kontroll, drift og sikkerhetstiltak hvorav det er påkrevd ROS-analyse (Risiko og sårbarhetsanalyse) (Moe, 2019).

Hydrokarboner, som propan, har mellom 40-60% lavere damp- og væsketetthet enn HFK kuldemedier. Dette medfører større volumstrøm samtidig som at fyllingsmengden kan være forholdsvis lav. I tillegg er den volumetriske kulde- og varmeytelsen moderat, noe som gjør at kompressorvolumet til en propan varmepumpe typisk er 40% mindre enn et anlegg med R134a (Moe, 2019). Hydrokarboner er compatible med standard materialer som i konvensjonelle varmepumpeanlegg, med det er nødvendig med spesialolje siden propan løses svært godt i olje.

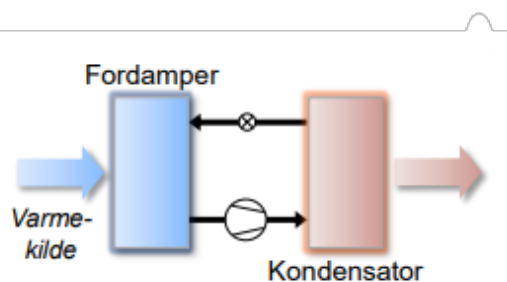
## 2.7 Varmekilder

En varmekilde gir lavtemperatur varme til varmepumpen. For å oppnå gunstig driftsresultat for varmepumpesystemet er valg av varmekilde viktig, da det er variasjon i kvaliteten. Det er ønskelig at varmekilden holder en stabil temperatur hele året, samt at temperaturen er så høy som mulig (NOVAP, 2018). Ofte er det tilgjengeligheten som avgjør valg av varmekilde (Stene, 2000).

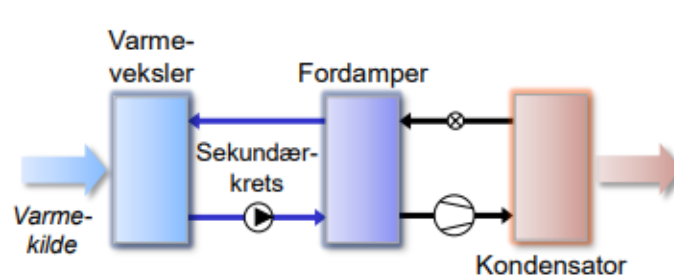
### 2.6.1 Bergvarme

Bergvarme er en stabil energikilde som er godt egnet for en varmepumpe. Bergvarme utnytter den jevne temperaturen som lagres under bakken og er oppvarmet fra sola. For å utnytte bergvarmen benyttes energibrønner som bores dypt ned i bakken. I energibrønner er det et lukket rørsystem med pumpe som sirkulerer frostvæske som gir varme til og fra fordamperen til varmepumpen. Herunder skiller man mellom et direkte og indirekte system. Et direkte system er i direkte kontakt med varmepumpens fordamper. I et indirekte system benyttes et lukket rørsystem med pumpe hvor en frostvæske sirkuleres mellom fordamperen og en eller flere plastvarmevekslere som flytter varme til og fra varmekilden. Se Figur 3 for illustrasjon som viser forskjellen på de to løsningene.

#### Direkte system



#### Indirekte system



Figur 3: Direkte og indirekte systemløsning bergvarme (Stene, 2021b)

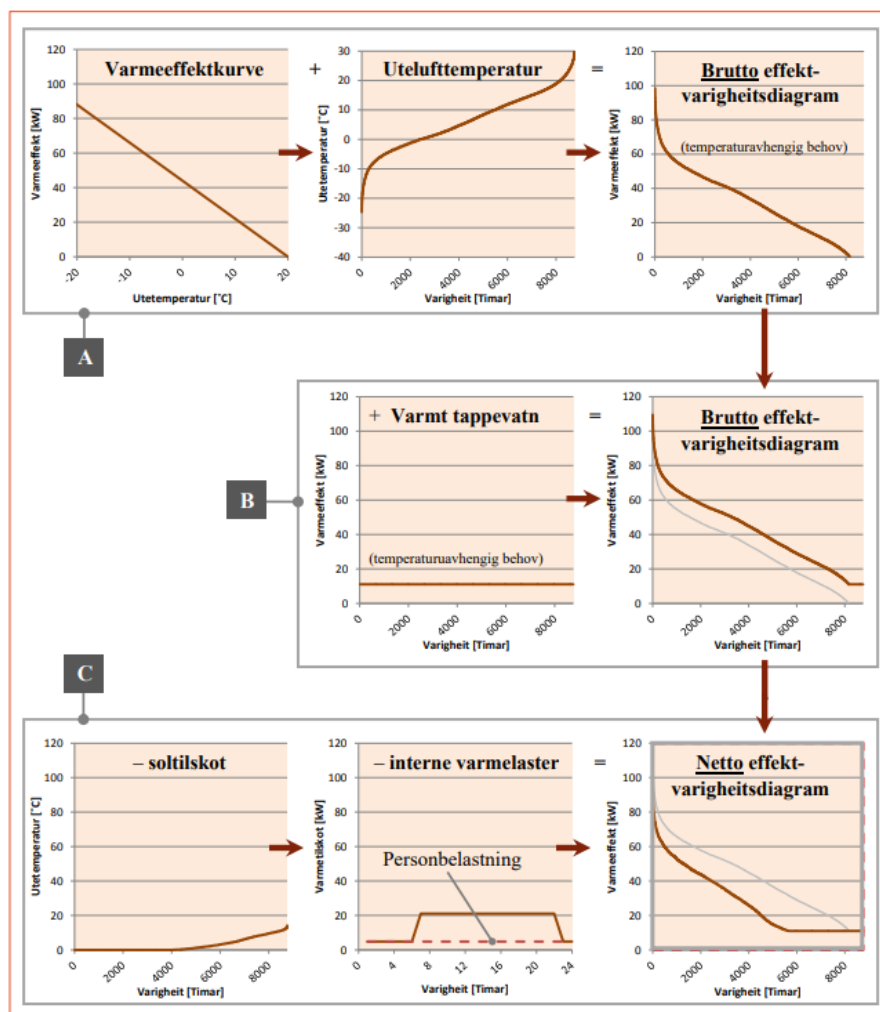
En brønnpark kan bestå av en eller flere borehull, hvor dybden på borehullene kan variere mellom 80-300 meter avhengig av flere faktorer. Varmeuttaket for et vannfylt borehull er 20-60 W/m, hvor gjennomsnittet ligger mellom 30-40 W/m. Overført effekt fra brønnparken avhenger av temperaturdifferanse mellom berg/fjell og frostvæske, berggrunnens varmeledningsevne og oppsprekking. Herunder bør avstanden mellom borehullene være mer enn 15-20 meter for å forhindre termisk påvirkning (Stene, 2009).

### 2.6.2 Uteluft

Uteluft er den mest tilgjengelige varmekilden og er derfor mest brukt blant varmepumper. Ulempen er at ved økende oppvarmingsbehov, synker utetemperaturen. Siden luft har lav varmekapasitet og tetthet, kreves større luftstrømmer ved varmeuttak (NOVAP, 2018). I tillegg inneholder luften en andel fuktighet og kan være korrosiv i visse områder (Stene, 2021b). Luftbaserte varmepumper har behov for avriming av fordampere, som resulterer i økt energibehov og lavere COP. En luftbasert varmepumpe inneholder én eller flere turtallsregulerte vifter som fører ønsket luftmengde over fordamperflaten. Herunder kan man benytte et direkte- eller indirekte fordampersystem. Ved et indirekte system benyttes en sekundærkrets som vil gi systemene mer fleksibilitet, men lavere COP.

### 2.10 Effekt- og varighetsdiagram

Effekt- og varighetsdiagrammer benyttes for å visualisere bygningers varmeeffektbehov gjennom ett år. Diagrammet er et nyttig verktøy for valg av varmesystem. Herunder kommer det også frem hvilke delastegenskaper varmesentralen bør ha. Figur 4 illustrerer oppbygningen av et effekt- og varighetsdiagram for brutto- og netto varmeeffektbehov.



Figur 4: Effekt- og varighetsdiagram med oppbygning for brutto- og netto effekt inkl. oppvarming av tappevann (Jørn Stene, 2013b)

Figur 4 illustrer følgende steg:

- A) Brutto varmeeffekt → Det temperaturavhengige varmebehovet. Varmeeffektbehovet kan forenklet beskrives ved hjelp av følgende sammenheng:

$$\Phi = K (T_{Inne} - T_{Ute})$$

( 15)

Konstanten K er statiske elementer i bygget som er avhengig av energikonsept, plassering og arkitektur. De statiske elementene inkluderer blant annet U-verdier, normaliserte kuldebroverdier, tettheten til bygget, arealer, luftvolumer og plassering i terrenget. Varmeeffektbehovet er også avhengig av dynamiske elementer som innendørs-

og utendørs temperaturer.

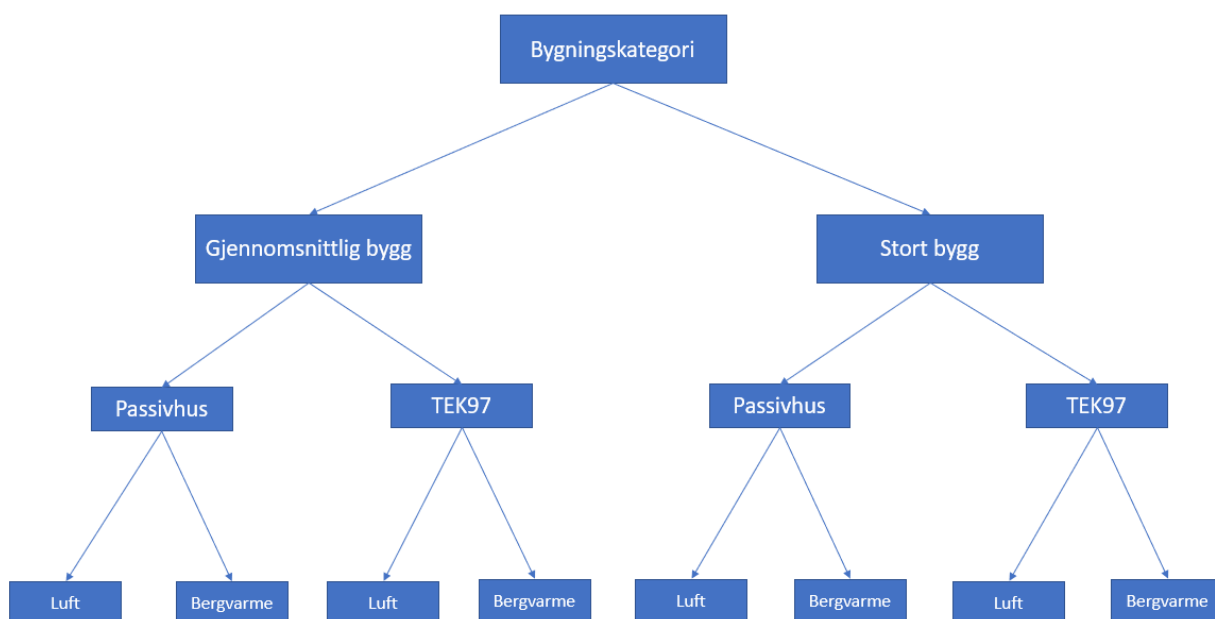
- B) Inkluderer oppvarming av varmt tappevann. Behovet til varmt tappevann er uavhengig av utendørs temperatur. Dette behovet beregnes som konstant i driftstid.
- C) Netto varmeeffekt → Her inkluderes soltilskudd og interne varmetilskudd. Netto varmeeffektbehov danner et helhetlig bilde av hva varmeanlegget skal dekke.



## 3 Metode

### 3.1 Case bygninger

Det forutsettes at varmepumpesystemene skal dekke effektbehov til romoppvarming for de 3 bygningskategoriene boligblokk, kontorbygg og sykehjem. Det forutsettes at byggene er lokalisert i Oslo med en dimensjonerende utetemperatur på  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  og en årsmiddeltemperatur på  $6,1\text{ }^{\circ}\text{C}$  (Lisø, 2018). Herunder skal det undersøkes for et gjennomsnittlig og et større bygg innenfor hver av de 3 bygningskategoriene. I tillegg skal det undersøkes for et passivhus- og et TEK97 bygg innenfor hver av kategoriene, samt at det skal undersøkes for henholdsvis luft og bergvarme som varmekilde. Fremgangsmåte for simuleringer kommer frem i Figur 5.



Figur 5: Fremgangsmåte for simuleringer

For å avgjøre størrelsen på et gjennomsnittlig og et større bygg er det benyttet informasjon gitt i ENOVAS bygg statistikk utgitt i 2017 (ENOVA, 2017). Gjennomsnittlige areal er hentet direkte fra ENOVAS bygg statistikk og omfatter gjennomsnitt av 40 bygg for boligblokker, 416 bygg for kontorbygg og 179 bygg for sykehjem. Tabell 2 viser oppvarmet areal for alle bygningskategoriene.

Tabell 2: Oppvarmet areal for gjennomsnittlige- og større bygg

Bygningskategori	Gjennomsnittlig bygg [m <sup>2</sup> ]	Stort bygg [m <sup>2</sup> ]
Boligblokk	4180	8360
Sykehjem	4371	9000
Kontorbygg	8125	16250

### 3.1.1 Effektbehov til oppvarming

For å avgjøre dimensjonerende effektbehov til oppvarming for passivhus benyttes passivhusstandarden NS 3700:2013 (standard, 2013), NS 3701:2012 (standard, 2012), og en prosjektrapport utarbeidet av COWI på oppdrag fra ENOVA (Jørn Stene, 2013a).

Prosjektrapporten frembringer over 80 effekt-varighetsdiagrammer for ulike bygningskategorier, klimasoner og bygge standarder. Herunder er det beregnet brutto spesifikt varmeeffektbehov til romoppvarming og oppvarming av ventilasjonsluft for Oslo klima. Ved beregning av netto effektbehov benyttes avregningsfaktor ( $\alpha$ ) ved å multiplisere med brutto effektbehov. For at effektbehovene skal korrespondere mest mulig med hverandre ble det også valgt å benytte verdier for normalhus, hvor ENØK-tiltak fra TEK87 legges til grunn. Dette ansees som å være tilsvarende verdier som for et TEK97 bygg. Tabell 3 viser beregnet netto varmeeffektbehov for alle bygningskategoriene i henhold til ENØK-tiltak fra TEK97 og passivhusstandarden.

Tabell 3: Netto dimensjonerende varmeeffektbehov for henholdsvis passivhusstandarden og TEK97

Bygningskategori	TEK97			Passivhus		
	W/m <sup>2</sup>	$\alpha$	Totalt (W/m <sup>2</sup> )	W/m <sup>2</sup>	$\alpha$	Totalt (W/m <sup>2</sup> )
Boligblokk	52	0,97	<b>50,4</b>	15	0,92	<b>13,8</b>
Sykehjem	104	0,86	<b>89,4</b>	30	0,68	<b>20,4</b>
Kontorbygg	89	0,74	<b>65,8</b>	25	0,67	<b>16,7</b>

Tabell 4 viser dimensjonerende effektbehov til oppvarming for de 3 bygnings kategoriene i henhold til TEK 97 og passivhusstandarden.

Tabell 4: Dimensjonerende effektbehov til oppvarming for hver av bygningskategoriene i henhold til passivhusstandarden og TEK97

Bygningskategori	Effektbehov gjennomsnittlig bygg [kW]		Effektbehov stort bygg [kW]	
	TEK97	Passivhus	TEK97	Passivhus
Boligblokk	210	57	421	115
Sykehjem	390	89	804	183
Kontorbygg	534	136	1069	272

### 3.1.2 Temperaturnivåer og varighet

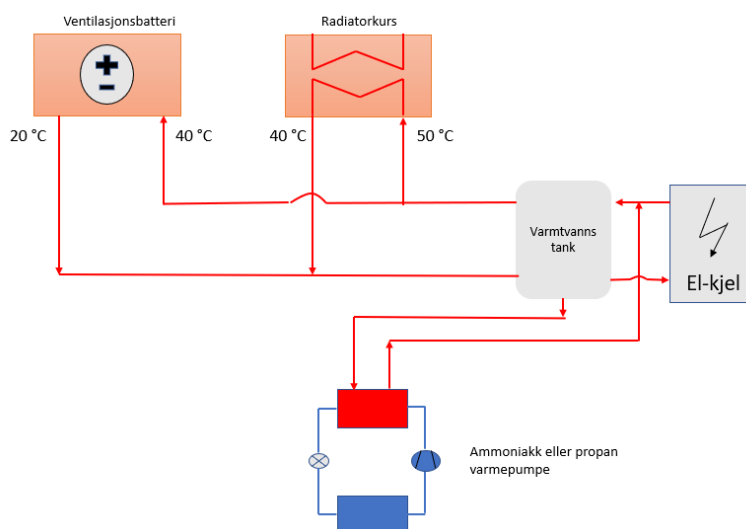
Tur/returtemperaturene til varmesystemet er satt til henholdsvis 50/40 °C for et passivhus og 80/60 °C for et TEK97 bygg på kaldeste dag. For reguleringskurve, for et passivhus og et TEK97 bygg, for tur/returtemperatur som funksjon av utetemperatur og varighet se vedlegg A. For CO<sub>2</sub> varmepumpen skal varmelastene seriekobles etter synkende temperaturbehov for å sikre tilstrekkelig lav returtemperatur til gasskjøleren, se delkapittel 3.1.3. Tur/returtemperatur for CO<sub>2</sub> varmepumpen er dermed satt til å være 70/20 °C og 80/20 °C for et passivhus og for et TEK97 bygg på kaldeste dag.

### 3.1.3 Systemløsninger

Herunder følger valg av systemløsning for oppvarmingssystemet til de ulike varmepumpene, hvor ulik løsning er valgt for CO<sub>2</sub> varmepumpen.

#### Ammoniakk og propan varmepumpe

Ammoniakk og propan varmepumpene vil anvendes på samme systemløsning, se Figur 6.

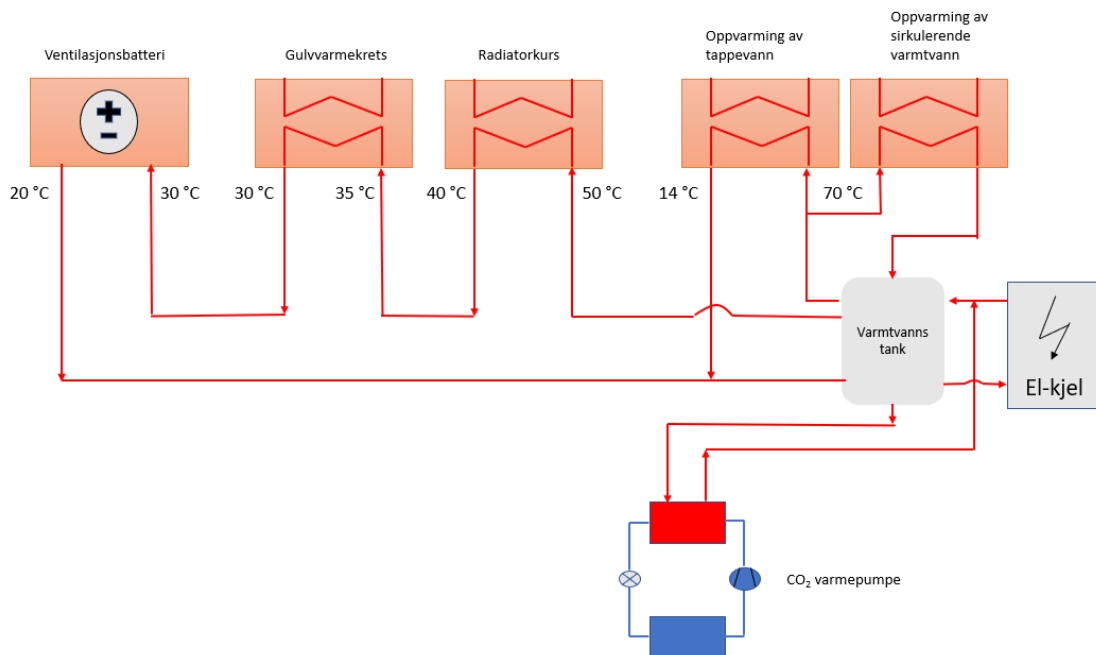


Figur 6: Ammoniakk/propan varmepumpe og varmesystem flytskjema

#### CO<sub>2</sub> varmepumpe

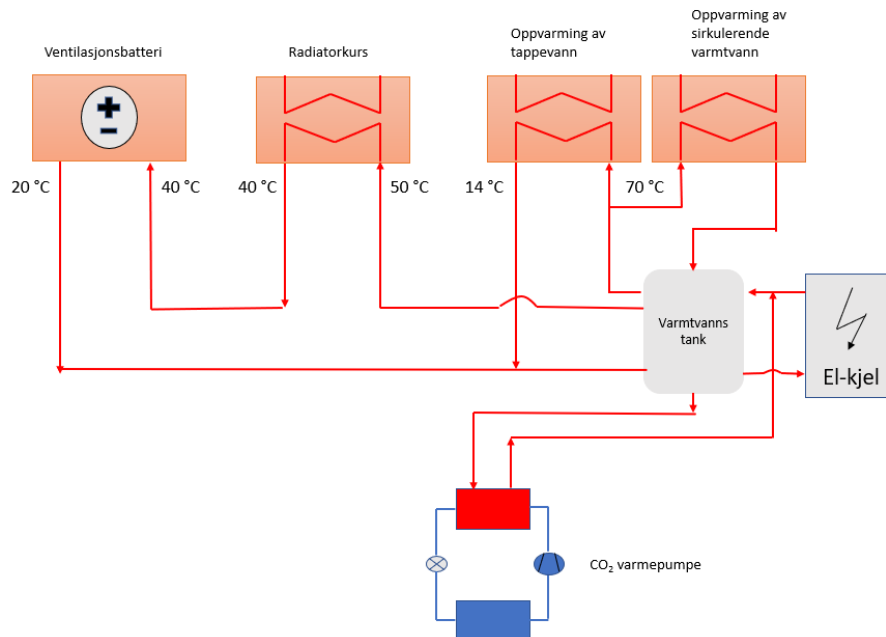
Siden det er betydelige forskjeller mellom en CO<sub>2</sub> varmepumpe og en varmepumpe med ammoniakk eller propan, er det valgt å gå for ulik systemløsning for å sikre gunstige driftsforhold. For CO<sub>2</sub> varmepumpen vil varmelastene seriekobles etter synkende temperaturbehov for å sikre tilstrekkelig lav temperatur i retur på gasskjøleren. Dette vil tilsvare en tur/returtemperatur på 70/20 °C for et passivhus og 80/20 °C for et TEK97 bygg.

Figur 7 illustrerer flytskjema for reguleringsstrategi av CO<sub>2</sub> varmepumpen anvendt til tappevann, romoppvarming med radiatorer, gulvvarme og ventilasjonsbatteri. Denne løsningen anvendes på boligblokk og sykehjem siden det her er sannsynlig med gulvvarmekrets, mens for et kontorbygg vil gulvvarmekretsen sløyfes.



Figur 7: CO<sub>2</sub> varmepumpe og varmesystem flytskjema

Figur 8 illustrerer hvordan varmesystemet vil se ut for et kontorbygg uten gulvvarmekrets, hvorav tappevann, romoppvarming med radiatorer og ventilasjonsbatteriet er seriekoblet etter synkende temperaturbehov.



Figur 8: CO<sub>2</sub> varmepumpe og varmesystem flytskjema

### 3.2 Nominelle beregninger

Herunder følger fremgangsmåte for nominelle beregninger av varmeytelse og COP for de 3 ulike varmepumpesystemene. Beregninger ble utført med nominelle aggregatdata hvorav følgende fremgangsmåte ble fulgt for ammoniakk og propan varmepumpene:

- Varmeytelse øker 3,5 prosent per °C økning i inngående temperatur til fordamperen
- Varmeytelse synker 3,5 prosent per °C reduksjon i inngående temperatur til fordamperen
- Varmeytelse øker 0,5 prosent per °C reduksjon i utgående vanntemperatur fra kondensatoren
- Varmeytelse synker 0,5 prosent per °C økning i utgående vanntemperatur fra kondensatoren
- COP øker med 2,5 prosent per °C økning i inngående temperatur til fordamperen
- COP synker med 2,5 prosent per °C reduksjon i inngående temperatur til fordamperen

- COP øker med 2,5 prosent per °C reduksjon i utgående vanntemperatur fra kondensatoren
- COP synker med 2,5 prosent per °C økning i utgående vanntemperatur fra kondensatoren

For CO<sub>2</sub> varmepumpen ble det valgt å benytte «simple CO<sub>2</sub> one stage plant» for å fremstille endring i COP med ulike inngående temperaturer til fordampere og hvor mye returtemperaturen fra varmesystemet klarer å kjøle ned gasskjøleren. For ammoniakk varmepumpen ble luft som varmekilde ansett som uegnet grunnet for høy trykkgasstemperatur. Videre ble det laget matriser for å logge varmeytelse og COP for alle 3 kuldemediene fremstilt i Figur 9 og Figur 10.

<b>TEK 97</b>		<b>Varmeytelse (kW)</b>			
<b>(Luftvarmepumpe)</b>	Varmekilde temperatur	Turtemperatur	40	60	80
	-20	-	-	-	-
	-10	-	-	-	-
	0	-	-	-	-
	10	-	-	-	-

<b>Passivhus</b>		<b>Varmeytelse (kW)</b>			
<b>(Luftvarmepumpe)</b>	Varmekilde temperatur	Turtemperatur	30	40	50
	-20	-	-	-	-
	-10	-	-	-	-
	0	-	-	-	-
	10	-	-	-	-

<b>TEK 97</b>		<b>Varmeytelse</b>			
<b>(Bergvarmepumpe)</b>	Varmekilde temperatur	Turtemperatur	40	60	80
	2	-	-	-	-
	4	-	-	-	-
	6	-	-	-	-
	8	-	-	-	-

<b>Passivhus</b>		<b>Varmeytelse</b>			
<b>(Bergvarmepumpe)</b>	Varmekilde temperatur	Turtemperatur	30	40	50
	2	-	-	-	-
	4	-	-	-	-
	6	-	-	-	-
	8	-	-	-	-

Figur 9: Matriser for logging av varmeytelse for varmepumpesystemene

		COP		
Varmekilde temperatur	Turtemperatur	40	60	80
-20		-	-	-
-10		-	-	-
0		-	-	-
10		-	-	-

**TEK 97  
(Luftvarmepumpe)**

		COP		
Varmekilde temperatur	Turtemperatur	30	40	50
-20		-	-	-
-10		-	-	-
0		-	-	-
10		-	-	-

**Passivhus  
(Luftvarmepumpe)**

		COP		
Varmekilde temperatur	Turtemperatur	40	60	80
2		-	-	-
4		-	-	-
6		-	-	-
8		-	-	-

**TEK 97  
(Bergvarmepumpe)**

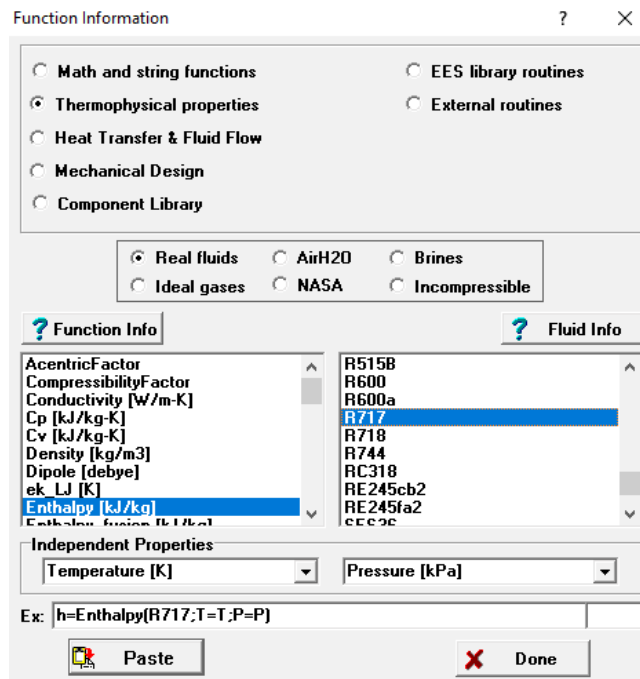
		COP		
Varmekilde temperatur	Turtemperatur	30	40	50
2		-	-	-
4		-	-	-
6		-	-	-
8		-	-	-

**Passivhus  
(Bergvarmepumpe)**

Figur 10: Matriser for logging av COP for varmepumpesystemene

### 3.3 Engineering equation solver (EES)

EES (engineering equation solver) er blitt benyttet for å lage en matematisk modell som tar for seg de ulike prosessene i de to varmepumpesystemene ammoniakk og propan. EES er godt egnet for denne typen beregninger siden det innehar en stor database med termodynamiske egenskaper for en rekke stoffer. Herunder Finnes termodynamiske egenskaper for de to kuldemediene som skal undersøkes. EES gjør det mulig å beskrive tilstanden til kuldemediet ved en eller flere verdier. Figur 11 viser et utklipp av meny for valg av termofysiske egenskaper i EES.



Figur 11: Utklipp av EES termofysiske egenskaper

### 3.4 IPU software

For å verifisere den matematiske modellen i EES ble Coolpack benyttet. For å fremstille endring i COP ved ulike fordampningstemperaturer og returtemperaturer ble «simple CO<sub>2</sub> one stage plant» benyttet. Coolpack og simple stage CO<sub>2</sub> cycle er utviklet av IPU og inneholder en rekke simuleringsmodeller som kan brukes for syklus analyser, dimensjonering av komponenter, energianalyse og optimalisering. EES er brukt til å utvikle denne programvaren.

### 3.5 Forutsetninger for simuleringer

For den termodynamiske analysen utført i EES er det forutsatt en rekke forenklinger for å redusere kompleksiteten til den matematiske modellen. Forenklinger er vurdert til å ha en liten betydning for resultatet. Følgende er forutsatt ved simulering av ammoniakk og propan varmepumper:

- Varmepumpen skal kun benyttes til oppvarmning
- Ingen trykktap gjennom rør og komponenter
- Tilstandslikninger endres ikke gjennom sirkulasjonspumper

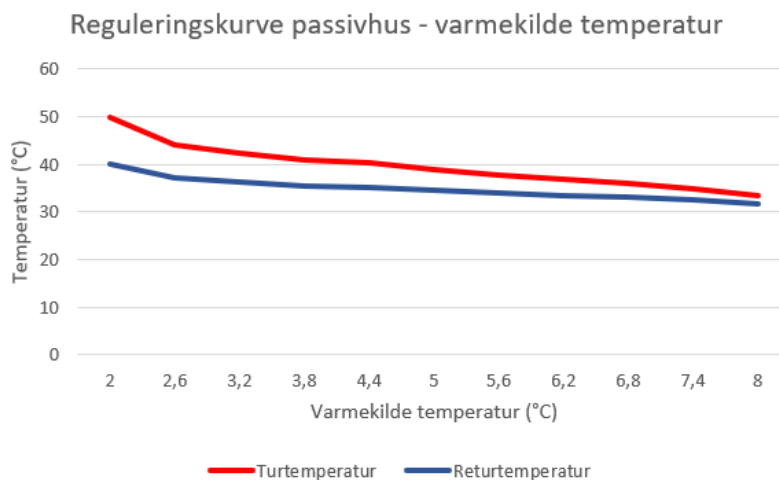


- Kinetisk og potensiell energi neglisjeres
- Varmetap i rør og komponenter neglisjeres (adiabatisk system)
- Steady state system
- Varmevekslere er motstrøms varmevekslere
- Beregninger foregår ved synkende tur/returtemperaturer og varmekilde temperaturer
- Tur/returtemperatur i varmeveksler i kondensator, på ammoniakk og propan varmepumpe er satt til 50/40 °C og 80/60 °C for henholdsvis passivhus og TEK97 bygg, på kaldeste dag
- Tur/returtemperatur i varmeveksler gasskjøler på CO<sub>2</sub> varmepumpen settes til 70/20 °C og 80/20 °C for henholdsvis passivhus og TEK97 bygg

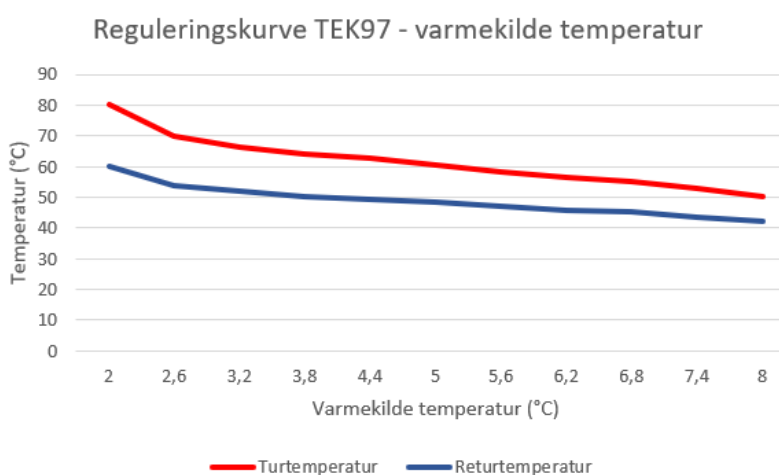
Siden en CO<sub>2</sub> varmepumpe ikke følger samme prosess som en underkritisk konvensjonell varmepumpe, er det her valgt å benytte Coolpack i den termodynamiske analysen.

### 3.6 Analyse av varmepumpesystemene i EES

Herunder følger fremgangsmåte for analyse av de tre ulike varmepumpesystemene i EES og Coolpack. For å kartlegge hvordan varmepumpesystemene endret seg ved ulike forutsetninger ble det valgt å gjennomføre totalt 4 forskjellige simuleringer. Simuleringene ble anvendt på det dimensjonerte sykehjemmet hvorav det var utformet som et gjennomsnittlig og et stort passivhus og et gjennomsnittlig og et stort TEK 97 bygg. Videre ble det valgt å logge for 10 punkter ved synkende tur/returtemperatur til varmeveksleren i kondensatoren og gasskjøleren, samt synkende varmekilde temperatur til fordampere, hvor det er forutsatt at temperaturen fra brønnparken varierer fra 2-8 °C. Figur 12 og Figur 13 fremstiller reguleringskurven for et passivhus sykehjem og et TEK 97 sykehjem.



Figur 12: Reguleringskurve passivhus sykehjem



Figur 13: Reguleringskurve TEK97 sykehjem

### 3.7 Matematisk modell

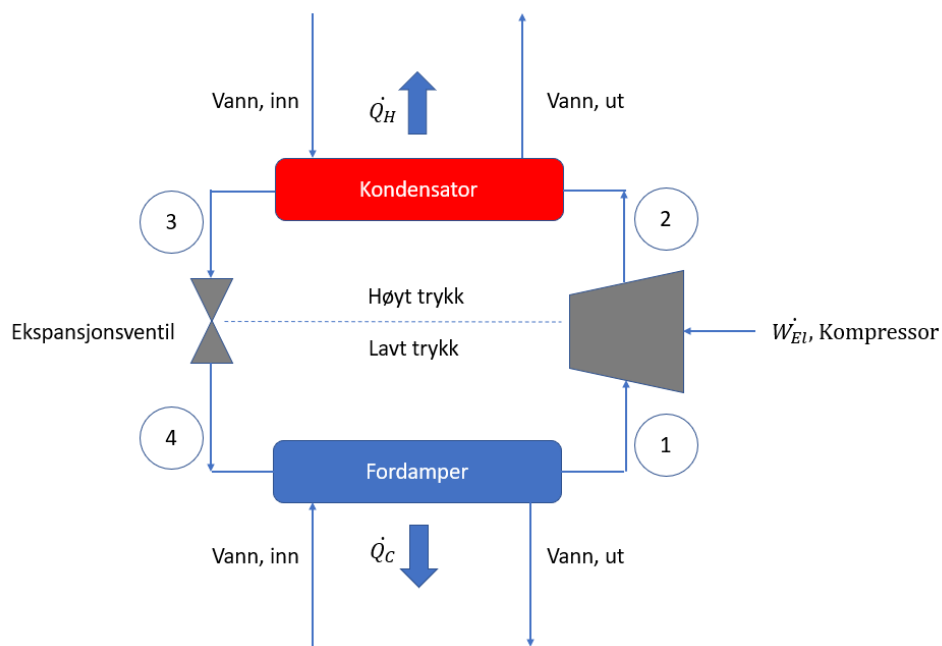
Det ble laget to ulike matematiske modeller for å beskrive de termodynamiske prosessene i en varmepumpe for de to naturlige kuldemediene Ammoniakk og propan. For analyse av CO<sub>2</sub> varmepumpe ble det benyttet IPU's analyse verktøy "one-stage transcritical cycle with CO<sub>2</sub>". Ammoniakk og propan følger prosesser som i en konvensjonell varmepumpe, hvor det er små forskjeller i oppbygning av systemene. Dermed er ammoniakk og propan varmepumpene utformet relativt likt med unntak av visse momenter som presiseres under. CO<sub>2</sub> varmepumpen skiller seg ut fra ammoniakk og propan varmepumpen siden varmeavgivelse forekommer i transkritisk prosess i en gasskjøler istedenfor en underkritisk prosess i en kondensator. For komplett EES script for ammoniakk og propan varmepumpene se vedlegg K og L.

### 3.7.1 Ammoniakk og propan varmepumpe

EES modell for ammoniakk og propan varmepumpene ble etablert først og ble avgrenset ved å definere startbetingelsene. Det forekommer noen forskjeller mellom de 2 systemene, men startbetingelsene settes til å være like. Startbetingelsene er definert i Tabell 5 og illustrasjon for komponenter og syklus er fremstilt i Figur 14.

Tabell 5: Startbetingelser for ammoniakk og propan varmepumpe

Fordamper	Kompressor	Kondensator	Strupeventil
$T_{Overhetning} = 5 K$ $P_1 = P_4$	$S_{2S} = S_1$ $P_2 = P_3$	$P_3 = P_2$ $T_{Underkjøling} = 5 K$ $x_3 \approx 0$	$h_4 = h_3$ $P_4 = P_1$ $T_4 = T_{Retur\ varmekilde} - 5 K$



Figur 14: Komponenter og syklus for ammoniakk og propan varmepumpe

Massebalanse under stasjonære forhold ble så definert, hvorav massestrømmen til kuldemediet antas å være konstant gjennom hele varmepumpeprosessen, se formel ( 16). For å beregne massestrømmen til kuldemediet,  $\dot{m}_{wf}$ , ble sammenheng for varmeeffekt ut av kondensator benyttet, se formel ( 17). COP ble beregnet ved hjelp av varmeeffekt fra kondensatoren og arbeid tilført kompressoren, se formel ( 18).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{wf}$$

( 16)

$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{Q}_H}{(h_{2a} - h_3)} \quad (17)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{Kompressor}} \quad (18)$$

### Fordamper

Fordampereffekten ble beregnet ved hjelp av formel ( 19), og logaritmisk midlere temperaturdifferanse for en motstrøms varmeveksler ble beregnet ved hjelp av formel ( 20). Arealet til fordamperen,  $A_{s, ford}$ , er definert i formel ( 21) og varmeoverføringskoeffisienten,  $U_{Ford}$ , er definert i formel ( 22). For å definere det bortkastede arbeidspotensialet, eksergiødeleggelse,  $Ex_{Dest, ford}$ , til fordamperen ble formel ( 23) benyttet, hvorav denne verdien ble benyttet til å beregne 2. ordens virkningsgrad ved hjelp av formel ( 24).

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{wf} (h_1 - h_4) \quad (19)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{Tur, varmekilde} - T_{Sat, ford}) - (T_{Retur, varmekilde} - T_{Sat, ford})}{\ln \frac{(T_{Tur, varmekilde} - T_{Sat, ford})}{(T_{Retur, varmekilde} - T_{Sat, ford})}} \quad (20)$$

$$A_{s, ford} = \frac{\dot{Q}_C}{U_{Ford} \Delta T_{lm}} \quad (21)$$

$$U_{Ford} = \frac{1}{\frac{1}{h_{wf}} + \frac{t_p}{k_p} + R_{f, wf}} \quad (22)$$

$$Ex_{Dest, ford} = T_0 \dot{S}_{Gen, ford} = T_0 (\dot{m}_{wf} (s_1 - s_4) - \frac{\dot{Q}_C}{T_L})$$

( 23)

$$\eta_{II, ford} = 1 - \frac{Ex_{Dest, ford}}{\dot{m}_{wf} (h_4 - h_1 - T_0 (s_4 - s_1))}$$

( 24)

## Kompressor

Arbeidet til kompressoren er definert ved å beskrive entalpiendringen, se formel ( 25). For å beregne den isentropiske virkningsgraden til kompressoren, Carnot syklus ( $\Delta s = 0$ ), ble formel ( 26) benyttet, og  $h_{2a}$  ble beregnet ved formel ( 27). For beregning av virkningsgraden til kompressoren er det valgt å benytte eksperimentelle verdier med kuldemediespesifikke korrelasjoner, hvorav disse er fremstilt i formel ( 28) for ammoniakk (Farshi et al., 2018), og formel ( 29) for propan (Wang et al., 2018). Trykkforholdet over kompressoren, PR, er fremstilt i formel ( 30). Eksergideleggelsen til kompressoren,  $Ex_{Dest, komp}$ , beregnes ved formel ( 31).

$$\dot{W}_{Kompressor} = \dot{m}_{wf} (h_{2a} - h_1)$$

( 25)

$$\eta_{Isentropisk} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

( 26)

$$h_{2a} = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{Isentropisk}} + h_1$$

( 27)

$$\eta_{Ammoniakk, kompressor} = 0,976695 - 0,0366432PR + 0,0013378PR^2$$

( 28)

$$\eta_{Propan, kompressor} = 0,65 + 0,015PR - 0,0015PR^2$$

( 29)

$$PR = \frac{P_2}{P_1} \quad (30)$$

$$Ex_{Dest, komp} = T_0 \dot{S}_{Gen, komp} = T_0 (\dot{m}_{wf} (s_2 - s_1)) \quad (31)$$

### Kondensator

Kondensatoreffekten ble beregnet ved hjelp av formel ( 32), og logaritmisk midlere temperaturdifferanse for en motstrøms varmeveksler som transporterer varmtvann til varmesystemet ble beregnet ved hjelp av formel ( 33). Arealet til kondensatoren,  $A_{s, kond}$ , er definert i formel ( 34) og varmeoverføringskoeffisienten,  $U_{Kond}$ , er definert i formel ( 35). For å definere det bortkastede arbeidspotensialet, eksergiødeleggelse,  $Ex_{Dest, kond}$ , til kondensatoren ble formel ( 36) benyttet, hvorav denne verdien ble benyttet til å beregne 2. ordens virkningsgrad ved hjelp av formel ( 37).

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{wf} (h_{2a} - h_3) \quad (32)$$

$$\Delta T_{lm, kond} = \frac{(T_{Sat, kond} - T_{Tur, varmesystem}) - (T_{Sat, kond} - T_{Retur, varmesystem})}{\ln \frac{(T_{Sat, kond} - T_{Tur, varmesystem})}{(T_{Sat, kond} - T_{Retur, varmesystem})}} \quad (33)$$

$$A_{s, kond} = \frac{\dot{Q}_H}{U_{Kond} \Delta T_{lm, kond}} \quad (34)$$

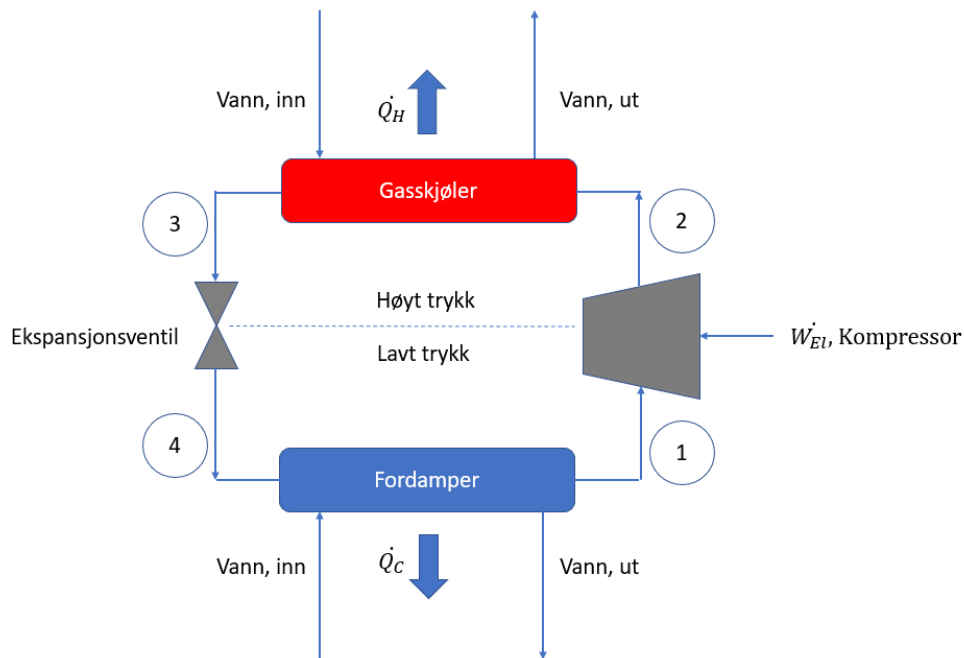
$$U_{Kond} = \frac{1}{\frac{1}{h_{wf}} + \frac{t_p}{k_p} + R_{f, wf} + R_{f, vann}} \quad (35)$$

$$Ex_{Dest, kond} = T_0 \dot{S}_{Gen, kond} = T_0 \left( \dot{m}_{Wf} (s_3 - s_2) - \frac{\dot{Q}_H}{T_{Tur, varmesystem}} \right) \quad (36)$$

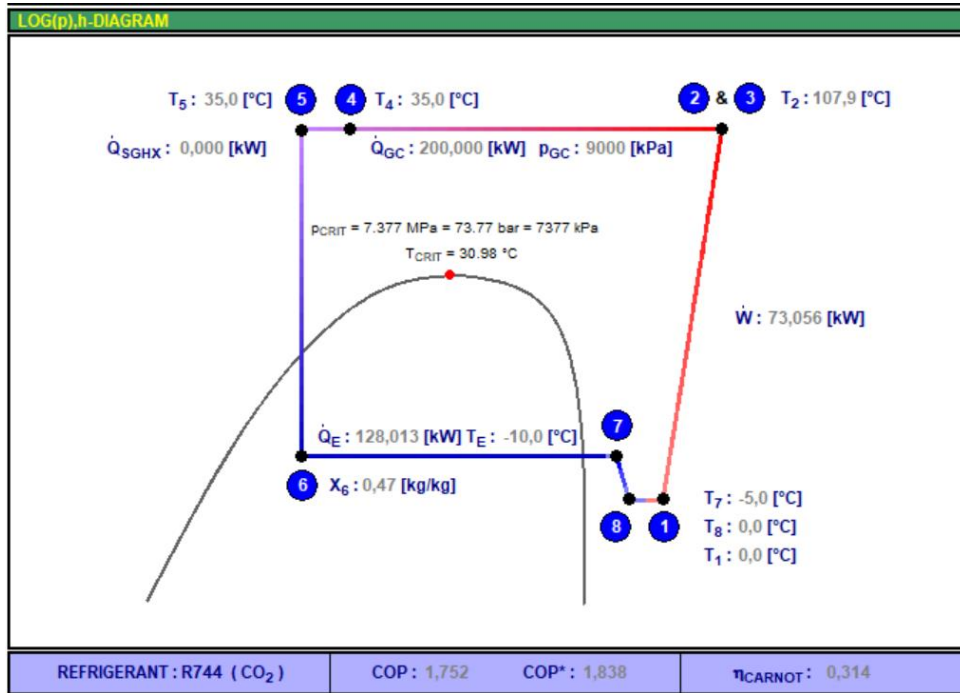
$$\eta_{II, kond} = 1 - \frac{Ex_{Dest, kond}}{\dot{m}_{Wf} (h_{2a} - h_3 - T_0 (s_2 - s_3))} \quad (37)$$

### 3.7.2 CO<sub>2</sub> varmepumpe

Simuleringer av CO<sub>2</sub> systemet ble gjennomført i Coolpack, hvorav det ble simulert ved en transkritisk prosess ved valg av syklus analyseverktøyet «one-stage transcritical cycle with CO<sub>2</sub>». Parametere som er viktig for ytelsen til varmepumpesystemet, som utløpstemperatur fra gasskjøler og temperatur inn på fordamper, er mulig å justere i dette verktøyet. Komponenter og syklus for en CO<sub>2</sub> varmepumpe er fremstilt i Figur 15 og utklipp fra log P-H diagram i Coolpack ved et gitt tilfelle er fremstilt i Figur 16.



Figur 15: Komponenter og syklus for CO<sub>2</sub> varmepumpe



Figur 16: Log P-H diagram hentet fra Coolpack

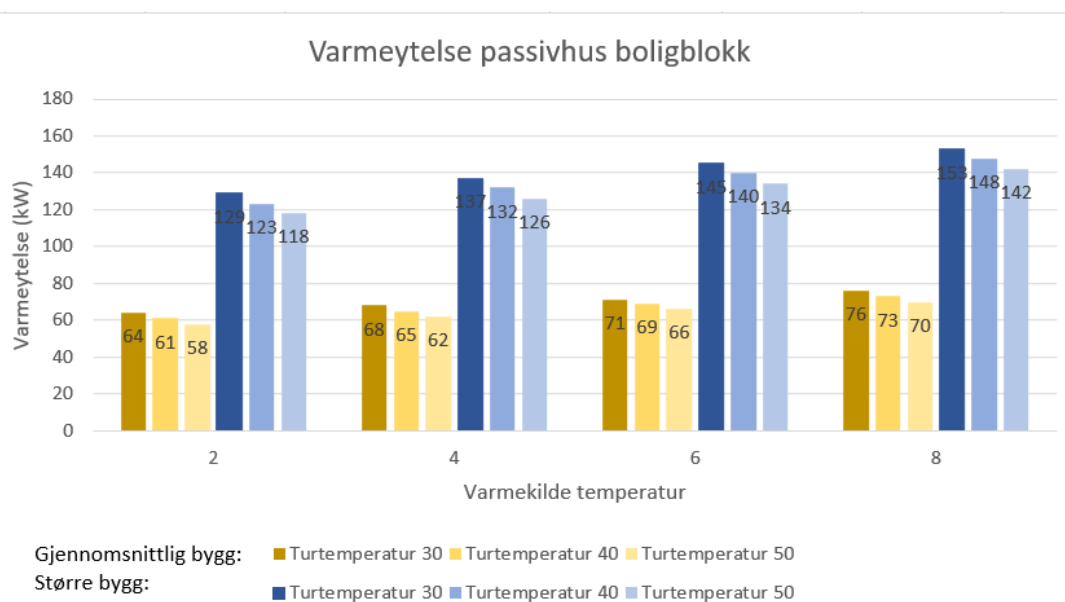


## 4 Resultater og diskusjon

### 4.1 Analyse av nominelle beregninger

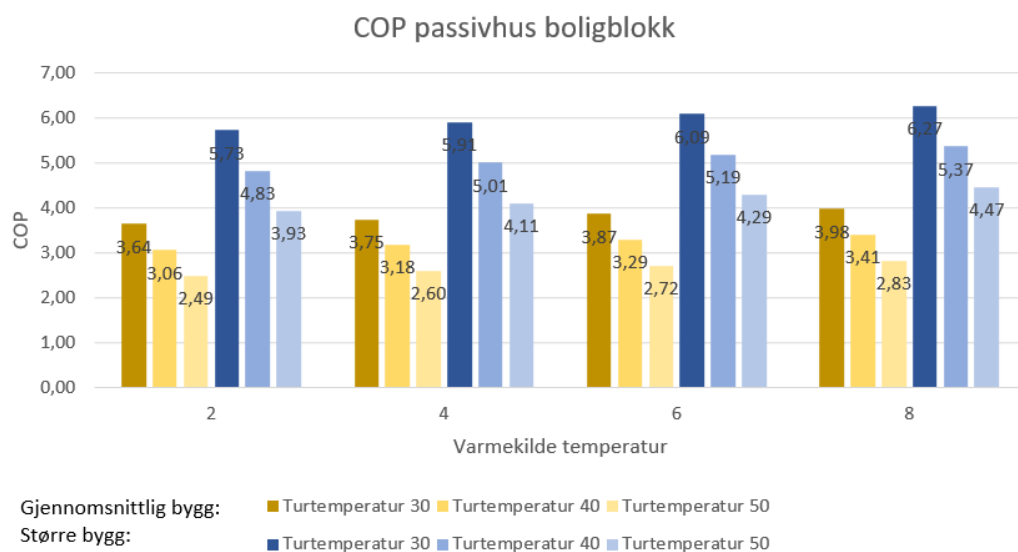
#### 4.1.1 Ammoniakk varmepumpe

Det er gjennomført totalt 12 forskjellige caser for ammoniakk varmepumpesystemene, hvorav alle resultatene er plassert i vedlegg H og aggregatdata benyttet i beregningene er plassert i vedlegg B. Herunder er det kun beregnet varmeytelse og COP for en ammoniakk bergvarmepumpe og ikke luftvarmepumpe siden dette er uegnet grunnet høy trykkgasstemperatur. I dette delkapittelet vil det følge et lite utvalg av interessante resultater som setter søkelys på gunstige driftsforhold for en ammoniakk varmepumpe. Figur 17 viser en sammenligning av varmeytelse for en boligblokk med et gjennomsnittlig og et større passivhus bygg.



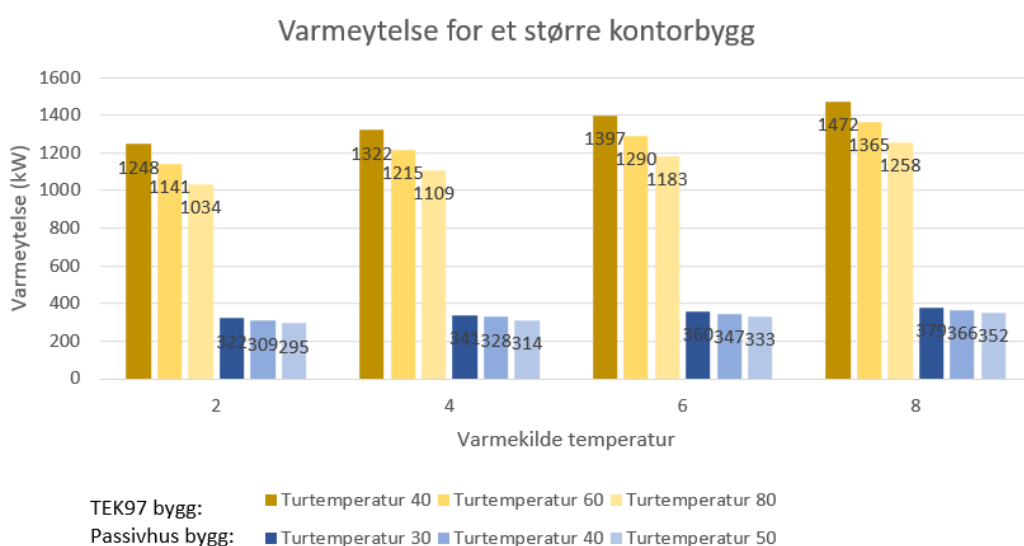
Figur 17: Varmeytelse for ammoniakk bergvarmepumpe i en passivhus boligblokk med et gjennomsnittlig og et større bygg

Varmeytelsen er nesten dobbelt så stor for det større bygget. Varmeytelsen synker når turtemperaturen blir høyere og ettersom varmekilde temperaturen synker. Høyest varmeytelse oppnås ved 8 °C fra varmekilden og en turtemperatur på 30 °C og er 153 kW for det større bygget og 76 kW for det gjennomsnittlige. Figur 18 viser resulterende COP for det gjennomsnittlige og det større bygget.



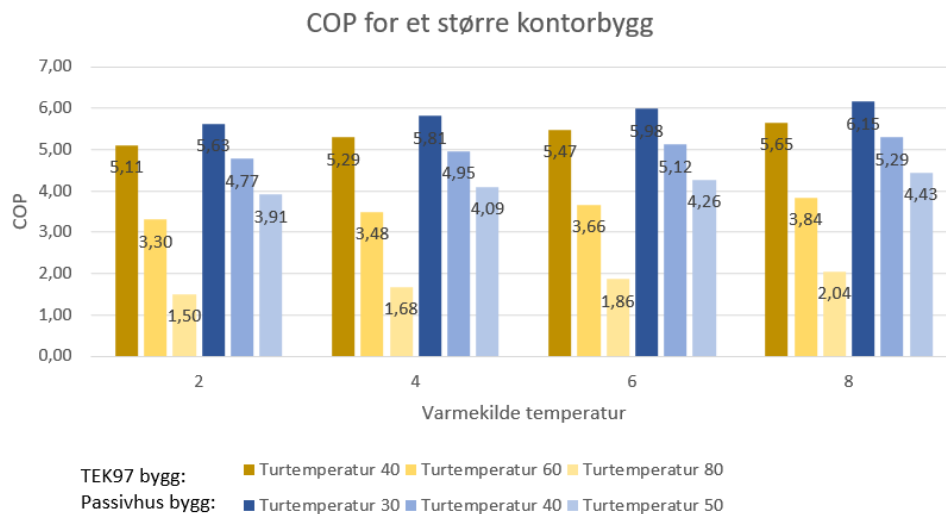
Figur 18: COP for ammoniakk bergvarmepumpe i en passivhus boligblokk med et gjennomsnittlig bygg og et større bygg

COP for ammoniakk bergvarmepumpen er høyest der varmeytelsen er høyest. Ved 8 °C fra varmekilden og en turtemperatur på 30 °C oppnås en COP på 6,27, noe som er den største verdien beregnet av alle casene. Det gjennomsnittlige bygget har ved samme forutsetninger en COP på 3,98 noe som er 36,5 prosent lavere enn det store bygget. Videre ble det gjort undersøkelser for å kartlegge hvorvidt det er noen sammenheng mellom hvor stor varmeytelse varmepumpen gir og COP. TEK97 bygg har et større dimensjonerende varmeeffektbehov til oppvarming enn et passivhus bygg. Figur 19 fremstiller varmeytelsen til et større kontorbygg utformet etter TEK97 og passivhusstandarden.



Figur 19: Varmeytelse for ammoniakk bergvarmepumpe i et større kontorbygg med TEK97 og passivhusstandarden

Som man kan se på grafen vil bygget utformet etter TEK97 ha en betydelig større varmeytelse siden det har et større varmeeffektbehov til oppvarming. Varmeytelsen synker ettersom turtemperatur øker og varmekildetemperaturen synker. Figur 20 fremstiller resulterende COP basert på varmeytelsene gitt i Figur 19.



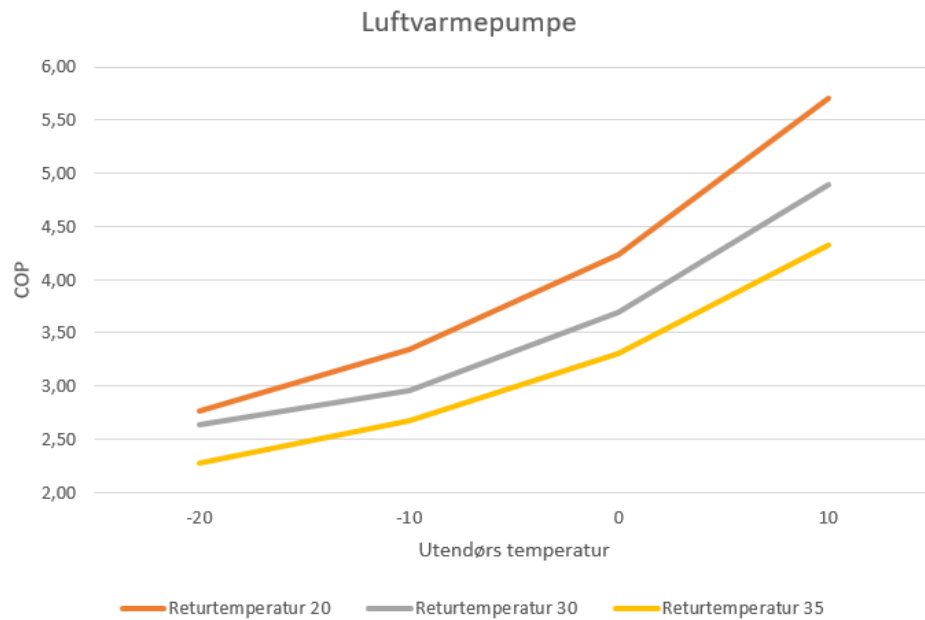
Figur 20: COP for ammoniakk bergvarmepumpe i et større kontorbygg med TEK97 og passivhusstandarden

Som man kan se på grafen vil et passivhus med en turtemperatur på 30 °C og en varmekilde temperatur på 8 °C oppnå en COP på 6,15. COP er mest stabil for passivhus bygget, hvorav den høye turtemperaturen til TEK97 bygget resulterer i en lavere COP. En annen interessant observasjon er at der hvor turtemperaturen til TEK97- og passivhus bygget er lavest vil differansen i COP være relativt lav. Varmeytelsen til TEK97 bygget er betydelig høyere, men COP holder seg stabil dersom turtemperaturen er forholdsvis lav. Ved en varmekilde temperatur på 8 °C og kaldeste turtemperatur for begge tilfeller oppnås en COP på henholdsvis 5,65 for TEK97 bygget og 6,15 for passivhus bygget. Dette tyder på at ammoniakk bergvarmepumpen er godt egnet for bygg med stort varmeeffektbehov til oppvarming.

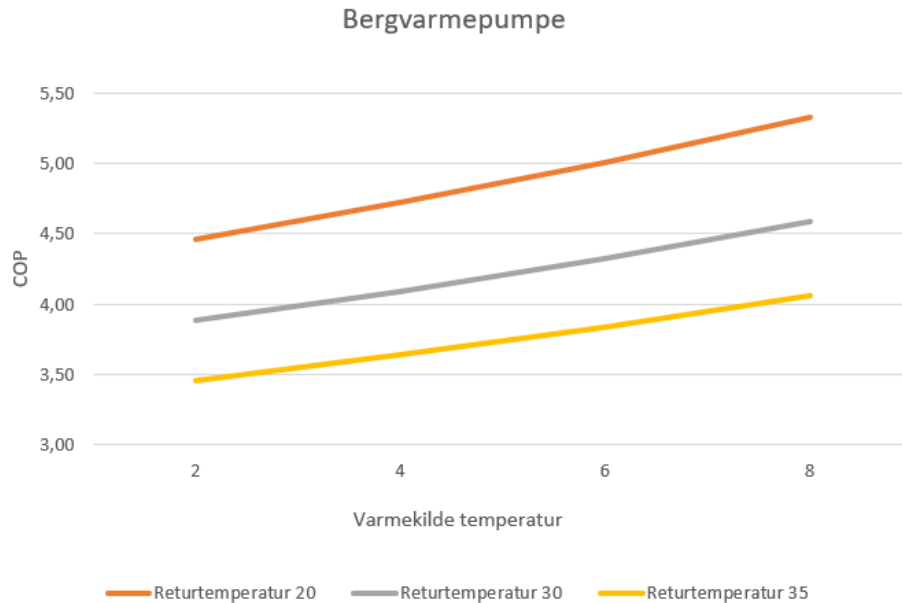
#### 4.1.2 CO<sub>2</sub> varmepumpe

Nominelle beregninger for CO<sub>2</sub> varmepumpe er utført i simuleringsprogrammet «simple CO<sub>2</sub> one stage plant». Herunder vil det kun fremstilles endring i COP for både en luftvarmepumpe og en bergvarmepumpe. Det er valgt å se på endring i COP basert på inngående temperatur til fordampere og utgående temperatur fra gasskjøleren, altså hvor mye gasskjøleren blir kjølt ned. CO<sub>2</sub> varmepumpesystemet vil skille seg ut fra ammoniakk og propan siden turtemperaturen er stort sett den samme da den er satt til å dekke tappevannsbehovet. I tillegg vil kjøling i gasskjøleren være av stor betydning for effektfaktoren til varmepumpen. Figur 21 og Figur 22

viser endring i COP for både en luftvarmepumpe og en bergvarmepumpe basert på inngående temperatur til fordampere og returtemperatur fra varmesystemet.



Figur 21: Endring i COP for CO<sub>2</sub> luftvarmepumpe basert på utendørs temperatur og returtemperatur fra varmesystemet



Figur 22: Endring i COP for CO<sub>2</sub> bergvarmepumpe basert på varmekilde temperatur og returtemperatur fra varmesystemet

Som man kan se på begge grafene vil begge varmepumpesystemene ha best COP når returtemperaturen fra varmesystemet er 20 °C. COP synker gradvis med økende returtemperatur og synkende temperatur til fordampere. Bergvarmepumpen har basert på

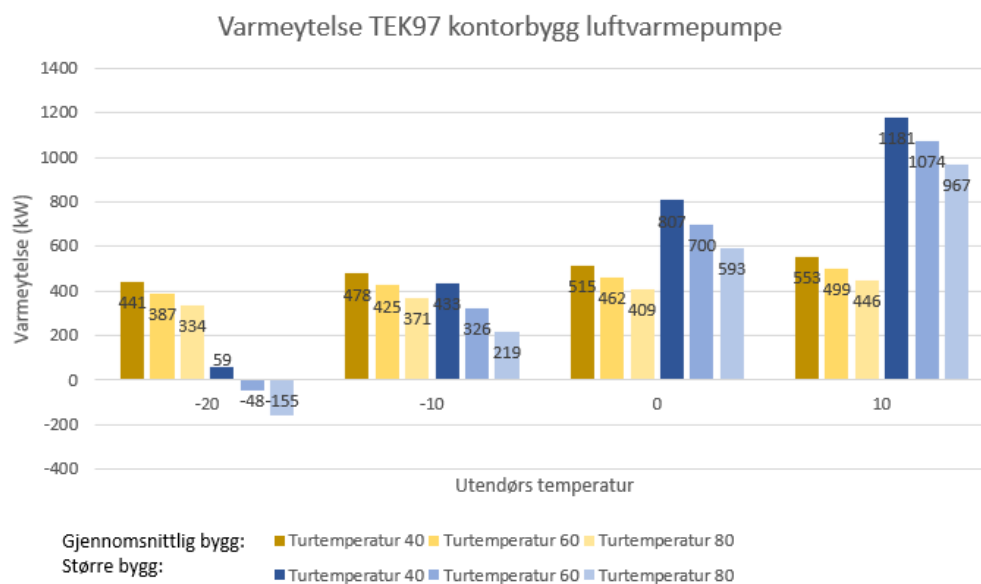
resultatene en mer stabil COP enn luftvarmepumpen. Varmeytelsen til varmepumpen vil også være høyere ved høyere COP. CO<sub>2</sub> luftvarmepumpen har større variasjon i COP, men den klarer å holde COP mellom 2,0 – 3,0 ved kaldeste utetemperatur på -20 °C.

#### 4.1.3 Propan varmepumpe

Det er gjennomført totalt 24 forskjellige caser for propan varmepumpesystemene, hvorav aggregatdata finnes i vedlegg E, F og G og alle resultater er plassert i vedlegg J. Herunder er det beregnet for propan varmepumper som benytter luft eller bergvarme som varmekilde, og hvorvidt det er dimensjonert etter TEK97 eller passivhusstandarden. I dette delkapittelet vil det følge et lite utdrag resultater som skal forsøke å sette søkelys på gunstige bruksområder for en propan varmepumpe, hvorav resultater for kontorbygg er fremstilt.

### Luftvarmepumpe

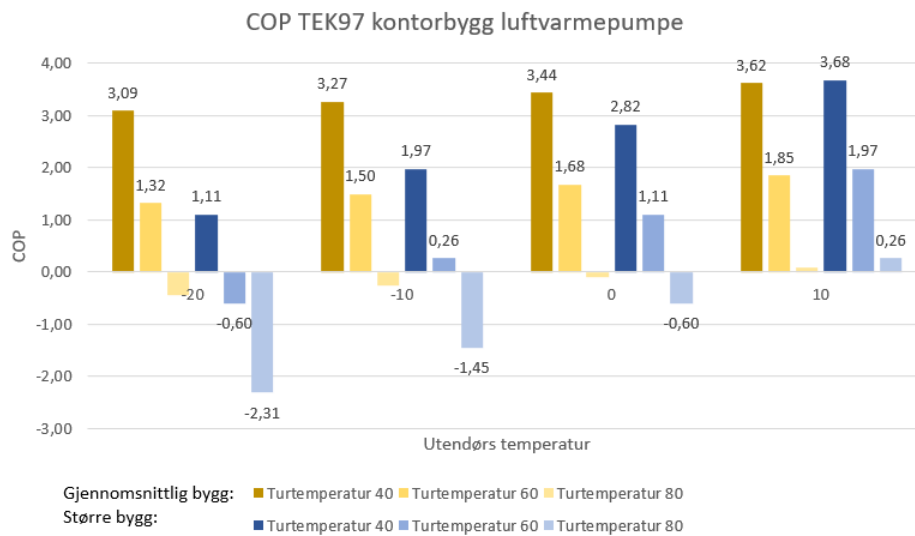
Figur 23 viser varmeytelsen til en propan luftvarmepumpe for et gjennomsnittlig og et større TEK97 kontorbygg.



Figur 23: Varmeytelse gjennomsnittlig og større TEK97 kontorbygg med propan luftvarmepumpe

Som man kan se på det gjennomsnittlige anlegget er varmeytelsen forholdsvis stabil ved alle utendørstemperaturer, mens det større anlegget har større variasjoner. Varmeytelsen til det større anlegget virker å synke mer når utendørs temperatur blir for lav, og ved -20 °C er varmeytelsen svært lav. Ved -20 °C utendørs er mest sannsynlige turtemperatur 80 °C for TEK 97 bygget, hvor varmeytelsen til det større bygget gir negative resultater vil propan

varmepumpen kunne levere en varmeytelse på 334 kW for det gjennomsnittlige bygget. Figur 24 viser resulterende COP for et gjennomsnittlig og et større TEK97 kontorbygg.

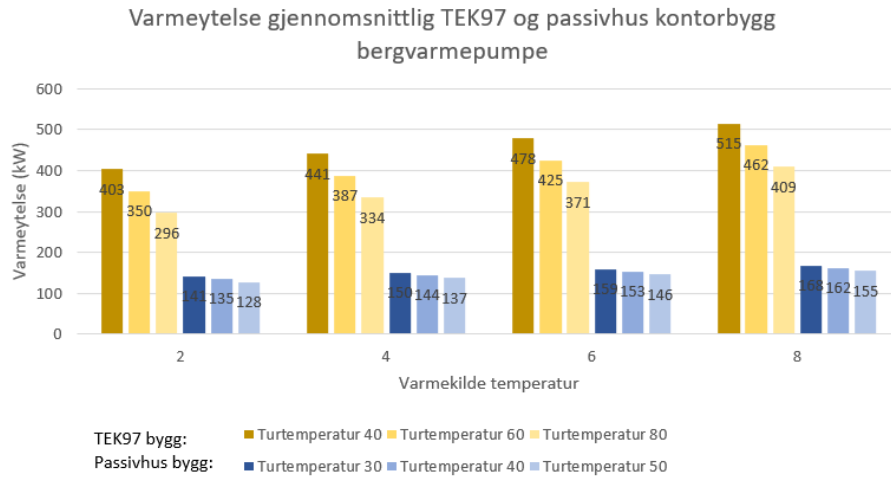


Figur 24: COP gjennomsnittlig og større TEK97 kontorbygg med propan luftvarmepumpe

COP for det gjennomsnittlige anlegget leverer stort sett høyest COP ved alle tilfeller, mens det større anlegget igjen har større variasjoner. Det større anlegget virker å få problemer når utendørs temperatur bli for lav, samt at turtemperaturen blir for høy. Generelt leverer det gjennomsnittlige anlegget mer stabil varmeytelse og COP, noe som kan tyde på at propan luftvarmepumpen er mer egnet ved lavere dimensjonerende varmeeffektbehov til oppvarming.

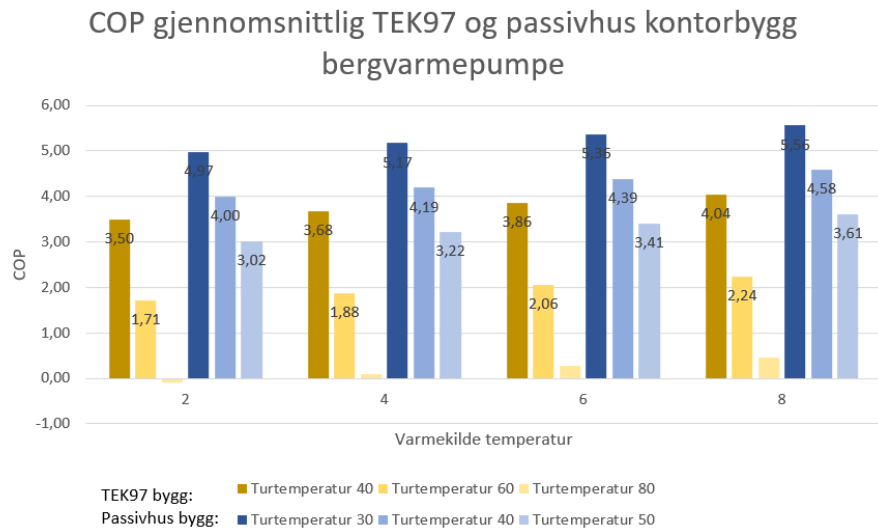
### Bergvarmepumpe

Figur 25 viser varmeytelse for et gjennomsnittlig kontorbygg utformet etter TEK97 og passivhusstandarden.



Figur 25: Varmeytelse for et gjennomsnittlig TEK97 og passivhus kontorbygg bergvarmepumpe

Varmeytelsen til varmepumpen utformet etter TEK97 har større verdier siden dimensjonerende effektbehov til oppvarming er større enn for et passivhus. I tillegg har TEK 97 kontorbygget større variasjon i turtemperatur noe som igjen gjør at varmeytelsen varierer mer enn for passivhus bygget. Figur 26 viser resulterende COP for det gjennomsnittlige kontorbygget utformet etter TEK97 og passivhusstandard.

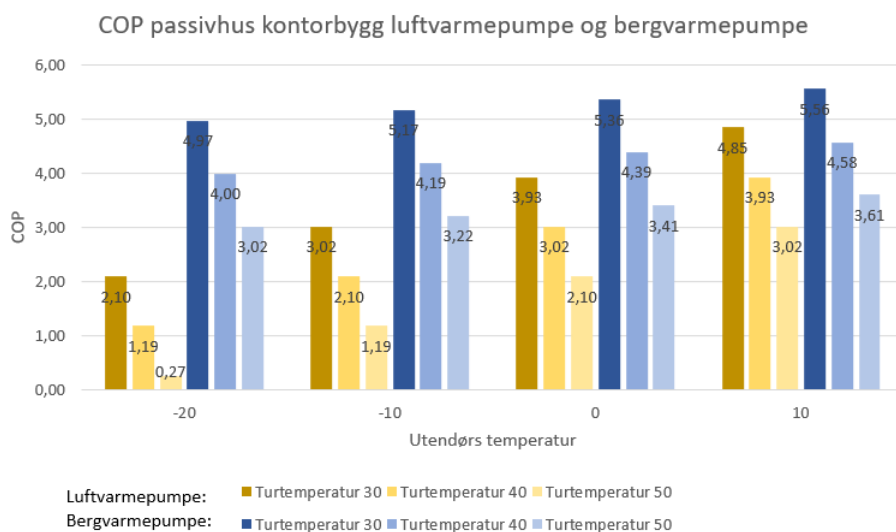


Figur 26: COP for et gjennomsnittlig TEK97 og passivhus kontorbygg bergvarmepumpe

Passivhus bergvarmepumpen oppnår høyest COP, samt ingen lavere verdier enn 3,02. Når turtemperaturen til TEK97 bygget er 40 °C er COP relativt jevn for alle varmekildetemperaturer, men ettersom turtemperaturen øker og varmekildetemperauren synker vil COP også synke betraktelig. Igjen tyder resultatene på at propan bergvarmepumpen er mest effektiv ved lavere dimensjonerende effektbehov til oppvarming.

## Sammenligning luftvarmepumpe og bergvarmepumpe

Figur 27 viser COP for et gjennomsnittlig passivhus kontorbygg med en luftvarmepumpe og bergvarmepumpe. Herunder er det forutsatt at varmekildetemperaturene til bergvarmepumpen på 2-8 °C korrelerer med utendørs temperatur. Altså når det er -20 °C ute vil temperaturen fra brønnen være 2 °C, og når det er 10 °C ute vil temperaturen i brønnen være 8 °C. Figur 27 viser COP for et gjennomsnittlig passivhus kontorbygg med en luftvarmepumpe og en bergvarmepumpe.



Figur 27: COP for gjennomsnittlig passivhus kontorbygg propan luftvarmepumpe og bergvarmepumpe

Som man kan se på grafen vil bergvarmepumpen levere en mer stabil COP enn luftvarmepumpen. Ved en utendørs temperatur på 10 °C er ikke forskjellen så stor, men ettersom utendørs temperatur synker vil også COP for luftvarmepumpen bli betraktelig lavere enn for bergvarmepumpen. Samlet sett gir bergvarmepumpen en mer stabil COP for alle tilfeller, og basert på beregningene vil en propan varmepumpe fungere best når dimensjonerende effektbehov til oppvarming er tilsvarende størrelsen til et gjennomsnittlig bygg.

### 4.1 Validering av varmepumpemodell i EES

Coolpack ble brukt som referanse for å validere den matematiske modellen i EES. Herunder ble det utført en simulering i hver av programmene med like forutsetninger for å se hvor stort avviket mellom de ble. Valideringen ble utført for kuldemediene ammoniakk og propan og resultatene vises i Tabell 6 og Tabell 7.



Tabell 6: Resultater validering av R717 varmepumpemodell

	EES	Coolpack	% avvik
COP	2,88	2,98	<b>3,36</b>
$\dot{Q}_{\text{Fordamper}}$ [kW]	65,27	66,46	<b>1,79</b>
$\dot{W}_{\text{Kompressor}}$ [kW]	34,73	33,54	<b>3,43</b>
Massestrøm [kg/s]	0,0735	0,07454	<b>1,40</b>
X_inn på ford	0,3054	0,3	<b>1,77</b>
T_inn på kond [°C]	224,9	218,6	<b>2,80</b>

Tabell 7: Resultater validering av R290 varmepumpemodell

	EES	Coolpack	% avvik
COP	2,21	2,45	<b>9,80</b>
$\dot{Q}_{\text{Fordamper}}$ [kW]	54,75	59,24	<b>7,58</b>
$\dot{W}_{\text{Kompressor}}$ [kW]	45,25	40,76	<b>9,92</b>
Massestrøm [kg/s]	0,3578	0,3657	<b>2,16</b>
X_inn på ford	0,6142	0,59	<b>3,94</b>
T_inn på kond [°C]	103,7	98,2	<b>5,30</b>

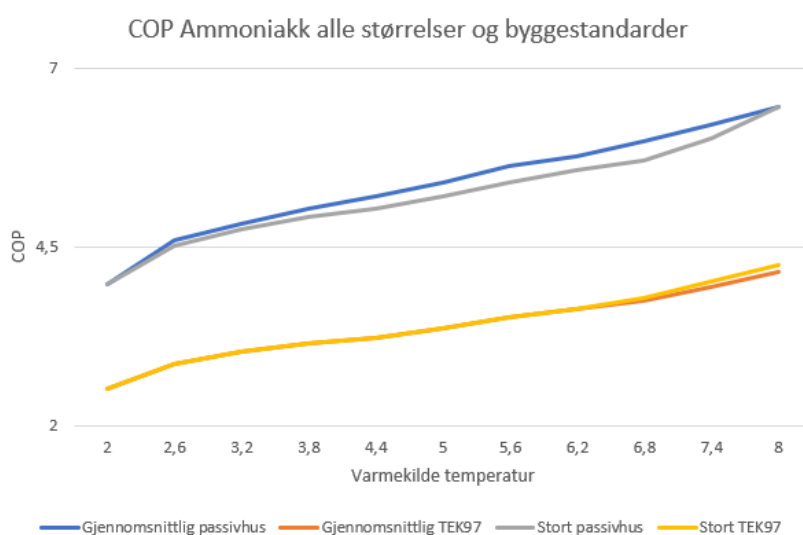
Resultatene viser at den matematiske modellen i EES korrelerer godt sammen med Coolpack. Det største avviket forekommer i COP for begge kuldemediene, hvor Avviket er henholdsvis 3,36 prosent for ammoniakk og 9,8 prosent for propan. Dette skyldes blant annet ulikt arbeid gitt til kompressoren da denne posten innehar det nest største avviket. Avviket i arbeid til kompressoren skyldes sannsynligvis ulik kompressorvirkningsgrad. Kompressorvirkningsgraden ble satt til å være 0,70 i Coolpack simulering, mens i EES modellen beregnes denne ut ifra korrelasjon vist i metodekapittelet.

## 4.2 Analyse av varmepumpesystemene

Det ble gjennomført totalt 4 forskjellige caser for ammoniakk, CO<sub>2</sub> og propan bergvarmepumpesystemene, hvor det ble utført simuleringer på ett gjennomsnittlig og ett stort passivhus og TEK97 sykehjem. Det ble i tillegg utført en simulering for en luftvarmepumpe anvendt på et stort TEK97 kontorbygg og et gjennomsnittlig passivhus kontorbygg. Alle resultater fra simuleringene er plassert i vedlegg 0, hvor flere parametere ble logget ved økende varmekilde temperatur og synkende tur/returtemperatur.

### 4.2.1 Ammoniakk varmepumpe

Figur 28 fremstiller endring i COP for ammoniakk varmepumpene for et gjennomsnittlig og et større bygg, samt hvorvidt det er utformet etter passivhusstandarden eller TEK97.



Figur 28: COP for ammoniakk bergvarmepumpe ved ulike størrelser og bygge standarder

Som man kan se oppnår varmepumpen høyest COP for det gjennomsnittlige passivhuset hvor høyest simulerte COP er 6,46. En interessant bemerkning er at COP kurven for det større passivhus bygget er tilnærmet lik som for det gjennomsnittlige. COP synker betydelig når bygge standarden endres til TEK97, men differansen på sykehjemmet med gjennomsnittlig og større størrelse er her også relativt liten. Tabell 8 viser resultater for sykehjemmet med ammoniakk bergvarmepumpen ved dimensjonerende utetemperatur for alle størrelser og bygge standarder.

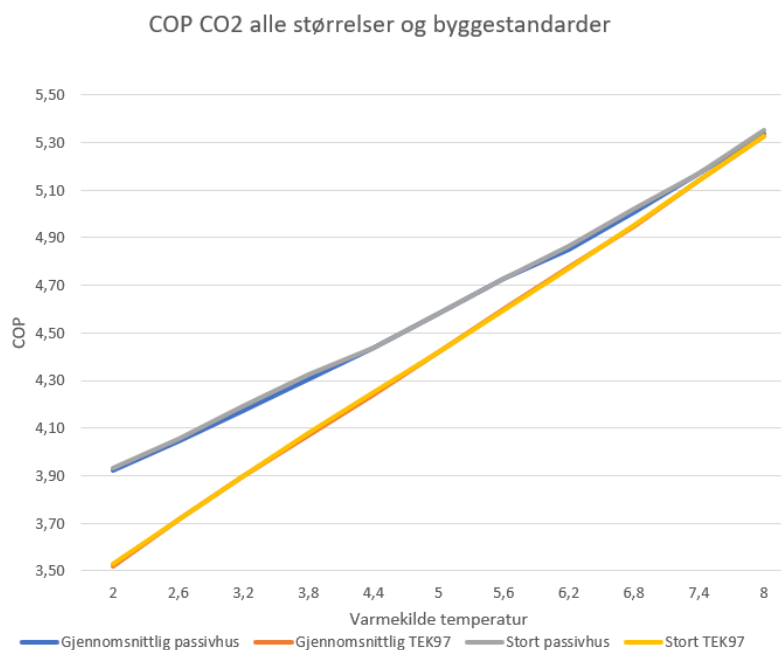
Tabell 8: Resultater ved DUT for ammoniakk bergvarmepumpe i et sykehjem

Størrelse/bygge standard	Tur/returtemperatur (°C)	Varmeytelse (kW)	COP	Kompressorarbeid (kW)	Massestrøm (kg/s)
Gjennomsnittlig passivhus	50/40	101	3,98	25,3	0,073
Gjennomsnittlig TEK97	80/60	378	2,51	150,7	0,260
Stort passivhus	50/40	207	3,98	51,9	0,150
Stort TEK97	80/60	811	2,51	811	0,559

Resultatene viser at COP er lik for samme bygge standarder uavhengig av størrelse, men en klar forskjell mellom et passivhus og et TEK97 bygg på henholdsvis 3,98 og 2,51. Varmeytelsen er også betraktelig lavere for et passivhus i forhold til et TEK97 bygg. Det gjennomsnittlige TEK97 bygget har 73,3 prosent større varmeytelse enn det samme bygget ville hatt dersom det var utformet som et passivhus, og det større bygget har 74,5 prosent større varmeytelse. Dette fører også til at kompressorarbeidet blir større, samt massestrømmen til ammoniakk kuldemediet. Massestrømmen er stabilt lav sammenlignet med massestrømmen til de 2 andre kuldemediene.

#### 4.2.2 CO<sub>2</sub> varmepumpe

Figur 29 viser endring i COP for en CO<sub>2</sub> bergvarmepumpe anvendt på et sykehjem ved ulike størrelser og ulike bygge standarder.



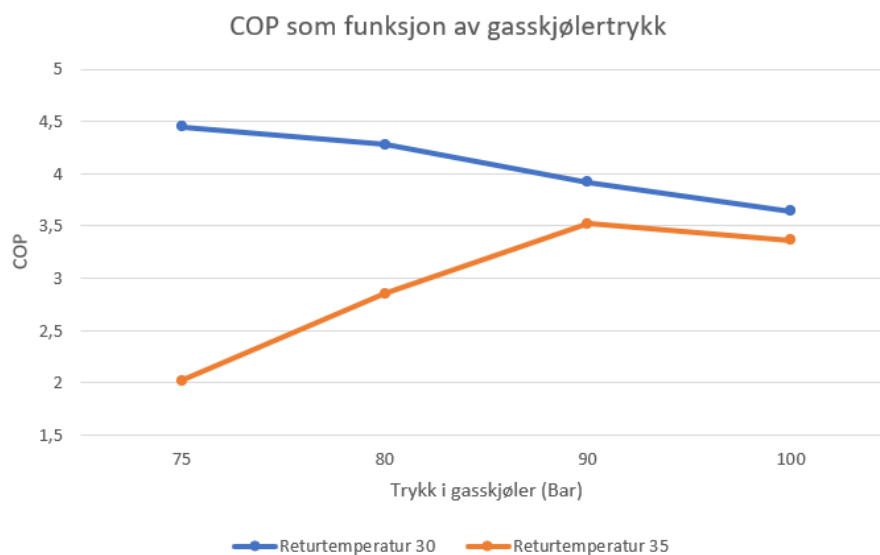
Figur 29: COP for CO<sub>2</sub> bergvarmepumpe ved ulike størrelser og bygge standarder

Figuren viser at COP er tilnærmet lik for passivhusstandarden uavhengig av størrelsen på bygget, hvorav samme gjelder der bygget er utformet etter TEK97. Ved kaldeste temperatur fra brønnparken på 2 °C er det betydelige forskjeller i COP for passivhus bygget på 3,92 og 3,93 og TEK97 bygget på 3,52 og 3,53. Differansen i COP mellom bygge standardene blir derimot mindre ettersom temperaturen fra brønnparken blir varmere, hvorav COP ved en varmekildetemperatur på 8 °C er tilnærmet lik for alle tilfeller. Tabell 9 viser resultatene for CO<sub>2</sub> bergvarmepumpen ved dimensjonerende utetemperatur og ulike størrelser og bygge standarder.

Tabell 9: Resultater ved DUT for CO<sub>2</sub> bergvarmepumpe i et sykehjem

Størrelse/bygge standard	Tur/returtemperatur (°C)	Varmeytelse (kW)	COP	Kompressorarbeid (kW)	Massestrøm (kg/s)
Gjennomsnittlig passivhus	50/30	74,1	3,92	18,9	0,334
Gjennomsnittlig TEK97	80/35	295	3,52	83,7	1,480
Stort passivhus	50/30	148	3,93	37,7	0,667
Stort TEK97	80/35	589	3,53	167,1	2,953

Resultatene viser at høyest COP oppnås ved passivhus hvor størrelsen på bygget ikke er av betydning. Differansen i COP mellom et passivhus bygg og TEK97 bygg er derimot relativt liten i forhold til simuleringer av ammoniakk og propan tilsier, hvorav forskjellen i COP kun er på 10,2 prosent. Forskjellen i varmeytelse ligger på henholdsvis 74,8 prosent mellom et passivhus og et TEK97 bygg. Massestrømmen er simulert til å være høyest ved bruk av CO<sub>2</sub> som kuldemedium sammenlignet med ammoniakk og propan. En viktig parameter for en CO<sub>2</sub> varmepumpe er trykket i gasskjøleren, hvorav dette påvirker avkjølingen. Dette er fordi den spesifikke varmekapasiteten til overkritisk CO<sub>2</sub> påvirkes av trykket. Figur 30 viser endring av COP som funksjon av gasskjølertrykket. Herunder er det simulert ved dimensjonerende forhold med en varmekildetemperatur på 2 °C og en returtemperatur på henholdsvis 30 °C og 35 °C.

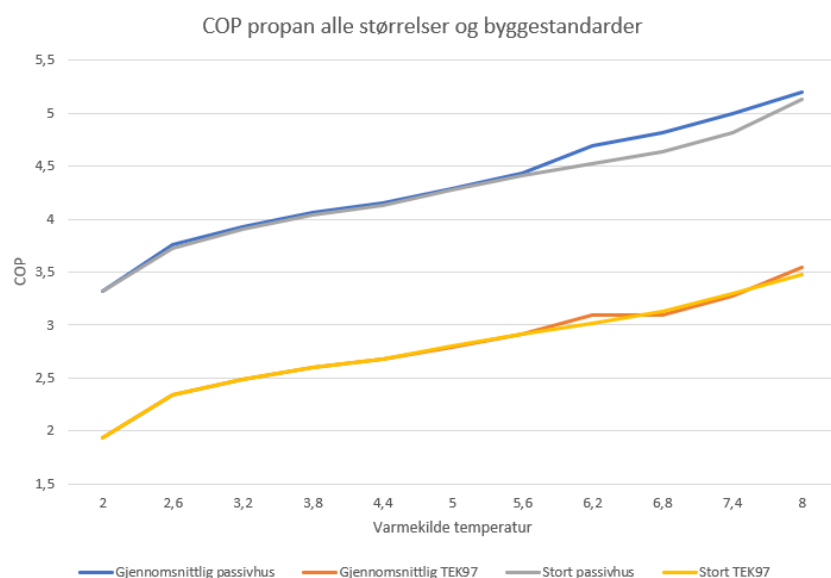


Figur 30: COP som funksjon av gasskjølertrykk for en CO<sub>2</sub> varmepumpe

Resultatene danner grunnlag for valg av gasskjølertrykk i simuleringene. Ved en returtemperatur på 30 °C oppnår varmepumpen best COP ved 75 bar trykk, noe som er tilsvarende kritisk trykk for CO<sub>2</sub>. Når returtemperaturen endres til 35 °C oppnår varmepumpen høyest COP ved et gasskjølertrykk på 90 bar.

#### 4.2.3 Propan varmepumpe

Figur 31 viser endring i COP for en propan bergvarmepumpe ved ulike størrelser og bygge standarder som funksjon av utetemperaturen.



Figur 31: COP for propan bergvarmepumpe ved ulike størrelser og bygge standarder

Resultatene viser at høyest COP oppnås for det gjennomsnittlige passivhuset, hvorav det større passivhuset oppnår tilsvarende lik COP. Høyest simulerte COP var for det gjennomsnittlige passivhuset på 5,2, hvor høyest simulerte COP for TEK97 bygget var på 3,55 og 3,48 for det gjennomsnittlige og det store bygget. COP for begge størrelser utformet etter TEK97 ble simulert til å være betydelig lavere enn for passivhuset. Differansen i COP mellom et passivhus og TEK97 bygg er størst for propan bergvarmepumpen. Tabell 10 viser resultatene ved dimensjonerende utetemperatur for sykehjemmet.

Tabell 10: Resultater ved DUT for propan bergvarmepumpe i et sykehjem

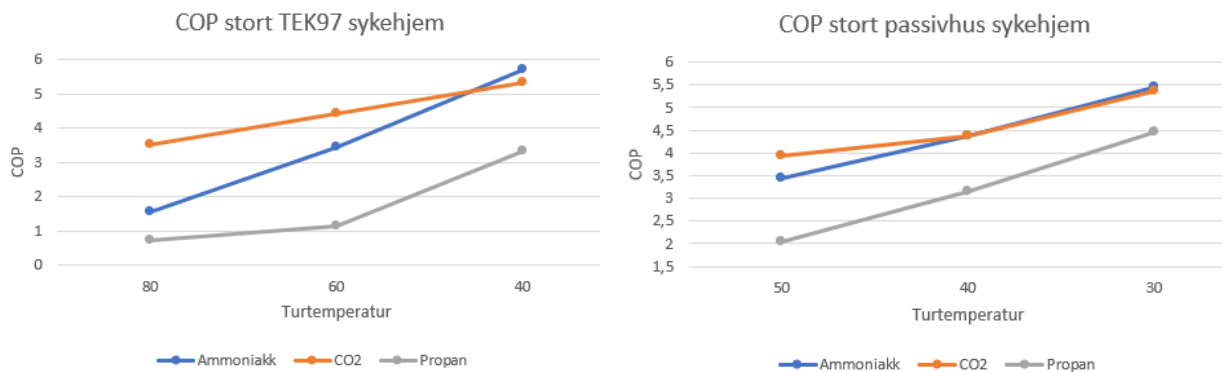
Størrelse/bygge standard	Tur/returtemperatur (°C)	Varmeytelse (kW)	COP	Kompressorarbeid (kW)	Massestrøm (kg/s)
Gjennomsnittlig passivhus	50/40	65	3,32	19,6	0,188
Gjennomsnittlig TEK97	80/60	142	1,94	73,1	0,492
Stort passivhus	50/40	110	3,32	33,2	0,319
Stort TEK97	80/60	384	1,94	197,8	1,331

COP ble simulert til å være lik for samme bygge standard, men differansen mellom de er størst ved bruk av propan med en 41,5 prosent forskjell. Forskjellen i varmeytelse mellom et passivhus og TEK97 bygg er på henholdsvis 54,2 prosent for det gjennomsnittlige bygget og 71,3 prosent for det større bygget. Dette gir indikasjoner på at propan systemet virker å være mindre effektivt når effektbehovet til oppvarming blir større.

## 4.3 Sammenligning av resultatene

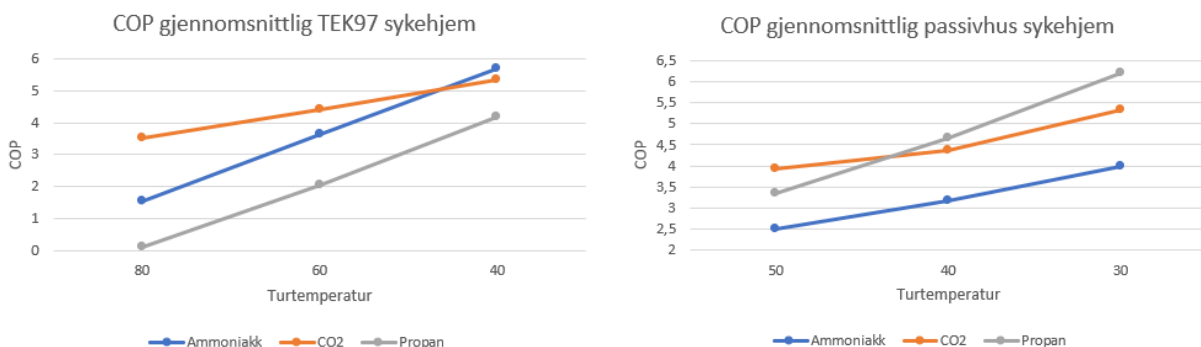
### 4.3.1 Sammenligning av nominelle beregninger

Figur 32 viser en sammenligning av resultatene fra de nominelle beregningene anvendt på et stort TEK97 bygg og passivhus. Herunder er COP vist som en funksjon av turtemperatur på 80 °C, 60 °C og 40 °C for TEK97 bygget, og 50 °C, 40 °C og 30 °C for passivhuset.



Figur 32: Sammenligning nominelle beregninger av COP for et stort passivhus og TEK97 bygg

Som man kan se på grafen har CO<sub>2</sub> varmekilden høyest COP når turtemperaturen er høyest for begge bygge standardene. Ammoniakk varmekilden for en gradvis bedre COP ettersom turtemperaturen synker og ender med best COP, 5,69 for TEK97 og 5,45 for passivhus, der turtemperaturen er varmest i begge tilfeller. Differansen mellom CO<sub>2</sub>- og ammoniakk varmekilden er større for TEK97 bygget og skyldes sannsynligvis at turtemperaturen er høyere og dermed gir større utslag i COP. Propan varmekilden virker å fungere dårlig når det er stort effektbehov til oppvarming og turtemperaturbehovet er større. Resultatene antyder at propan varmekilden ikke er like godt egnet ettersom bygget blir større og effektbehov til oppvarming blir større. Figur 33 viser sammenlignede resultater fra de nominelle beregningene anvendt på et gjennomsnittlig TEK97 og passivhus sykehjem.

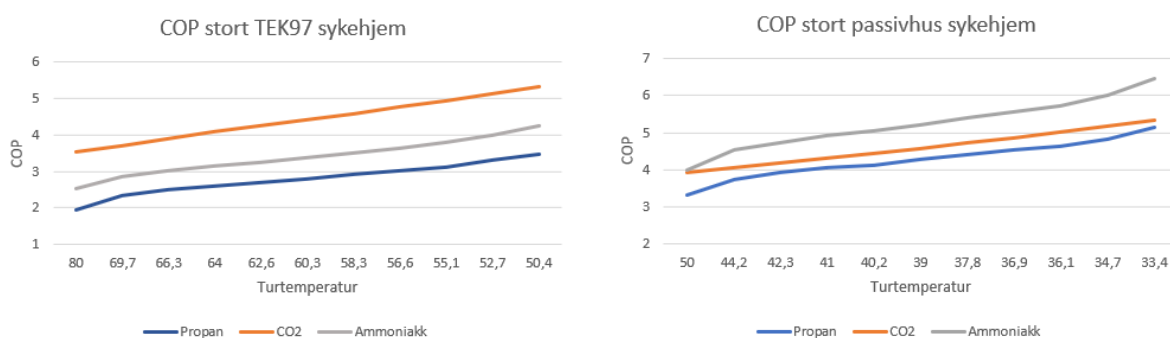


Figur 33: Sammenligning nominelle beregninger av COP for et gjennomsnittlig passivhus og TEK97 bygg

CO<sub>2</sub> varmepumpen oppnår høyest COP når turtemperaturen er høyest for begge tilfeller. For det gjennomsnittlige sykehjemmet utformet etter TEK97 har ammoniakk høyest COP ved lavest turtemperatur. For det gjennomsnittlige passivhuset har propan varmepumpen høyest COP ved turtemperaturer mellom 40 °C og 30 °C og oppnår høyeste COP ved 30 °C på 6,19. For de samme nominelle beregningene leverer ammoniakk varmepumpen lavest COP sammenlignet med de to andre systemene. Dette kan tyde på at ammoniakk varmepumpen ikke er like egnet når effektbehovet til oppvarming er mindre, hvorav propan varmepumpen virker å fungere bedre når effektbehovet synker.

#### 4.3.2 Sammenligning av simuleringer

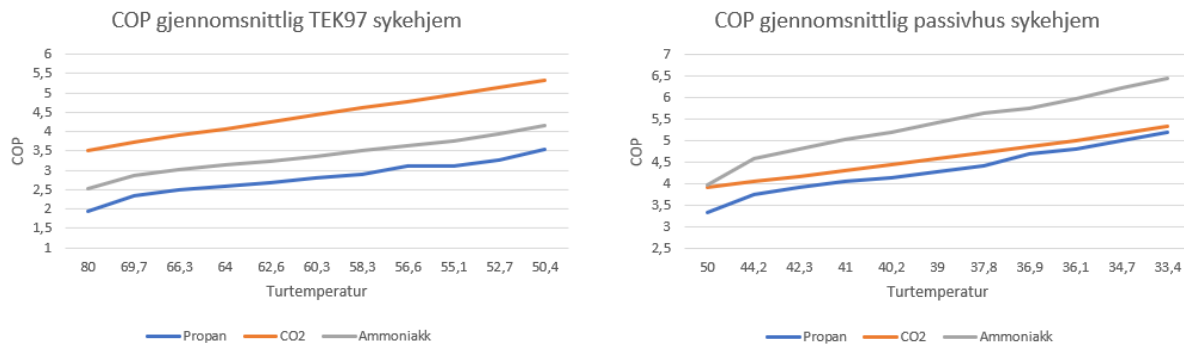
Figur 34 viser en sammenligning av endring i COP for et større passivhus og TEK 97 sykehjem som funksjon av turtemperaturen for alle tre kuldemedier. Som nevnt er CO<sub>2</sub> systemet avhengig av returtemperaturen til gasskjøleren og ikke turtemperaturen. Returtemperaturen til gasskjøleren er her satt til å gå fra 35-20 °C for TEK97 bygget og fra 30-20 °C for passivhuset.



Figur 34: Sammenligning simuleringer av COP bergvarmepumpe for et stort passivhus og TEK97 bygg

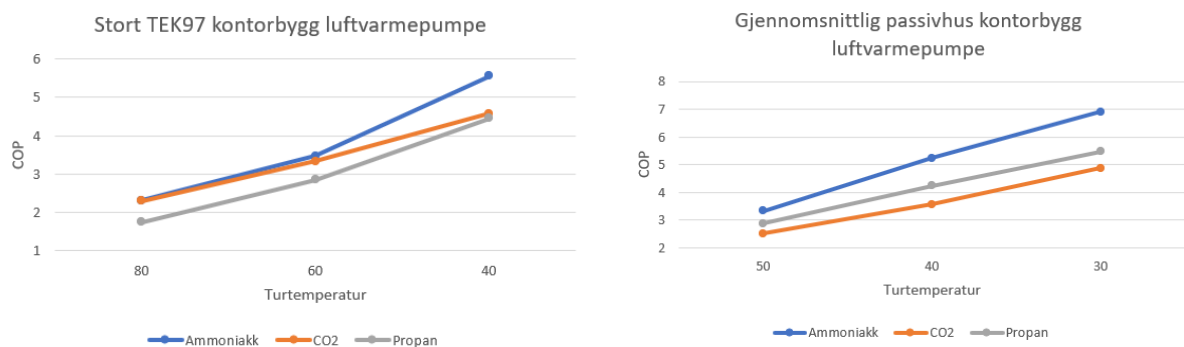
Resultatene viser at COP er høyest for TEK97 bygget ved bruk av CO<sub>2</sub> som kuldemedium, mens for passivhuset er COP høyest ved bruk av ammoniakk som kuldemedium. Propan oppnår lavest COP i begge tilfeller, hvorav den isentropiske virkningsgraden til kompressoren er beregnet til å være lavest for propan, se vedlegg O. Ammoniakk kuldemediet virker å prestere best når turtemperaturen er lavere, som for et passivhus. Ettersom turtemperaturen synker, vil COP øke mer sammenlignet med de to andre kuldemediene. Siden CO<sub>2</sub> varmepumpen kan levere høye temperaturer, grunnet et betydelig høyere driftstrykk, er COP avhengig av hvor mye gasskjøleren blir kjølt med returtemperaturen fra varmesystemet. Dermed vil en CO<sub>2</sub> varmepumpe fungere godt der det benyttes ett høytemperatur oppvarmingsystem som i et

TEK97 bygg. Figur 35 viser en sammenligning av COP for alle kuldemediene i et gjennomsnittlig TEK97 og passivhus sykehjem.



Figur 35: Sammenligning simuleringer av COP bergvarmepumpe for et gjennomsnittlig passivhus og TEK97 bygg

Igjen viser resultatene at CO<sub>2</sub> varmepumpen gir best COP for TEK97 bygget, mens ammoniakk varmepumpen gir best COP for passivhuset. Propan varmepumpen leverer lavest COP i begge tilfeller, men ved tilfellet med passivhus er differansen sammenlignet med CO<sub>2</sub> systemet liten. I tilsvarende nominell beregning var propan varmepumpen mest effektiv ved en turtemperatur mellom 40 °C og 30 °C sammenlignet med de to andre kuldemediene. Figur 36 viser en sammenligning av de 3 kuldemediene hvor det er anvendt luft som varmekilde for et stort TEK97 og et gjennomsnittlig passivhus kontorbygg. Dette fremstilles siden det store TEK97 kontorbygget har et stort effektbehov til oppvarming og høye turtemperaturer til varmesystemet. Det gjennomsnittlig passivhuset har et lavt effektbehov til oppvarming, samt forholdsvis lave turtemperaturer til varmesystemet.

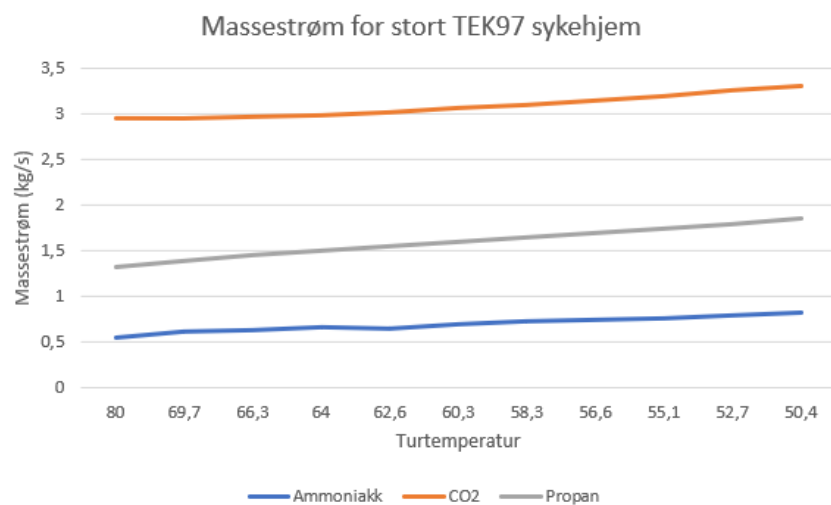


Figur 36: Sammenligning simuleringer av COP luftvarmepumpe for et gjennomsnittlig passivhus og et stort TEK97 kontorbygg

Ved tilfellet med det store TEK97 kontorbygget oppnår ammoniakk best COP sammenlignet med de to andre kuldemediene, hvor høyest simulerte COP er 5,56. Propan leverer lavest COP ved



alle turtemperaturer. CO<sub>2</sub> varmepumpen har jevn COP med ammoniakk ved dimensjonerende utetemperatur på -20 °C og turtemperatur på 80 °C, men synker ettersom utetemperaturen øker og turtemperaturen synker. For det gjennomsnittlige passivhus kontorbygget oppnår ammoniakk igjen høyest COP, men i dette tilfellet oppnår propan varmepumpen bedre COP enn CO<sub>2</sub> varmepumpen. Figur 37 fremstiller endring i massestrøm for de 3 kuldemediene som funksjon av turtemperatur, anvendt på et stort TEK97 sykehjem. Grunnen til at nettopp det store TEK97 sykehjemmet fremstilles er fordi varmelytelsen til varmepumpene er størst i dette tilfellet, noe som vil gi størst utslag på massestrømmen.



Figur 37: Massestrøm for stort TEK97 sykehjem

Som grafen indikerer vil CO<sub>2</sub> varmepumpen ha den største massestrømmen for sirkulerende kuldemedium, hvor høyest simulerte massestrøm er henholdsvis 3,3 kg/s. Høyest simulerte massestrøm for propan og ammoniakk er henholdsvis 1,9 kg/s og 0,8 kg/s. Høyest simulerte massestrøm for CO<sub>2</sub> varmepumpen er hele 75,8 prosent større enn massestrømmen til ammoniakk varmepumpen. Ammoniak oppnår lavest massestrøm i alle simulerte tilfeller, hvor dette sannsynligvis skyldes høy spesifikk entalpi. Den lavere massestrømmen til ammoniakk vil medføre at dimensjon på rør og ventiler kan være lavere enn for de to andre kuldemediene.

## 5 Konklusjon

I denne masteroppgaven er det utført nominelle beregninger basert på aggregatdata, samt teoretiske simuleringer i Engineering Equation Solver og Coolpack. Basert på resultatene fremstilt over konkluderes det med at samtlige naturlige kuldemedier er lovende alternativer til de syntetiske kuldemediene.

Varmepumper med ammoniakk som kuldemedium fungerer best når turtemperaturen til varmesystemet er ett sted mellom 50-30 °C, men COP synker betraktelig dersom turtemperaturen overskrider dette. Ved bruk av bergvarme som varmekilde leverer ammoniakk stabil COP på rundt 1,5 - 3,9 på kaldeste dag. Ut av de tre kuldemediene, er massestrømmen til ammoniakk varmepumpen lavest, grunnet høy spesifikk entalpi. Resultatet blir reduserte rør- og ventildimensjoner. Dersom dimensjonerende effektbehov til oppvarming blir lavere enn 115 kW vil ammoniakk systemet være uegnet sammenlignet med CO<sub>2</sub> og propan. Ved økende effektbehov til oppvarming er ammoniakk varmepumpen svært effektiv. Dette skyldes blant annet høy kritisk temperatur.

Varmepumper med CO<sub>2</sub> som kuldemedium er et godt alternativ dersom systemet utformes korrekt, og sikrer tilstrekkelig lav returtemperatur for å kjøle gasskjøleren. Det høye driftstrykket gjør at systemet kan levere temperaturer opp mot 90 °C, som gjøre det godt egnet til å dekke tappevannsbehovet. Ved gitte returtemperaturer var mest gunstige gasskjøletrykk et sted mellom 75-90 bar, hvor dette er en viktig parameter for effektiviteten til varmepumpen som må reguleres ettersom varmebehovet endrer seg. Varmepumpen var mest effektiv når turtemperaturen var mellom 50-80 °C. Ved bergvarme som varmekilde leverte CO<sub>2</sub> varmepumpen COP mellom 3,5 - 3,9 og rundt 2,3 - 2,5 med luft som varmekilde, på kaldeste dag. Endring i effektbehov til oppvarming virket ikke å påvirke CO<sub>2</sub> varmepumpen nevneverdig. Seriekobling av varmelaster er i teorien en god løsning, men krever nøye prosjektering for optimal regulering.

Varmepumper med propan som kuldemedium fungerer best når dimensjonerende effektbehov til oppvarming er forholdsvis lav, samt lavere turtemperaturer enn 60 °C. Herunder anbefales det at effektbehovet ikke overskrider 100 kW, og at varmepumpen anvendes hvor varmesystemet ikke krever for høye turtemperaturer. COP lå mellom 1,9 - 3,3 ved bruk av bergvarme og fra 0,2 - 1,9 ved bruk av luft, på kaldeste dag. Propan varmepumpen oppnådde høyeste COP sammenlignet med de andre kuldemediene for et gjennomsnittlig passivhus sykehjem med dimensjonerende effektbehov til oppvarming på 89 kW og turtemperaturer mellom 40-30 °C.

## 6 Forslag til videre arbeid

Basert på erfaringer i denne masteroppgaven kommer det her forslag til videre arbeid:

- Foreslår fysiske målinger på eksisterende anlegg for hver av kuldemediene sammen med nominelle beregninger og termodynamiske analyser.
- Det bør undersøkes hvorvidt ammoniakk kan øke turtemperaturen ved å introdusere et to-steps system med opp mot 40 bar i kompressorer og kondensatorer.
- En dypere analyse av hvordan en av varmepumpesystemene fungerer i mer konkrete tilfeller.
- En sammenligning av varmepumper med naturlige kuldemedier, HFK kuldemedier og HFO kuldemedier (lav GWP).
- Det bør undersøkes hvorvidt effektiviteten til varmepumpen er viktig fra et kostnadsperspektiv.
- Regulering av CO<sub>2</sub> varmepumper som dekker tappevann og romoppvarming. Er det mulig å løse det på andre måter enn ved seriekobling av varmelaster.
- Optimalisering av hvert enkelt varmepumpesystem. Alle komponentene i varmepumpen bør optimaliseres ved bruk av ulike kompressorer og varmevekslere.
- Er undersøkte kuldemedier like effektive i kjøleanlegg.

## Figurliste

Figur 1: Komponenter i varmepumpeprosessen .....	8
Figur 2: Sammenligning av transkritisk og underkritisk prosess i log PH-diagram (Norstrand, 2018) .....	9
Figur 3: Direkte og indirekte systemløsning bergvarme (Stene, 2021b) .....	12
Figur 4: Effekt- og varighetsdiagram med oppbygning for brutto- og netto effekt inkl. oppvarming av tappevann (Jørn Stene, 2013) .....	14
Figur 5: Fremgangsmåte for simuleringer .....	16
Figur 6: Ammoniakk/propan varmepumpe og varmesystem flytskjema .....	18
Figur 7: CO <sub>2</sub> varmepumpe og varmesystem flytskjema .....	19
Figur 8: CO <sub>2</sub> varmepumpe og varmesystem flytskjema .....	20
Figur 9: Matriser for logging av varmeytelse for varmepumpesystemene .....	21
Figur 10: Matriser for logging av COP for varmepumpesystemene .....	22
Figur 11: Utklipp av EES termofysikalske egenskaper .....	23
Figur 12: Reguleringskurve passivhus sykehjem .....	25
Figur 13: Reguleringskurve TEK97 sykehjem .....	25
Figur 14: Komponenter og syklus for ammoniakk og propan varmepumpe .....	26
Figur 15: Komponenter og syklus for CO <sub>2</sub> varmepumpe .....	30
Figur 16: Log P-H diagram hentet fra Coolpack .....	31
Figur 17: Varmeytelse for ammoniakk bergvarmepumpe i en passivhus boligblokk med et gjennomsnittlig og et større bygg .....	32
Figur 18: COP for ammoniakk bergvarmepumpe i en passivhus boligblokk med et gjennomsnittlig bygg og et større bygg .....	33
Figur 19: Varmeytelse for ammoniakk bergvarmepumpe i et større kontorbygg med TEK97 og passivhusstandarden .....	33
Figur 20: COP for ammoniakk bergvarmepumpe i et større kontorbygg med TEK97 og passivhusstandarden .....	34
Figur 21: Endring i COP for CO <sub>2</sub> luftvarmepumpe basert på utendørs temperatur og returtemperatur fra varmesystemet .....	35
Figur 22: Endring i COP for CO <sub>2</sub> bergvarmepumpe basert på varmekilde temperatur og returtemperatur fra varmesystemet .....	35
Figur 23: Varmeytelse gjennomsnittlig og større TEK97 kontorbygg med propan luftvarmepumpe .....	36
Figur 24: COP gjennomsnittlig og større TEK97 kontorbygg med propan luftvarmepumpe .....	37
Figur 25: Varmeytelse for et gjennomsnittlig TEK97 og passivhus kontorbygg bergvarmepumpe .....	38
Figur 26: COP for et gjennomsnittlig TEK97 og passivhus kontorbygg bergvarmepumpe .....	38
Figur 27: COP for gjennomsnittlig passivhus kontorbygg propan luftvarmepumpe og bergvarmepumpe .....	39
Figur 28: COP for ammoniakk bergvarmepumpe ved ulike størrelser og bygge standarder .....	41
Figur 29: COP for CO <sub>2</sub> bergvarmepumpe ved ulike størrelser og bygge standarder .....	42
Figur 30: COP som funksjon av gasskjølertrykk for en CO <sub>2</sub> varmepumpe .....	43
Figur 31: COP for propan bergvarmepumpe ved ulike størrelser og bygge standarder .....	44
Figur 32: Sammenligning nominelle beregninger av COP for et stort passivhus og TEK97 bygg .....	45
Figur 33: Sammenligning nominelle beregninger av COP for et gjennomsnittlig passivhus og TEK97 bygg .....	45
Figur 34: Sammenligning simuleringer av COP bergvarmepumpe for et stort passivhus og TEK97 bygg .....	46
Figur 35: Sammenligning simuleringer av COP bergvarmepumpe for et gjennomsnittlig passivhus og TEK97 bygg .....	47
Figur 36: Sammenligning simuleringer av COP luftvarmepumpe for et gjennomsnittlig passivhus og et stort TEK97 kontorbygg .....	47

Figur 37: Massestrøm for stort TEK97 sykehjem.....	48
--	----

## Tabeller

Tabell 1: Egenskaper for CO <sub>2</sub> , ammoniakk og propan .....	10
Tabell 2: Oppvarmet areal for gjennomsnittlige- og større bygg.....	17
Tabell 3: Netto dimensjonerende varmeeffektbehov for henholdsvis passivhusstandarden og TEK97 .....	17
Tabell 4: Dimensjonerende effektbehov til oppvarming for hver av bygningskategoriene i henhold til passivhusstandarden og TEK97 .....	17
Tabell 5: Startbetingelser for ammoniakk og propan varmepumpe .....	26
Tabell 6: Resultater validering av R717 varmepumpemodell.....	40
Tabell 7: Resultater validering av R290 varmepumpemodell.....	40
Tabell 8: Resultater ved DUT for ammoniakk bergvarmepumpe i et sykehjem.....	41
Tabell 9: Resultater ved DUT for CO <sub>2</sub> bergvarmepumpe i et sykehjem.....	42
Tabell 10: Resultater ved DUT for propan bergvarmepumpe i et sykehjem .....	44

## Referanser

- Ally, M. R., Sharma, V., & Nawaz, K. (2019). Options for low-global-warming-potential and natural refrigerants part I: Constrains of the shape of the P-T and T-S saturation phase boundaries. *International Journal of Refrigeration*, 106, 144-152.  
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.05.010>
- ANSI/ASHRAEStandard34. (2019). *Designation and Safety Classification of Refrigerants*. ASHRAE.  
[https://www.ashrae.org/file%20library/technical%20resources/standards%20and%20guidelines/standards%20addenda/34\\_2019\\_f\\_20191213.pdf](https://www.ashrae.org/file%20library/technical%20resources/standards%20and%20guidelines/standards%20addenda/34_2019_f_20191213.pdf)
- Brodal, E., & Jackson, S. (2019). A comparative study of CO2 heat pump performance for combined space and hot water heating. *International Journal of Refrigeration*, 108, 234-245. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.08.019>
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Thermodynamics - An engineering approach (8th ed.)*. McGraw-Hill Education.
- ENOVA. (2017). *Enovas byggstatistikk 2017*. <https://www.enova.no/om-enova/om-organisasjonen/publikasjoner/>
- Farshi, L. G., Khalili, S., & Mosaffa, A. H. (2018). Thermodynamic analysis of a cascaded compression – Absorption heat pump and comparison with three classes of conventional heat pumps for the waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 128, 282-296.  
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.032>
- FN-sambandet. (2020). *Parisavtalen* <https://www.fn.no/om-fn/avtaler/miljoe-og-klima/parisavtalen>
- FN. (2021). Global status report for buildings and construction.  
<https://www.unep.org/resources/report/2021-global-status-report-buildings-and-construction>
- Jørn Stene, O. Ø. S. (2013a). Hensiktsmessige varme- og kjøleløsninger i bygninger.  
[Hensiktsmessige varme- og kjøleløsninger i bygninger - Google Scholar](https://scholar.google.com/citations?user=8ee2c6b2c0b611ec89672cd2841e0b19)
- Jørn Stene, O. Ø. S. (2013b). Hensiktsmessige varme- og kjøleløsninger i bygninger.  
<https://www.enova.no/om-enova/om-organisasjonen/publikasjoner/>
- Jørn Stene, T. A., Jacob Stang (2004). CO2-varmepumper for oppvarming og kjøling av kontorbygg. <https://www.sintef.no/globalassets/upload/smartbygg/wp3/co2-varmepumper-for-oppvarming-og-kjoling-av-kontorbygg.pdf/?msclkid=8ee2c6b2c0b611ec89672cd2841e0b19>
- Korff, K. (2012). *Optimalisering av en 45 bars ammoniakk varmepumpe* [https://ntnuopen.ntnu.no/ntnu-xmlui/bitstream/handle/11250/234795/566177\\_FULLTEXT01.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://ntnuopen.ntnu.no/ntnu-xmlui/bitstream/handle/11250/234795/566177_FULLTEXT01.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
- Lisø, T. K. o. K. R. (2018). *Klimadata for termisk dimensjonering og frostsikring (451.021)*.  
[https://www.byggforsk.no/dokument/204/klimadata\\_for\\_termisk\\_dimensjonering\\_og\\_frostsikring?msclkid=12e7f544c54d11ecb67837dbc23e3306#fig2b](https://www.byggforsk.no/dokument/204/klimadata_for_termisk_dimensjonering_og_frostsikring?msclkid=12e7f544c54d11ecb67837dbc23e3306#fig2b)

- Miljødirektoratet. (2021). Fluorholdige gasser (f-gass). *Miljødirektoratet*.  
<https://www.miljodirektoratet.no/ansvarsomrader/klima/f-gasser/>
- Moe, P. (2018). Analyse av det termiske energisystemet ved Justvik Skole. *Prosjektoppgave, Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet*. [Analyse av det termiske energisystemet ved Justvik Skole - Google Scholar](#)
- Moe, P. (2019). *Metodikk for design av varmepumpeanlegg for omsorgssentre/sykehjem ved bruk av miljøvennlig arbeidsmedium-og saksstudie fra et kommunalt omsorgssenter NTNU*.  
<https://ntnuopen.ntnu.no/ntnu-xmlui/handle/11250/2626714>
- Nemitek. (2020). Kuldemedium/kjølemedium. *Nemitek*. <https://nemitek.no/f-gasser-kjolemedium-kjolemeide/kuldemediumkjolemedium/103776>
- Norstrand, E. M. W. K. o. H. H. (2018). *Dimensjonering og optimalisering av CO2-varmepumpeanlegg*. [Dimensjonering og optimalisering av CO2-varmepumpeanlegg - Google Scholar](#)
- NOVAP. (2018). Varmekilder. <https://www.novap.no/artikler/varmekilder-for-varmepumpe?msclid=27c3eca0b2a111ec9dcc799069664cef>
- Palm, B. (2008). Ammonia in low capacity refrigeration and heat pump systems. *International Journal of Refrigeration*, 31(4), 709-715.  
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.12.006>
- Pedersen, B. (2022). *Termodynamikk* <http://snl.no/termodynamikk>
- standard, N. (2012). *Kriterier for passivhus og lavenergibygninger Yrkesbygninger* (NS 3701:2012). S. Norge. [Søkeresultater | standard.no](#)
- standard, N. (2013). *Kriterier for passivhus og lavenergibygninger Boligbygninger* (NS 3700:2013). S. Norge. [Søkeresultater | standard.no](#)
- Stene, J. (2000). Varmepumper for oppvarming og kjøling av bygninger  
<http://www.ivt.ntnu.no/ept/fag/tep4120/innhold/Laboppgaver/Varmepumpe%20Notat%20I%20Stene.pdf>
- Stene, J. (2008). DESIGN AND APPLICATION OF AMMONIA HEAT PUMP SYSTEMS FOR HEATING AND COOLING OF NON-RESIDENTIAL BUILDINGS. 8  
*th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Copenhagen, 2008*.  
[https://www.researchgate.net/profile/Jorn-Stene/publication/237468650\\_DESIGN\\_AND\\_APPLICATION\\_OF\\_AMMONIA\\_HEAT\\_PUMP\\_SYSTEMS\\_FOR\\_HEATING\\_AND\\_COOLING\\_OF\\_NON-RESIDENTIAL\\_BUILDINGS/links/616d6db3951b3574c65fdce7/DESIGN-AND-APPLICATION-OF-AMMONIA-HEAT-PUMP-SYSTEMS-FOR-HEATING-AND-COOLING-OF-NON-RESIDENTIAL-BUILDINGS.pdf](https://www.researchgate.net/profile/Jorn-Stene/publication/237468650_DESIGN_AND_APPLICATION_OF_AMMONIA_HEAT_PUMP_SYSTEMS_FOR_HEATING_AND_COOLING_OF_NON-RESIDENTIAL_BUILDINGS/links/616d6db3951b3574c65fdce7/DESIGN-AND-APPLICATION-OF-AMMONIA-HEAT-PUMP-SYSTEMS-FOR-HEATING-AND-COOLING-OF-NON-RESIDENTIAL-BUILDINGS.pdf)
- Stene, J. (2009). Varmepumper i bygninger. Funksjonsbeskrivelse [Byggforsk anvisning].  
[https://www-byggforsk-no.ezproxy.oslomet.no/dokument/541/varmepumper\\_i\\_bygninger\\_funksjonsbeskrivelse#i55](https://www-byggforsk-no.ezproxy.oslomet.no/dokument/541/varmepumper_i_bygninger_funksjonsbeskrivelse#i55)
- Stene, J. (2021a). *CO2 (R744) som arbeidsmedium i varmepumper og kjøleanlegg*.

Stene, J. (2021b). *Varmekilder og varmeopptaks systemer for varmepumpeanlegg*.

VKE. (2020). F-gass – stadige innskjerpelser. VKE. <https://www.vke.no/artikler/2020/f-gass--innskjerpelser/>

Wang, J. F., Brown, C., & Cleland, D. J. (2018). Heat pump heat recovery options for food industry dryers. *International Journal of Refrigeration*, 86, 48-55.  
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.11.028>

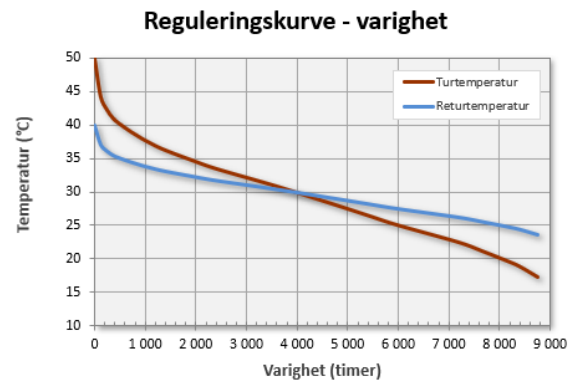
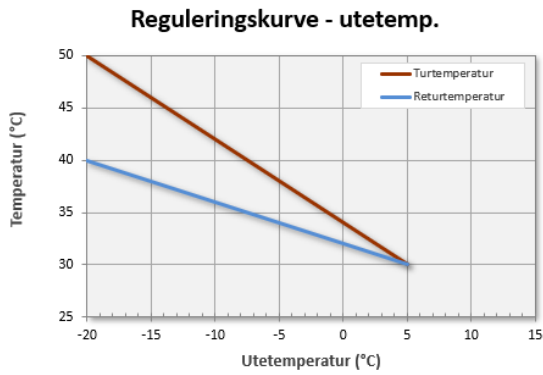
Aaberg, M. G. (2019). *Analyse av termisk energiforsyning ved Swecobygget* <https://ntnuopen.ntnu.no/ntnu-xmlui/handle/11250/2620431>



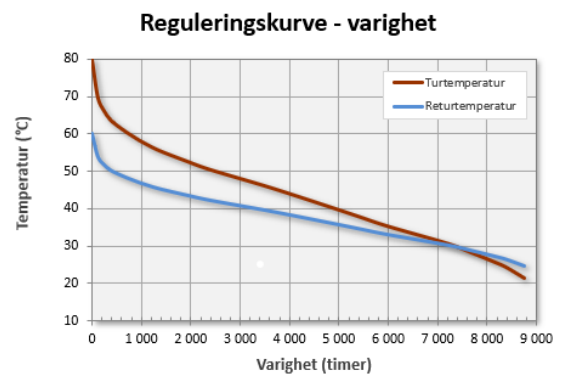
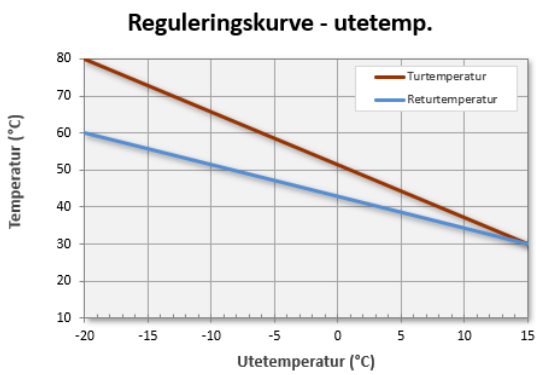
## Vedlegg

Vedlegg A: Reguleringskurver som funksjon av utetemperatur og varighet, og relativt effektbehov

### Reguleringskurver passivhus:

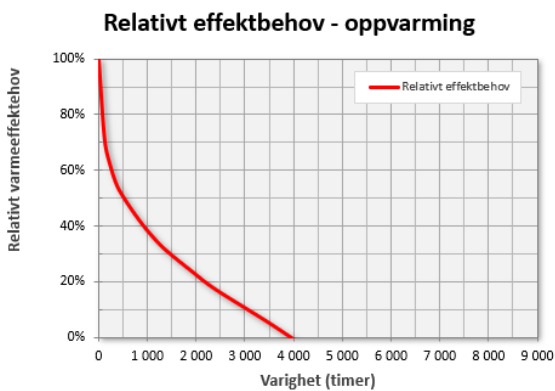


### Reguleringskurver TEK97 bygg:

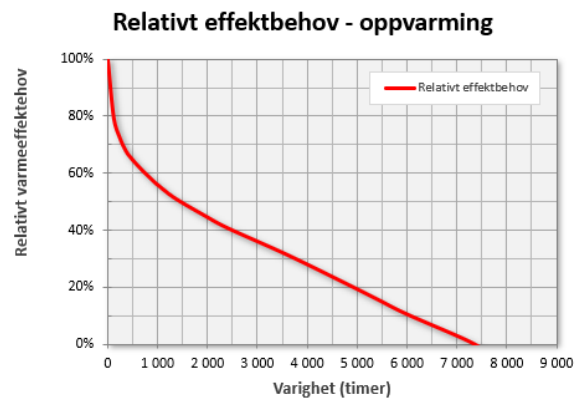


### Relativt effektbehov passivhus og TEK 97:

50/40 °C



80/60 °C



## Part Load Summary - Variable Speed

### Model BluAstrum 500 (W)



Constant Hot - unweighted part load calculation down to the lowest possible part load step at fix inlet temperature of secondary refrigerant and fix outlet temperature of cooling media; Available for VSD operated chiller as well as for Y/7 start; "heat pump part load"

Capacity (%)	Cooling Capacity (kW)	Heating Capacity (kW)	Pe Line (kW)	Pe Shaft (kW)	Sec. Refrigerant In (°C)	Sec. Refrigerant Out (°C)	Cooling Medium In (°C)	Cooling Medium Out (°C)	Evaporator Temperature (°C)	Evaporator Pressure (bar)	Condenser Temperature (°C)	Condenser Pressure (bar)	COP (Shaft)	COP (Line)	EER (Shaft)	EER (Line)
100	331	461	144	130	3,0	0,0	45,0	53,0	-1,7	4,0	54,1	22,6	3,55	3,20	2,55	2,30
95	315	437	136	122	3,0	0,2	45,4	53,0	-1,4	4,1	54,0	22,5	3,57	3,22	2,57	2,32
90	298	413	127	115	3,0	0,3	45,8	53,0	-1,2	4,1	54,0	22,5	3,60	3,25	2,60	2,35
85	281	388	119	107	3,0	0,5	46,2	53,0	-1,0	4,1	53,9	22,5	3,63	3,27	2,63	2,37
80	265	365	113	101	3,0	0,6	46,6	53,0	-0,8	4,2	53,8	22,4	3,61	3,26	2,61	2,35
75	248	344	106	96	3,0	0,8	47,0	53,0	-0,6	4,2	53,8	22,4	3,59	3,23	2,59	2,33
70	232	323	101	91	3,0	0,9	47,4	53,0	-0,4	4,2	53,7	22,4	3,55	3,20	2,55	2,30
65	215	301	96	86	3,0	1,1	47,8	53,0	-0,1	4,3	53,7	22,3	3,50	3,15	2,50	2,25
60	199	280	91	82	3,0	1,2	48,1	53,0	0,1	4,3	53,6	22,3	3,44	3,09	2,44	2,19
55	182	259	86	77	3,0	1,4	48,5	53,0	0,3	4,3	53,6	22,3	3,36	3,03	2,36	2,13
50	166	238	81	73	3,0	1,5	48,9	53,0	0,5	4,4	53,5	22,3	3,28	2,95	2,28	2,05
45	149	217	76	68	3,0	1,7	49,2	53,0	0,7	4,4	53,5	22,2	3,19	2,87	2,19	1,97
40	132	196	71	64	3,0	1,8	49,6	53,0	0,9	4,4	53,5	22,2	3,09	2,77	2,09	1,87
35	116	175	66	59	3,0	2,0	50,0	53,0	1,1	4,5	53,4	22,2	2,96	2,66	1,96	1,76
30	99	154	61	55	3,0	2,1	50,3	53,0	1,4	4,5	53,4	22,2	2,82	2,53	1,82	1,63
25	83	133	56	50	3,0	2,3	50,7	53,0	1,6	4,6	53,3	22,1	2,64	2,37	1,64	1,47
20	66	112	51	46	3,0	2,4	51,1	53,0	1,8	4,6	53,3	22,1	2,45	2,19	1,45	1,29
17	56	99	48	43	3,0	2,5	51,3	53,0	1,9	4,6	53,2	22,1	2,30	2,06	1,30	1,16

EER (Shaft) = Qo / Pe. Calculation is based on the electrical demand of the compressor only  
 COP (Shaft) = Qheat / Pe. Calculation is based on the electrical demand of the compressor only

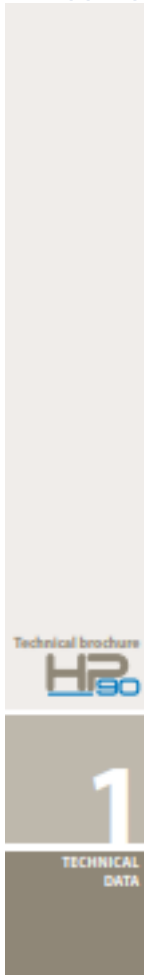
EER (Line) = Qo / Pe. Calculation is based on the overall electrical consumption of the chiller  
 COP (Line) = Qheat / Pe. Calculation is based on the overall electrical consumption of the chiller

Project Name:	Molde sykhus	Prepared By:	Carl Fredrik Sæthne
Proposal Number:		Company:	Eptec Energi AS
Customer Name:	New Contact	Date:	08/06/2020

## Vedlegg C: Aggregatdata for CO<sub>2</sub> luftvarmepumpe

Description				Inquiry	
<b>INVERTER CO2(R744) Heat Pump Specification</b>					
Model		DPT	LYD-120ZW		
Standard temperature condition	Heating Capacity	kW	125		
	Hot water capacity	L/H	2396		
	Heating power input	kW	26.6		
	COP	WW	4.7		
Low temperature condition	Heating Capacity	kW	95		
	Hot water capacity	L/H	1602		
	Heating power input	kW	24.3		
	COP	WW	3.9		
Ultra-Low temperature condition	Heating Capacity	kW	78		
	Hot water capacity	L/H	1315		
	Heating power input	kW	26		
	COP	WW	3		
Power supply	V/Ph/Hz	380~440V/ 3PH/ 50~60Hz			
Heating type			Direct		
Rated output water temperature		°C	60		
Maximum output water temperature		°C	90		
Work ambient temperature		°C	(-)25-43		
Compressor	Type		Dorin(Italy)		
Circulation water pump	Brand	Wilo(Inverter AC)			
	Power	kW	1.1		
Defrosting type			Bypass		
Water connection pipe size		mm	DN20		
Water side heat exchanger	Type		Tube-Tube type		
Air side heat exchanger	Type		Coper Tube Condenser		
Refrigerant	Type		R744/CO2		
Controller	Brand		CAREL(Italy)		
Dimensions	Length	mm	2468		
	Width	mm	1368		
	Height	mm	2413		
Unit noise level		dB(A)	65		
Net weight		kg	1350		
Inverter			AC		
<b>Note:</b> Standard temperature condition: Ambient temperature 20°C, Water temperature: inlet 15°C, outlet 60°C; Low temperature condition: Ambient temperature 7°C, Water temperature: inlet 9°C, outlet 60°C; Ultra-Low temperature condition: Ambient temperature -7°C, Water temperature: inlet 9°C, outlet 60°C.					

## Vedlegg D: Aggregatdata for CO<sub>2</sub> bergvarmepumpe



Technical specifications of WATER/WATER unit							
UNIT SIZE		18	28	48	70	100	150
<b>Heating (EN 14511 values) (W7/W30)</b>							
Nominal heating capacity	(1) (1) kW	15,8	27,2	46,7	61,9	95,7	133,2
Total Power input	(1) (1) kW	4,6	7,5	12,8	17,2	25,8	37,4
COP	(1) (1)	3,43	3,64	3,64	3,60	3,52	3,56
<b>Cooling (EN 14511 values) (W7/W30)</b>							
Nominal cooling capacity	(1) (1) kW	11,2	18,8	32,9	44,7	64,9	95,8
<b>Compressor</b>							
Type		Reciprocating					
Quantity/Refrigerant circuits	#/#	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1
Capacity steps	#	-	-	-	-	-	-
Kind of oil		ZSROL RFL 68 GF					
Topology		PAG (PolyAlchyleneGlycole)					
Total oil charge	kg	1,3	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Circuit refrigerant charge	kg	3,5	4,5	6,5	7,8	8,0	8,0
<b>User Side exchanger</b>							
Type		Plate exchanger					
Water flow rate	(1) (1) m <sup>3</sup> /h	226	390	670	887	1.200	1.909
Pressure drop	(1) (1) mbar	8	17	23	24	16	14
<b>Source Side exchanger</b>							
Type		Plate exchanger					
Water flow rate	(1) (1) m <sup>3</sup> /h	1.921	3.288	5.212	7.381	10.033	12.912
Pressure drop	(1) (1) mbar	34	45	57	27	50	42
<b>Hydraulic module user side</b>							
Type		EC motor circulation pump					
Nominal Power input of pump	W	72	90,0	90,0	90,0	90,0	90,0
Available pump pressure	(1) (1) mPa	59	72	69	67	72	72
Connection		1"	1"	1"	1 1/2"	1 1/2"	2"
<b>Hydraulic module source side</b>							
Nominal Power input of pump	W	75	190	580	1.100	1.100	1.180
Available pump pressure	(1) (1) mPa	50	54	17	120	96	87
Connection		1"	1"	1"	1 1/2"	1 1/2"	2"
<b>Sound level LN version</b>							
Sound power value	(1) (1) dB(A)	68	70	71	78	78	81
Sound pressure value	(1) (1) dB(A)	52	54	55	62	62	65
<b>Basic unit size and weights</b>							
Width	mm	1.200	1.200	1.200	1.400	1.400	1.400
Depth	mm	1.040	1.040	1.040	1.040	1.040	1.040
Height	mm	1.206	1.206	1.206	1.206	1.206	1.206
Delivery weight	kg	349	420	446	495	521	566
Operating weight	kg	362	425	459	500	546	574

(1) Source side inlet/outlet water temperature: 12/7°C, User side inlet/outlet water 20/10°C  
 (2) Total power input is sum of compressor and power input of pump according with EN 14511  
 (3) Sound power level calculator in compliance with ISO 5746  
 (4) Sound pressure level at 1 m calculator in compliance with ISO 5744  
 (5) Sound level at the follow conditions: user side water: 12/7°C, source side water: 20/10°C  
 (6) Mass calculator in compliance with EN 14511

## TECHNICAL DATA

UNIT SIZE			8.1	10.1	12.1	15.1	20.1	22.1	25.1	30.1	32.1	35.1
<b>Heating (EN 14511 values) (A7;W45)</b>												
Nominal heating capacity	(1), (7)	kW	26,9	30,8	35,0	39,0	43,0	50,0	59,5	62,4	74,9	86,4
Total power input	(1), (2), (7)	kW	8,0	9,2	10,4	11,4	12,2	14,4	17,2	17,5	22,3	25,5
COP	(1), (7)		3,33	3,34	3,55	3,59	3,66	3,63	3,64	3,67	3,36	3,39
<b>Energy Seasonal Index</b>												
SCOP	(8)		2,85	2,85	2,88	2,90	2,95	2,94	2,93	3,02	2,84	2,84
Seasonal Energy Efficiency hs	(8)	%	111,0	111,0	112,2	113,0	115,0	114,6	114,2	117,8	110,0	110,5
Seasonal Efficiency class	(8)		A+	A+	A+	A+	A+	A+	A+	A+	A+	A+
<b>Cooling (EN 14511 values) (A35;W7)</b>												
Nominal cooling capacity	(3), (7)	kW	21,5	25,8	28,7	32,3	34,7	42,0	47,1	49,9	63,2	73,5
Total power input	(3), (2), (7)	kW	7,6	9,2	10,1	11,3	11,7	14,0	17,2	17,9	21,5	25,4
EER	(3), (7)		2,81	2,81	2,84	2,86	2,98	3,00	2,74	2,79	2,94	2,89
<b>Compressor</b>												
Type			Reciprocating									
Quantity/Refrigerant circuits		n° / n°	1 / 1	1 / 1	1 / 1	1 / 1	1 / 1	1 / 1	1 / 1	1 / 1	1 / 1	1 / 1
Capacity steps		n°	50/100	50/100	50/100	50/100	50/100	50/100	50/100	50/100	50/100	50/100
Oil charge		kg	1,6	1,6	2,9	2,9	2,9	4,0	4,0	4,0	4	3,7
Refrigerant charge per circuit		kg	2,4	2,5	2,7	2,8	3,6	3,6	3,8	4,0	6,0	6,1
<b>Axial Fans</b>												
Quantity		n°	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2
Air flow		m <sup>3</sup> /h	17.676	17.628	16.982	18.025	21.745	21.763	21.388	21.365	43.041	43.344
<b>User Side exchanger</b>												
Type			Plate exchanger									
Water flow rate (A7/W45)	(1)	l/h	4.659	5.337	6.058	6.754	7.450	8.653	10.310	10.810	12.980	14.980
Pressure drop (A7/W45)	(1)	kPa	26	17	23	34	28	27	27	21	24	15
<b>Hydraulic module</b>												
Pump model			P1	P1	P2	P2	P3	P3	P3	P3	P3	P3
Nominal Power input of pump		kW	0,5	0,5	0,9	0,9	1,1	1,1	1,1	1,1	1,4	1,4
Available pump pressure (A7/W45)	(1)	kPa	184,1	167,5	181,8	161,6	163,2	160,8	153,6	158,2	136,2	133,2
<b>Hydraulic connection</b>												
Connection			1"1/4	1"1/4	1"1/4	1"1/4	1"1/2	1"1/2	1"1/2	1"1/2	1"1/2	2"
<b>Sound level STD version</b>												
Sound power value	(4), (6)	dB(A)	73	73	75	75	82	82	83	83	85	85
Sound pressure value	(5), (6)	dB(A)	56	56	58	58	64	64	65	65	67	67
<b>Basic unit size and weights</b>												
Width		mm	1.940	1.940	1.940	1.940	1.885	1.885	1.885	1.885	2.880	2.880
Depth		mm	920	920	920	920	1.213	1.213	1.213	1.213	1.213	1.213
Height		mm	2.000	2.000	2.000	2.000	2.388	2.388	2.388	2.388	2.388	2.388
Operating weight		kg	559	576	705	706	712	729	792	811	1.052	1.077

(1) External air temperature 7°C BS, 6°C BL, Inlet-outlet water 40–45 °C  
 (2) Total power input is sum of compressors and fans power input and pump, according with EN 14511  
 (3) External air temperature 35°C, Inlet-outlet water 12-7°C  
 (4) Sound power level calculated in compliance with ISO 3744  
 (5) Sound pressure level at 1m from the unit calculated in compliance with ISO 3744  
 (6) External air temperature 35°C, Inlet-outlet water 12-7°C  
 (7) Values calculate in compliance with EN 14511  
 (8) According to European Regulation n° 813/2013 and EN14511 - EN14825 for Climate Average (Strasbourg), User Application: Medium temperature (55°C), Outlet temperature: Variable  
 (9) Not subject to Regulation (EU) No 813/2013 - Model Unit - Index - 30-1-2014

## PURPLE HP INVERTER

High efficiency air-to-water reversible heat pumps with axial fans and natural refrigerant gas (R290).

UNIT SIZE		40.1	50.1	15.2	20.2	22.2	25.2	30.2	32.2	35.2	40.2	50.2	
<b>Heating (EN 14511 values) (A7;W45)</b>													
Nominal heating capacity	(1), (7)	kW	95,5	109,7	84,6	91,8	99,8	117,7	136,8	144,2	163,3	184,8	220,6
Total power input	(1), (2), (7)	kW	27,4	32,6	24,2	25,8	28,1	33,4	38,2	40,1	45,6	52,4	64,4
COP	(1), (7)		3,48	3,36	3,63	3,65	3,68	3,64	3,66	3,59	3,59	3,53	3,42
<b>Energy Seasonal Index</b>													
SCOP	(8)		2,84	2,84	3,08	3,20	3,22	3,20	3,21	3,01	3,07	2,99	2,98
Seasonal Energy Efficiency hs	(8)	%	110,0	110,0	120,2	125,0	125,8	125,0	125,4	117,4	120,0	116,6	116,0
Seasonal Efficiency class	(8)		A+	A+	A+	A++	A++	A++ (9)	A++ (9)	A+ (9)	A+ (9)	A+ (9)	A+ (9)
<b>Cooling (EN 14511 values) (A35;W7)</b>													
Nominal cooling capacity	(3), (7)	kW	76,5	90,2	70,5	73,5	82,8	94,7	110,0	116,3	133,3	148,0	176,6
Total Power input	(3), (2), (7)	kW	28,2	35,1	22,6	24,4	28,1	33,4	39,9	42,2	49,6	59,4	75,8
EER	(3), (7)		2,72	2,57	3,12	3,01	2,95	2,84	2,76	2,75	2,69	2,49	2,33
<b>Compressor</b>													
Type			Reciprocating										
Quantity/Refrigerant circuits		n° / n°	1 / 1	1 / 1	2 / 2	2 / 2	2 / 2	2 / 2	2 / 2	2 / 2	2 / 2	2 / 2	2 / 2
Capacity steps		n°	50/100	50/100	25/100	25/100	25/100	25/100	25/100	25/100	25/100	25/100	25/100
Oil charge		kg	7,2	7,2	2,9	2,9	4,0	4,0	4,0	4	3,7	7,2	7,2
Refrigerant charge per circuit		kg	8,1	7,7	3,9/3,9	3,9/3,9	4,0/4,0	4,1/4,1	4,5/4,5	5,5/5,5	5/5	7,1/7,1	7,2/7,2
<b>Axial Fans</b>													
Quantity		n°	2	2	2	2	2	2	2	4	4	4	4
Air flow		m3/h	42.488	42.281	43.677	43.508	43.513	42.789	42.592	43.951	43.714	43.092	42.667
<b>User Side exchanger</b>													
Type			Plate exchanger				Duble circuit Plate exchanger						
Water flow rate (A7/W45)	(1)	l/h	16.560	19.030	14.650	15.910	17.310	20.410	23.720	25.000	28.300	32.030	38.240
Pressure drop (A7/W45)	(1)	kPa	17	18	32	23	18	25	21	21	26	26	32
<b>Hydraulic module</b>													
Pump model			P3		P4	P5	P5	P5	P5	P5	P6	P6	P6
Nominal Power input of pump		kW	45,4	51,0	34,6	38,0	40,6	45,1	55,4	56,3	68,6	73,5	93,2
Available pump pressure (A7/W45)	(1)	kPa	185,8	171,6	175,2	190,4	190,6	169,9	156,9	139,7	175,5	169,2	147,2
<b>Hydraulic connection</b>													
Connection			2"	2"	2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	3"	3"
<b>Sound level STD version</b>													
Sound power value	(4), (6)	dB(A)	85	85	86	87	86	89	89	90	90	90	90
Sound pressure value	(5), (6)	dB(A)	67	67	67	68	68	70	70	70	70	70	70
<b>Basic unit size and weights</b>													
Width		mm	2.880	2.880	3.330	3.330	2.890	3.330	3.330	5.320	5.320	5.320	5.320
Depth		mm	1.213	1.213	1.213	1.213	1.213	1.213	1.213	1.213	1.213	1.213	1.213
Height		mm	2.388	2.388	2.388	2.388	2.388	2.388	2.388	2.388	2.388	2.388	2.388
Operating weight		kg	1.094	1.106	1.227	1.238	1.249	1.390	1.412	1.770	1.858	1.878	1.924

(1) External air temperature 7°C, 85, 6°C, 81, Inlet-outlet water 40-45°C

(2) Total power input is sum of compressors and fans power input and pump, according with EN 14511

(3) External air temperature 35°C, Inlet-outlet water 12-7°C

(4) Sound power level calculated in compliance with ISO 3744

(5) Sound pressure level at 1m from the unit calculated in compliance with ISO 3744

(6) External air temperature 35°C, Inlet-outlet water 12-7°C

(7) Values calculate in compliance with EN 14511

(8) According to European Regulation n° B13/2013 and EN14511 - EN14825 for Climate Average (Strasbourg), User Application: Medium temperature (55°C), Outlet temperature: Variable

(9) New outdoor fan Regulation P11 Rev. 011/2013, rated heat output ~ 70 W

Vedlegg F: Aggregatdata propan bergvarmepumpe mindre varmeytelse

VKA-SERIEN: <b>VARMEPUMPE</b>		HP 200	HP 300	HP 400	HP 500	HP 600	HP 700
<b>VARMEKAPASITET</b>							
Varmekapasitet maks. (1)	kW	61,84	69,79	82,69	114,44	124,13	130,09
- Effektforbruk	kW	14,26	16,13	19,15	26,49	28,80	33,36
- COP maks.		4,34	4,33	4,32	4,32	4,31	3,90
Varmekapasitet nominell (50 Hz)	kW	45,09	50,89	60,26	83,38	90,46	94,80
- Effektforbruk nominell (50 Hz)	kW	10,19	11,53	13,67	18,91	20,57	23,82
- COP nominell (50 Hz)		4,42	4,41	4,41	4,41	4,40	3,98
Varmekapasitet min.	kW	23,01	25,97	30,73	42,51	55,36	58,02
- Effektforbruk min.	kW	5,10	5,76	6,83	9,45	12,33	14,28
- COP min.		4,52	4,51	4,50	4,50	4,49	4,06
(1) Varmekapasitet oppgitt ved	Kondensator 30/40 °C (rent vann) og fordampner 1/-3 °C med 24 % etylalkohol						
<b>KOMPRESSOR</b>							
Type	Semihæretisk stempelkompressor inverterregulert						
Antall kompressorer	stk	1	1	1	1	1	1
Kapasitetsregulering	Hz	25 - 70	25 - 70	25 - 70	25 - 70	30 - 70	30 - 70
Kuldemedium		R290	R290	R290	R290	R290	R290
Kuldemediefylling	kg	3,8	3,8	3,8	4,0	4,0	5,0
<b>DIMENSJON OG VEKT</b>							
Bredde	mm	800	800	800	800	800	800
Dybde	mm	1200	1200	1200	1200	1200	1200
Høyde	mm	1886	1886	1886	1886	1886	1886
Generelt	Samme fysiske mål som en europall						
Vekt	kg	530	590	600	620	675	685
<b>ELEKTRISKE DATA</b>							
Strømtilførsel	400V ~ 3 ~ 50 + N						
Maks driftstrøm	A	32	37	43	60	68	77
Ved flere moduler	Kommunikasjonskabel fra master- til slave-enheter følger med						
<b>LUFTMENGDER</b>							
EX vifte inkludert		Leveres løst	Leveres løst	Leveres løst	Leveres løst	Leveres løst	Leveres løst
Min. avtrekksmengde	m <sup>3</sup> /t	125	125	125	130	130	150
Kanaldimensjon	mm	Ø80	Ø80	Ø80	Ø80	Ø80	Ø80
<b>VANNSIDEN</b>							
Vannmengde kuldebærer	l/s	2,62	2,96	3,50	4,85	5,26	5,27
Vannmengde varmebærer	l/s	1,48	1,67	1,98	2,73	2,97	3,11
Trykkfall kuldebærer	kPa	31	40	40	50	58	46
Trykkfall varmebærer	kPa	22	27	26	33	33	26
Min. vannvolum i systemet	liter	1234	1392	1645	2273	2962	3114
Røranslutning	mm	Ø114 mm x 8 stk.					

*Vi tar forbehold om trykkfeil og endringer av tekniske data. Utgave 2018.*



## Vedlegg G: Aggregatdata propan bergvarmepumpe større varmeytelse

### TECHNICAL DATA & PERFORMANCE



UNIT SIZE		100.2	120.2	140.2	150.2	170.2	200.2	240.2	270.2	300.2	330.2	350.2
<b>Heating (EN 14511 values) (W7;W55)</b>												
Nominal heating capacity (W7;W55)	(1)(7) kW	104,0	124,0	145,0	156,0	183,0	216,0	255,0	284,0	322,0	346,0	368,0
Total Power input in heating mode	(1)(7) kW	28,2	33,5	39,8	43,8	49,3	58,8	71,0	79,9	92,3	98,6	106,0
COP	(1)(7)	3,69	3,70	3,64	3,56	3,71	3,67	3,59	3,55	3,49	3,51	3,47
<b>Energy Seasonal Index</b>												
SCOP	(9)	4,66	4,72	4,72	4,48	4,57	4,52	4,47	4,11	4,11	4,09	4,03
Seasonal Energy Efficiency hs	(9) %	178,3	180,8	180,7	171,3	175,0	172,9	170,7	156,2	156,6	155,7	153,1
<b>Cooling (EN 14511 values) (W35;W7)</b>												
Nominal cooling capacity	(3)(7) kW	95,2	114,0	132,0	134,0	159,0	194,0	221,0	236,0	265,0	287,0	309,0
Total Power input in cooling mode	(3)(7) kW	22,5	26,6	30,2	33,1	37,5	45,0	53,4	65,2	71,4	78,4	87,1
EER	(3)(7)	4,23	4,29	4,37	4,05	4,24	4,31	4,14	3,62	3,71	3,66	3,55
<b>Sound level STD version</b>												
Sound power value	(4)(1) dB(A)	80	80	80	80	80	81	81	81	81	81	81
Sound pressure value	(5)(1) dB(A)	63	63	63	63	63	64	64	64	64	64	64
<b>Sound level LN version</b>												
Sound power value	(4)(1) dB(A)	78	78	78	78	78	79	79	79	79	79	79
Sound pressure value	(5)(1) dB(A)	61	61	61	61	61	62	62	62	62	62	62

(1) Inlet-outlet Source water temperature 10-7°C, User water 47-55 °C  
 (2) Inlet-outlet Source water temperature 30-35°C, User water 12-7 °C

(4) Sound power level calculate in compliance with ISO 3744

(5) Sound pressure level calculate in compliance with ISO 3744

(7) Values calculate in compliance with EN 14511-2018

(9) According to European Regulation n° 813/2013 and EN14511 - EN14825 for Climat Average(Strasbourg) User Application Medium temperature (55°C) Outlet temperature Variable Bivalente Temp. -5°C

INSPIRED BY NATURE



## Vedlegg H: Resultater nominelle beregninger ammoniakk bergvarmepumpe

Gjennomsnittlig boligblokk				Gjennomsnittlig sykehjem				Gjennomsnittlig kontorbygg						
Bergvarmepumpe				Bergvarmepumpe				Bergvarmepumpe						
<b>TEK 97</b>				<b>TEK 97</b>				<b>TEK 97</b>						
<b>Varmeytelse</b>		Aggregat	1x217 kW	<b>Varmeytelse</b>		Aggregat	1x388 kW	<b>Varmeytelse</b>		Aggregat	2x259 kW			
Varmekilde temperat	Turtemperatu	40	60	80	Varmekilde temperat	Turtemperatu	40	60	80	Varmekilde	Turtemper.	40	60	80
2		240	218	197	2		456	417	378	2		584	532	480
4		255	233	212	4		483	444	405	4		620	569	517
6		270	249	227	6		510	471	432	6		657	605	553
8		286	264	242	8		537	498	460	8		693	641	589
<b>COP</b>				<b>COP</b>				<b>COP</b>						
Varmekilde temperat	Turtemperatu	40	60	80	Varmekilde temperat	Turtemperatu	40	60	80	Varmekilde	Turtemper.	40	60	80
2		4,35	2,76	1,16	2		5,16	3,35	1,53	2		4,65	2,97	1,29
4		4,51	2,92	1,32	4		5,35	3,53	1,72	4		4,81	3,13	1,45
6		4,67	3,08	1,48	6		5,53	3,71	1,90	6		4,98	3,30	1,62
8		4,83	3,24	1,64	8		5,71	3,89	2,08	8		5,15	3,47	1,79
<b>Passivhus</b>				<b>Passivhus</b>				<b>Passivhus</b>						
<b>Varmeytelse</b>		Aggregat	1x99 kW	<b>Varmeytelse</b>		Aggregat	1x99 kW	<b>Varmeytelse</b>		Aggregat	1x99 kW			
Varmekilde temperat	Turtemperatu	30	40	50	Varmekilde temperat	Turtemperatu	30	40	50	Varmekilde	Turtemper.	30	40	50
2		64	61	58	2		100	95	91	2		154	147	140
4		68	65	62	4		106	101	97	4		163	154	150
6		71	69	66	6		112	108	103	6		173	166	169
8		76	73	70	8		118	114	109	8		182	176	169
<b>COP</b>				<b>COP</b>				<b>COP</b>						
Varmekilde temperat	Turtemperatu	30	40	50	Varmekilde temperat	Turtemperatu	30	40	50	Varmekilde	Turtemper.	30	40	50
2		3,64	3,06	2,49	2		3,64	3,06	2,49	2		4,20	3,54	2,88
4		3,75	3,18	2,60	4		3,75	3,18	2,60	4		4,34	3,68	3,02
6		3,87	3,29	2,72	6		3,87	3,29	2,72	6		4,47	3,81	3,15
8		3,98	3,41	2,83	8		3,98	3,41	2,83	8		4,60	3,94	3,28
<b>Stort bolig blokk bygg</b>				<b>Stort sykehjem bygg</b>				<b>Stort kontorbygg</b>						
Bergvarmepumpe				Bergvarmepumpe				Bergvarmepumpe						
<b>TEK 97</b>				<b>TEK 97</b>				<b>TEK 97</b>						
<b>Varmeytelse</b>		Aggregat	1x217 kW	<b>Varmeytelse</b>		Aggregat	1x388 kW	<b>Varmeytelse</b>		Aggregat	2x259 kW			
Varmekilde temperat	Turtemperatu	40	60	80	Varmekilde temperat	Turtemperatu	40	60	80	Varmekilde	Turtemper.	40	60	80
2		501	458	416	2		950	870	790	2		1248	1141	1034
4		530	488	446	4		1007	926	846	4		1322	1215	1109
6		560	517	475	6		1063	982	902	6		1397	1290	1183
8		589	547	505	8		1119	1039	958	8		1472	1365	1258
<b>COP</b>				<b>COP</b>				<b>COP</b>						
Varmekilde temperat	Turtemperatu	40	60	80	Varmekilde temperat	Turtemperatu	40	60	80	Varmekilde	Turtemper.	40	60	80
2		5,12	3,34	1,55	2		5,15	3,35	1,55	2		5,11	3,30	1,50
4		5,30	3,52	1,73	4		5,33	3,53	1,73	4		5,29	3,48	1,68
6		5,48	3,69	1,91	6		5,51	3,71	1,91	6		5,47	3,66	1,86
8		5,66	3,87	2,09	8		5,69	3,89	2,09	8		5,65	3,84	2,04
<b>Passivhus</b>				<b>Passivhus</b>				<b>Passivhus</b>						
<b>Varmeytelse</b>		Aggregat	1x99 kW	<b>Varmeytelse</b>		Aggregat	1x99 kW	<b>Varmeytelse</b>		Aggregat	1x99 kW			
Varmekilde temperat	Turtemperatu	30	40	50	Varmekilde temperat	Turtemperatu	30	40	50	Varmekilde	Turtemper.	30	40	50
2		129	123	118	2		212	202	193	2		322	309	295
4		137	132	126	4		224	215	206	4		341	328	314
6		145	140	134	6		237	228	219	6		360	347	333
8		153	148	142	8		250	241	232	8		379	366	352
<b>COP</b>				<b>COP</b>				<b>COP</b>						
Varmekilde temperat	Turtemperatu	30	40	50	Varmekilde temperat	Turtemperatu	30	40	50	Varmekilde	Turtemper.	30	40	50
2		5,73	4,83	3,93	2		4,99	4,22	3,45	2		5,63	4,77	3,91
4		5,91	5,01	4,11	4		5,14	4,37	3,60	4		5,81	4,95	4,09
6		6,09	5,19	4,29	6		5,30	4,53	3,75	6		5,98	5,12	4,26
8		6,27	5,37	4,47	8		5,45	4,68	3,91	8		6,15	5,29	4,43
<b>Passivhus</b>				<b>Passivhus</b>				<b>Passivhus</b>						
<b>Varmeytelse</b>		Aggregat	1x99 kW	<b>Varmeytelse</b>		Aggregat	1x99 kW	<b>Varmeytelse</b>		Aggregat	1x99 kW			
Varmekilde temperat	Turtemperatu	30	40	50	Varmekilde temperat	Turtemperatu	30	40	50	Varmekilde	Turtemper.	30	40	50
2		129	123	118	2		212	202	193	2		322	309	295
4		137	132	126	4		224	215	206	4		341	328	314
6		145	140	134	6		237	228	219	6		360	347	333
8		153	148	142	8		250	241	232	8		379	366	352
<b>COP</b>				<b>COP</b>				<b>COP</b>						
Varmekilde temperat	Turtemperatu	30	40	50	Varmekilde temperat	Turtemperatu	30	40	50	Varmekilde	Turtemper.	30	40	50
2		5,73	4,83	3,93	2		4,99	4,22	3,45	2		5,63	4,77	3,91
4		5,91	5,01	4,11	4		5,14	4,37	3,60	4		5,81	4,95	4,09
6		6,09	5,19	4,29	6		5,30	4,53	3,75	6		5,98	5,12	4,26
8		6,27	5,37	4,47	8		5,45	4,68	3,91	8		6,15	5,29	4,43

Vedlegg I: Resultater nominelle beregninger CO<sub>2</sub> varmepumpe

COP				
Varmekilde temperatur	Returtemperatur	20	30	35
-20		2,77	2,64	2,27
-10		3,35	2,96	2,68
0		4,23	3,69	3,30
10		5,70	4,89	4,32

COP				
Varmekilde temperatur	Returtemperatur	20	30	35
2		4,34	3,55	2,90
4		4,52	3,69	3,01
6		4,70	3,84	3,14
8		4,89	3,99	3,26

## Vedlegg J: Resultater nominelle beregninger propan varmpumpe

Gjennomsnittlig boligblokk				Gjennomsnittlig sykehjem				Gjennomsnittlig kontorbygg			
Luftvarmpumpe				Luftvarmpumpe				Luftvarmpumpe			
TEK 97				TEK 97				TEK 97			
Varmekilde temperatur	Turtemperatur	Aggregat	1x220 kW	Varmekilde temperatur	Turtemperatur	Aggregat	2x184 kW	Varmekilde temperatur	Turtemperatur	Aggregat	3x184 kW
40	60	80		40	60	80		40	60	80	
-20	12	-9	-30	-20	21	283	244	-20	441	387	334
-10	85	64	43	-10	158	310	271	-10	478	425	371
0	159	138	117	0	294	337	298	0	515	462	409
10	232	211	190	10	431	365	326	10	553	499	446
COP				COP				COP			
40	60	80		40	60	80		40	60	80	
-20	1,11	-0,60	-2,31	-20	1,15	1,32	-0,44	-20	3,09	1,32	-0,44
-10	1,97	0,26	-1,45	-10	2,03	1,50	-0,26	-10	3,27	1,50	-0,26
0	2,82	1,11	-0,68	0	2,91	1,68	-0,09	0	3,44	1,68	-0,09
10	3,68	1,97	0,26	10	3,79	1,85	0,09	10	3,62	1,85	0,09
Passivhus				Passivhus				Passivhus			
Varmekilde temperatur	Turtemperatur	Aggregat	1x59 kW	Varmekilde temperatur	Turtemperatur	Aggregat	1x95 kW	Varmekilde temperatur	Turtemperatur	Aggregat	1x136 kW
30	40	50		30	40	50		30	40	50	
-20	6	3	0	-20	9	5	0	-20	14	7	1
-10	27	24	21	-10	40	36	32	-10	62	55	48
0	47	45	42	0	72	67	63	0	109	103	96
10	68	65	62	10	103	98	94	10	157	150	143
COP				COP				COP			
30	40	50		30	40	50		30	40	50	
-20	2,09	3,00	0,27	-20	2,00	1,13	0,26	-20	2,10	1,19	0,27
-10	3,00	2,09	1,18	-10	2,87	2,00	1,13	-10	3,02	2,10	1,19
0	3,91	3,00	2,09	0	3,74	2,87	2,00	0	3,93	3,02	2,10
10	4,82	3,91	3,00	10	4,61	3,74	2,87	10	4,85	3,93	3,02

Gjennomsnittlig boligblokk				Gjennomsnittlig sykehjem				Gjennomsnittlig kontorbygg			
Bergvarmpumpe				Bergvarmpumpe				Bergvarmpumpe			
TEK 97				TEK 97				TEK 97			
Varmekilde temperatur	Turtemperatur	Aggregat	1x216 kW	Varmekilde temperatur	Turtemperatur	Aggregat	2x183 kW	Varmekilde temperatur	Turtemperatur	Aggregat	2x255 kW
40	60	80		40	60	80		40	60	80	
2	163	141	120	2	294	255	216	2	403	350	296
4	178	157	135	4	322	283	244	4	441	387	334
6	193	172	150	6	349	310	271	6	478	425	371
8	208	187	165	8	376	337	298	8	515	462	409
COP				COP				COP			
40	60	80		40	60	80		40	60	80	
2	3,58	1,74	-0,09	2	3,62	1,76	-0,09	2	3,50	1,71	-0,09
4	3,76	1,93	0,09	4	3,80	1,95	0,09	4	3,68	1,88	0,09
6	3,95	2,11	0,28	6	3,99	2,13	0,28	6	3,86	2,06	0,27
8	4,13	2,29	0,46	8	4,17	2,32	0,46	8	4,04	2,24	0,45
Passivhus				Passivhus				Passivhus			
Varmekilde temperatur	Turtemperatur	Aggregat	1x61 kW	Varmekilde temperatur	Turtemperatur	Aggregat	1x69 kW	Varmekilde temperatur	Turtemperatur	Aggregat	1x130 kW
30	40	50		30	40	50		30	40	50	
2	62	59	56	2	75	71	68	2	141	135	128
4	66	63	60	4	80	76	73	4	150	144	137
6	70	67	64	6	85	81	78	6	159	153	146
8	74	71	68	8	89	86	82	8	168	162	155
COP				COP				COP			
30	40	50		30	40	50		30	40	50	
2	5,53	4,45	3,36	2	5,52	4,44	3,36	2	4,97	4,00	3,02
4	5,75	4,67	3,58	4	5,74	4,65	3,57	4	5,17	4,19	3,22
6	5,97	4,88	3,80	6	5,95	4,87	3,79	6	5,36	4,39	3,41
8	6,18	5,10	4,01	8	6,19	5,09	4,01	8	5,56	4,58	3,61

Stort bolig blokk bygg				Stort sykehjem bygg				Stort kontorbygg						
Luftvarmepumpe				Luftvarmepumpe				Luftvarmepumpe						
TEK 97				TEK 97				TEK 97						
Varmeytelse		Aggregat	2x220 kW	Varmeytelse		Aggregat	4x184 kW	Varmeytelse		Aggregat	5x220 kW			
Varmekilde temperatur	Turtemperatur	40	60	80	Varmekilde	Turtemper	40	60	80	Varmekilde	Turtemper	40	60	80
-20		23	-19	-6	-20		44	-36	-117	-20		59	-48	-155
-10		171	128	86	-10		326	245	165	-10		433	326	219
0		318	276	234	0		607	527	446	0		807	700	593
10		465	423	381	10		888	808	728	10		1181	1074	967
COP				COP				COP						
Varmekilde temperatur	Turtemperatur	40	60	80	Varmekilde	Turtemper	40	60	80	Varmekilde	Turtemper	40	60	80
-20		1,11	-0,60	-2,31	-20		1,15	-0,62	-2,38	-20		1,11	-0,60	-2,31
-10		1,97	0,26	-1,45	-10		2,03	0,26	-1,50	-10		1,97	0,26	-1,45
0		2,82	1,11	-0,60	0		2,91	1,15	-0,62	0		2,82	1,11	-0,60
10		3,68	1,97	0,26	10		3,79	2,03	0,26	10		3,68	1,97	0,26
Passivhus				Passivhus				Passivhus						
Varmeytelse		Aggregat	1x117 kW	Varmeytelse		Aggregat	1x184 kW	Varmeytelse		Aggregat	2x136 kW			
Varmekilde temperatur	Turtemperatur	30	40	50	Varmekilde	Turtemper	30	40	50	Varmekilde	Turtemper	30	40	50
-20		12	6	1	-20		19	10	1	-20		29	15	1
-10		52	47	41	-10		83	74	65	-10		124	110	97
0		93	87	81	0		147	138	129	0		219	205	192
10		133	127	121	10		211	202	193	10		314	301	287
COP				COP				COP						
Varmekilde temperatur	Turtemperatur	30	40	50	Varmekilde	Turtemper	30	40	50	Varmekilde	Turtemper	30	40	50
-20		2,09	1,18	0,27	-20		2,03	1,15	0,26	-20		2,10	1,19	0,27
-10		3,00	2,09	1,18	-10		2,91	2,03	1,15	-10		3,02	2,10	1,19
0		3,91	3,00	2,09	0		3,79	2,91	2,03	0		3,93	3,02	2,10
10		4,82	3,91	3,00	10		4,68	3,79	2,91	10		4,85	3,93	3,02
Stort bolig blokk bygg				Stort sykehjem bygg				Stort kontorbygg						
Bergvarmepumpe				Bergvarmepumpe				Bergvarmepumpe						
TEK 97				TEK 97				TEK 97						
Varmeytelse		Aggregat	2x216 kW	Varmeytelse		Aggregat	2x346 kW	Varmeytelse		Aggregat	3x346 kW			
Varmekilde temperatur	Turtemperatur	40	60	80	Varmekilde	Turtemper	40	60	80	Varmekilde	Turtemper	40	60	80
2		303	261	219	2		579	498	418	2		770	663	556
4		333	290	248	4		635	555	474	4		845	738	631
6		362	320	278	6		691	611	531	6		919	812	706
8		392	349	307	8		748	667	587	8		994	887	780
COP				COP				COP						
Varmekilde temperatur	Turtemperatur	40	60	80	Varmekilde	Turtemper	40	60	80	Varmekilde	Turtemper	40	60	80
2		2,94	1,10	-0,73	2		2,81	1,05	-0,70	2		2,81	1,05	-0,70
4		3,12	1,28	-0,55	4		2,98	1,23	-0,53	4		2,98	1,23	-0,53
6		3,30	1,47	-0,37	6		3,16	1,40	-0,35	6		3,16	1,40	-0,35
8		3,49	1,65	-0,18	8		3,33	1,58	-0,18	8		3,33	1,58	-0,18
Passivhus				Passivhus				Passivhus						
Varmeytelse		Aggregat	1x 104 kW	Varmeytelse		Aggregat	1x156 kW	Varmeytelse		Aggregat	1x255 kW			
Varmekilde temperatur	Turtemperatur	30	40	50	Varmekilde	Turtemper	30	40	50	Varmekilde	Turtemper	30	40	50
2		89	83	77	2		141	132	123	2		209	196	182
4		97	91	85	4		154	145	135	4		228	215	201
6		105	99	93	6		167	157	148	6		248	234	220
8		113	107	101	8		179	170	161	8		267	253	239
COP				COP				COP						
Varmekilde temperatur	Turtemperatur	30	40	50	Varmekilde	Turtemper	30	40	50	Varmekilde	Turtemper	30	40	50
2		3,87	2,95	2,03	2		3,90	2,97	2,04	2		3,77	2,87	1,97
4		4,06	3,14	2,21	4		4,08	3,15	2,23	4		3,95	3,05	2,15
6		4,24	3,32	2,40	6		4,27	3,34	2,41	6		4,13	3,23	2,33
8		4,43	3,51	2,58	8		4,45	3,52	2,60	8		4,31	3,41	2,51

## Vedlegg K: Utklipp EES script ammoniakk varmepumpe

File:R290 og R717 sim. modell andre utkast.EES

23.05.2022 15:01:55 Page 1

EES Ver. 10.836: #3911: For use only by the Department of Civil Engineering and Energy Technology, HiOA

"R290=propan"

R\$ = 'R717'

"0. parametere"

T\_0 = 295 [K] "Innetemperatur"

P\_0 = 101 [kPa] "Atmosfæretrykk"

g\_gravity = 9,81 [m/s^2]  
h\_0\_wf = enthalpy(R\$, T=T\_0, P=P\_0)  
s\_0\_wf = entropy(R\$, T=T\_0, P=P\_0)  
h\_0\_water = enthalpy(Water, T=T\_0, P=P\_0)  
s\_0\_water = entropy(Water, T=T\_0, P=P\_0)

"0.1.1. tur-retur på vann i varmeveksler"

T\_tur\_varmekilde = -20 + 273 [K]

T\_retur\_varmekilde = -10 + 273 [K]

T\_tur = 50 + 273 [K] "Turtemp. vannside"

T\_retur = 40 + 273 [K] "Returtemp. vannside"

Q\_dot\_cond = 48 [kJ/s] "Q kondensator"

P\_tur = 1010 [kPa]

P\_retur = 1010 [kPa]

P\_10 = 200 [kPa]

s\_tur = entropy(Water, T=T\_tur, P=P\_tur)  
s\_retur = entropy(Water, T=T\_retur, P=P\_retur)  
h\_tur = enthalpy(Water, T=T\_tur, P=P\_tur)  
h\_retur = enthalpy(Water, T=T\_retur, P=P\_retur)

psi\_tur = (h\_tur - h\_0\_water) - (T\_0 \* (s\_tur - s\_0\_water))  
psi\_retur = (h\_retur - h\_0\_water) - (T\_0 \* (s\_retur - s\_0\_water))

"0.1.2. Diameter rør, massestrøm og temperaturer"

D\_pipe\_HP = 0,0381 [m] "Diameter på rør for transport av kuldemedie"

m\_dot\_wf = Q\_dot\_cond / (h\_2a - h\_3) "Massestrøm kuldemedie"

m\_dot\_heating = (A\_ford \* U\_ford \* DELTAT\_lm\_ford) / (h\_2a - h\_1) "Massestrøm vann i varmeveksler"

T\_m\_HP\_hot = (T\_tur + T\_retur)/2 "Middeltemperatur på vannside gjennom kondensatoren"

T\_m\_cond\_vegg = (T\_m\_HP\_hot + T\_sat\_cond)/2 "Middeltemperatur i kondensatorvegg"

T\_m\_ford\_wf = (T\_1 + T\_4)/2 "Middeltemperatur gjennom fordamp (kuldemedie)"

"0.1.3. egenskaper for vann"

k\_heating = conductivity(Water, T=T\_m\_HP\_hot, P=P\_tur)

cp\_heating = cp(Water, T=T\_m\_HP\_hot, P=P\_tur)

rho\_heating = density(Water, T=T\_m\_HP\_hot, P=P\_tur)

mu\_heating = viscosity(Water, T=T\_m\_HP\_hot, P=P\_tur)

omega = acentricfactor(R\$)

"0.1.4. Egenskaper i kondensator"

k\_cond\_wf = conductivity(R\$, T=T\_sat\_cond, P=P\_2) "konduksjon condenser"

rho\_cond\_L = density(R\$, T=T\_sat\_cond, x=0)

rho\_cond\_V = density(R\$, T=T\_sat\_cond, x=1)

mu\_cond\_L = viscosity(R\$, T=T\_sat\_cond, x=0)

mu\_cond\_V = viscosity(R\$, T=T\_sat\_cond, x=1)

nu\_cond = kinematicviscosity(R\$, T=T\_sat\_cond, P=P\_2)

mu\_cond\_water\_w = viscosity(Water, T=T\_m\_cond\_vegg, P=P\_2)

cp\_cond\_wf = cp(R\$, T=T\_sat\_cond, P=P\_2)

DELTAT\_1\_cond = T\_sat\_cond - T\_tur

DELTAT\_2\_cond = T\_sat\_cond - T\_retur

$DELTA_{T\_lm\_cond} = (DELTA_{T\_1\_cond} - DELTA_{T\_2\_cond}) / \ln(DELTA_{T\_1\_cond} / DELTA_{T\_2\_cond})$  "LMTD kondensator"

$U_{cond} = 1 / ((1/h_{cond\_wf}) + (t_p / k_p) + R_{f\_cond\_wf} + R_{f\_heating} + (1 / h_{heating}))$  "U-verdi kondensator"

$t_p = 0,00173$  [m] "platetykkelse i varmeveskler"

$k_p = 15$  [W/m\*k] "Konduktivitet varmeveskler"

$R_{f\_cond\_wf} = 0,0003$  [m<sup>2</sup>\*K/W]

$R_{f\_heating} = 0,0002$  [m<sup>2</sup>\*K/W]

$A_{cond} = Q_{dot\_cond} * \text{convert}(kW;W) / (U_{cond} * DELTA_{T\_lm\_cond})$  "Areal varmeveksler"

"0.1.5. Egenskaper i fordampere"

$k_{ford\_wf} = \text{conductivity}(R\$,T=T_{m\_ford\_wf},P=P_4)$  "konduksjon fordampere"

$\rho_{ford\_L} = \text{density}(R\$,T=T_{m\_ford\_wf},x=0)$

$\rho_{ford\_V} = \text{density}(R\$,T=T_{m\_ford\_wf},x=1)$

$\mu_{ford\_L} = \text{viscosity}(R\$,T=T_{m\_ford\_wf},x=0)$

$\mu_{ford\_V} = \text{viscosity}(R\$,T=T_{m\_ford\_wf},x=1)$

$U_{ford} = 1 / ((1/h_{ford\_wf}) + (t_p/k_p) + (R_{f\_ford\_wf}))$

$R_{f\_ford\_wf} = 0,0003$  [m<sup>2</sup>\*K/W] "Fouling faktor"

$A_{ford} = Q_{dot\_ford} * \text{convert}(kW;W) / (U_{ford} * DELTA_{T\_LM\_ford})$

$T_{m\_ford} = (T_1 + T_4) / 2$

"0,1,6. Egenskaper frostvæske i brønnpark"

$C_{EA} = 35$  [%]

$\rho_{brine} = \text{density}(EA;T=T_{retur\_varmekilde},C=C_{EA})$

$\rho_{mean\_ford\_wf} = \text{density}(R\$,T=T_{retur\_varmekilde},P=P_1)$

$\mu_{ford\_brine\_w} = \text{viscosity}(EA;T=T_{m\_ford\_brine},C=C_{EA})$

$\mu_{brine} = \text{viscosity}(EA;T=T_{retur\_varmekilde},C=C_{EA})$

$cp_{brine} = \text{cp}(EA;T=T_{retur\_varmekilde},C=C_{EA})$

$T_{m\_ford\_brine} = (T_{retur\_varmekilde} - T_{tur\_varmekilde}) / 2$  "Middeltemp for frostvæske i brønnpark gjennom fordampere"

$\phi_{borehole} = 0,035$  [kW/m]

$L_{pipe} = 200$  [m]

$L_{tot\_borehole} = Q_{dot\_ford} / \phi_{borehole}$

$N_{borehole} = L_{tot\_borehole} / L_{pipe}$

$m_{dot\_borehole} = 0,5$  [kg/s] "Væskestrøm, kan oppjusteres til og med 0,65"

$m_{dot\_brine} = 20,43$  [kg/s]

$DELTA_{T\_1\_ford} = T_{tur\_varmekilde} - T_{sat\_ford}$

$DELTA_{T\_2\_ford} = T_{retur\_varmekilde} - T_{sat\_ford}$

$DELTA_{T\_lm\_ford} = (DELTA_{T\_1\_ford} - DELTA_{T\_2\_ford}) / \ln(DELTA_{T\_1\_ford} / DELTA_{T\_2\_ford})$  "Temp fra grunn inn på fordampere"

"0.1.7. COP"

$Q_{dot\_ford} = m_{dot\_wf} * (h_1 - h_4)$  "Q fordampere"

$W_{comp} = m_{dot\_wf} * (h_{2a} - h_1)$  "Arbeid kompressor"

$W_{comp\_is} = m_{dot\_wf} * (h_{2s} - h_1)$  "Arbeid kompressor isentropisk"

"Effektfaktor\_carnot =  $T_3 / (T_3 - T_1)$ "

"COP\_HP = Effektfaktor\_carnot \* Eta\_comp"

$COP_{HP} = Q_{dot\_cond} / W_{comp}$

$COP_{carnot} = (h_{2s} - h_3) / (h_{2s} - h_1)$

"0.1.8. Isentropisk virkningsgrad kompressor"

{Eta\_comp = 0,65 + 0,015 \* PR - 0,0015 \* PR<sup>2</sup> "Isentropisk virkningsgrad R290 varmepumpe"}

Eta\_comp = 0,976695 - (0,0366732 \* PR) + (0,0013378 \* PR^2)  
{Eta\_comp = W\_comp\_is /}

"0.1.9.Nusselt nummer og reynoldsnummer kondensator"  
Nusselt\_cond\_wf = 0,023 \* (Re\_L\_cond^0,8) \* (Pr\_L\_cond^0,4) "  
Nusselt\_L\_cond = 0,16 \* Re\_L\_cond^0,89 \* Pr\_L\_cond^0,3

Re\_L\_cond = (G\_wf\_cond \* (1 - x\_cond\_mean) \* D\_pipe\_HP) / mu\_cond\_L "RE for kuldemedie i væskeform, hvor x er gjennomsnittlig kvalitet i kondensator (x=0,5)"

x\_L = 0  
x\_V = 1  
x\_cond\_mean = (x\_L + x\_V) / 2

G\_wf\_cond = m\_dot\_wf / (PI \* D\_pipe\_HP^2 / 4)  
Pr\_L\_cond = prandtl(R\$; T=T\_sat\_cond; x=0)  
X\_tt\_cond = ((1 - x\_cond\_mean) / x\_cond\_mean)^0,9 \* (rho\_cond\_V / rho\_cond\_L)^0,5 \* (mu\_cond\_L / mu\_cond\_V)^0,1 "  
Martineili parameter"  
phi\_L\_cond = (1 + (12 / X\_tt\_cond) + (1 / X\_tt\_cond^2))^0,5 "Two phase multiplier"  
Ga = (g\_gravity \* D\_pipe\_HP^3) / nu\_cond^2 "Galileo tallet"

"h\_cond\_wf = (Nusselt\_cond\_wf \* k\_cond\_wf) / D\_pipe\_HP"  
h\_cond\_wf = 1000

"0.1.10.Nusselt nummer og reynoldsnummer fordampner"  
Nusselt\_ford\_wf = 0,0023 \* (Re\_L\_ford^0,8) \* (Pr\_L\_ford^1/3)

Re\_L\_ford = (G\_wf\_ford \* (1 - x\_ford\_mean) \* D\_pipe\_HP) / mu\_ford\_L "RE for kuldemedie i væskeform, hvor x er gjennomsnittlig kvalitet i kondensator (x=0,5)"

x\_sat\_vapor = 1  
x\_ford\_mean = (x\_4 + x\_sat\_vapor) / 2  
Pr\_L\_ford = prandtl(R\$; T=T\_sat\_ford; x=0)

G\_wf\_ford = m\_dot\_wf / (PI \* D\_pipe\_HP^2 / 4)  
h\_ford\_wf = (Nusselt\_ford\_wf \* k\_ford\_wf) / D\_pipe\_HP

"0.1.11. Nusselt korrelasjon kondensator (Vannside)"  
D\_i\_heating = 0,0431 [m] "Indre diameter ved m\_dot\_heating og maks trykkfall på 100 Pa/m"  
h\_heating = Nusselt\_heating \* k\_heating / D\_i\_heating "Konvektivitet kondensator"

v\_avg\_heating = (m\_dot\_heating / (rho\_heating)) / (PI \* D\_i\_heating^2 / 4)  
Re\_heating = (rho\_heating \* v\_avg\_heating \* D\_i\_heating) / mu\_heating  
Pr\_heating = prandtl(R\$; T=T\_m\_HP\_hot; P=P\_tur)  
Nusselt\_heating = C\_1 \* Re\_heating^m \* Pr\_heating^0,33 \* (mu\_heating / mu\_cond\_water\_w)^0,17 "Nusselt korrelasjon fra kumar"

C\_1 = 0,348 "Chevron angle dependant constant @ 30 deg"  
m = 0,663 "Chevron angle dependant constant @ 30 deg"

"0.1.12. Exergy destruction"  
X\_dot\_dest\_ford = T\_0 \* (m\_dot\_wf \* (s\_1 - s\_4) - (Q\_dot\_ford / T\_4))  
X\_dot\_dest\_cond = T\_0 \* (m\_dot\_wf \* (s\_3 - s\_2) - (Q\_dot\_cond / T\_tur))  
X\_dot\_dest\_comp = T\_0 \* m\_dot\_wf \* (s\_2 - s\_1)  
X\_dot\_dest\_exp = T\_0 \* m\_dot\_wf \* (s\_4 - s\_3)

#### "1. Inn til kompressor"

```
P_sat = p_sat(R$; T=T_4)
P_1 = P_sat
T_sat_1 = t_sat(R$; P=P_1)
T_1 = T_sat_1 + 5 [K]

s_1 = entropy(R$; P=P_1; T=T_1)
h_1 = enthalpy(R$; T=T_1; P=P_1)

psi_1 = h_1 - T_0 * s_1
```

#### "2. Ut av kompressor"

```
s_2s = s_1
PR = P_2/P_1
T_2 = temperature(R$; P=P_2; s=s_2)
P_2 = P_3
h_2s = enthalpy(R$; P=P_2; s=s_2s)
h_2a = ((h_2s-h_1)/Eta_comp) + h_1

s_2 = entropy(R$; P=P_2; h=h_2a)

psi_2 = h_2a - h_0_wf - (T_0 * (s_2 - s_0_wf))

eta_ll_comp = 1 - (X_dot_dest_comp / ((m_dot_wf * (h_2a - h_1))))
```

#### "3. Ut av kondensator"

```
T_sat_cond = T_tur + 4 [K]
x_3 = 0
h_3 = enthalpy(R$; T=T_3; x=x_3)
P_3 = pressure(R$; T=T_3; x=x_3)
s_3 = entropy(R$; h=h_3; P=P_3)
T_3 = T_sat_cond - 5 [K]

psi_3 = h_3 - h_0_wf - (T_0 * (s_3 - s_0_wf))

eta_ll_cond = 1 - (X_dot_dest_cond / ((m_dot_wf * (h_2a - h_3 - T_0 * (s_2 - s_3)))))
```

#### "4. Inn på fordampner"

```
P_4 = P_1
h_4 = h_3
x_4 = quality(R$; P=P_4; h=h_4)
s_4 = entropy(R$; T=T_4; h=h_4)
T_4 = T_retur_varmekilde - 5 [K]
T_sat_ford = t_sat(R$; P=P_tur)
P_sat_ford = p_sat(R$; T=T_sat_ford)

psi_4 = h_4 - T_0 * s_4

eta_ll_ford = 1 - (X_dot_dest_ford / ((m_dot_wf * (h_4 - h_1 - T_0 * (s_4 - s_1)))))
```

#### "Diagrammer"

```
T[1] = T_1
T[2] = T_2
```



T[3] = T\_3  
T[4] = T\_4

P[1] = P\_1  
P[2] = P\_2  
P[3] = P\_3  
P[4] = P\_4

h[1] = h\_1  
h[2] = h\_2a  
h[3] = h\_3  
h[4] = h\_4

s[1] = s\_1  
s[2] = s\_2  
s[3] = s\_3  
s[4] = s\_4

## Vedlegg L: Utklipp EES script propan varmepumpe

File:R290 og R717 sim. modell andre utkast.EES

23.05.2022 15:03:21 Page 1

EES Ver. 10.836: #3911: For use only by the Department of Civil Engineering and Energy Technology, HiOA

"R290=propan"

RS = 'R290'

"0. parametere"

T\_0 = 295 [K] "Innetemperatur"  
P\_0 = 101 [kPa] "Atmosfæretrykk"

g\_gravity = 9,81 [m/s^2]  
h\_0\_wf = **enthalpy**(RS;T=T\_0;P=P\_0)  
s\_0\_wf = **entropy**(RS;T=T\_0;P=P\_0)  
h\_0\_water = **enthalpy**(Water;T=T\_0;P=P\_0)  
s\_0\_water = **entropy**(Water;T=T\_0;P=P\_0)

"0.1.1. tur-retur på vann i varmeveksler"

T\_tur\_varmekilde = -20 + 273 [K]  
T\_retur\_varmekilde = -10 + 273 [K]  
T\_tur = 50 + 273 [K] "Turtemp. vannside"  
T\_retur = 40 + 273 [K] "Returtemp. vannside"  
Q\_dot\_cond = 48 [kJ/s] "Q kondensator"

P\_tur = 1010 [kPa]  
P\_retur = 1010 [kPa]  
P\_10 = 200 [kPa]

s\_tur = **entropy**(Water;T=T\_tur;P=P\_tur)  
s\_retur = **entropy**(Water;T=T\_retur;P=P\_retur)  
h\_tur = **enthalpy**(Water;T=T\_tur;P=P\_tur)  
h\_retur = **enthalpy**(Water;T=T\_retur;P=P\_retur)

psi\_tur = (h\_tur - h\_0\_water) - (T\_0 \* (s\_tur - s\_0\_water))  
psi\_retur = (h\_retur - h\_0\_water) - (T\_0 \* (s\_retur - s\_0\_water))

"0.1.2. Diameter rør, massestrøm og temperaturer"

D\_pipe\_HP = 0,0381 [m] "Diameter på rør for transport av kuldemedie"  
m\_dot\_wf = Q\_dot\_cond / (h\_2a - h\_3) "Massestrøm kuldemedie"  
m\_dot\_heating = (A\_ford \* U\_ford \* DELTAT\_lm\_ford) / (h\_2a - h\_1) "Massestrøm vann i varmeveksler"  
T\_m\_HP\_hot = (T\_tur + T\_retur)/2 "Middeltemperatur på vannside gjennom kondensatoren"  
T\_m\_cond\_vegg = (T\_m\_HP\_hot + T\_sat\_cond)/2 "Middeltemperatur i kondensatorvegg"  
T\_m\_ford\_wf = (T\_1 + T\_4)/2 "Middeltemperatur gjennom fordampere (kuldemedie)"

"0.1.3. egenskaper for vann"

k\_heating = **conductivity**(Water;T=T\_m\_HP\_hot;P=P\_tur)  
cp\_heating = **cp**(Water;T=T\_m\_HP\_hot;P=P\_tur)  
rho\_heating = **density**(Water;T=T\_m\_HP\_hot;P=P\_tur)  
mu\_heating = **viscosity**(Water;T=T\_m\_HP\_hot;P=P\_tur)  
omega = **acentricfactor**(RS)

"0.1.4. Egenskaper i kondensator"

k\_cond\_wf = **conductivity**(RS;T=T\_sat\_cond;P=P\_2) "konduksjon condenser"  
rho\_cond\_L = **density**(RS;T=T\_sat\_cond;x=0)  
rho\_cond\_V = **density**(RS;T=T\_sat\_cond;x=1)  
mu\_cond\_L = **viscosity**(RS;T=T\_sat\_cond;x=0)  
mu\_cond\_V = **viscosity**(RS;T=T\_sat\_cond;x=1)  
nu\_cond = **kinematicviscosity**(RS;T=T\_sat\_cond;P=P\_2)  
mu\_cond\_water\_w = **viscosity**(Water;T=T\_m\_cond\_vegg;P=P\_2)  
cp\_cond\_wf = **cp**(RS;T=T\_sat\_cond;P=P\_2)

DELTAT\_1\_cond = T\_sat\_cond - T\_tur  
DELTAT\_2\_cond = T\_sat\_cond - T\_retur

DELTA<sub>T\_lm\_cond</sub> = (DELTA<sub>T\_1\_cond</sub> - DELTA<sub>T\_2\_cond</sub>) / ln (DELTA<sub>T\_1\_cond</sub>/DELTA<sub>T\_2\_cond</sub>) "LMTD kondensator"

U<sub>cond</sub> = 1 / ((1/h<sub>cond\_wf</sub>) + (t<sub>p</sub> / k<sub>p</sub>) + R<sub>f\_cond\_wf</sub> + R<sub>f\_heating</sub> + (1 / h<sub>heating</sub>)) "U-verdi kondensator"

t<sub>p</sub> = 0,00173 [m] "platetykkelse i varmeveksler"

k<sub>p</sub> = 15 [W/m\*k] "Konduktivitet varmeveksler"

R<sub>f\_cond\_wf</sub> = 0,0003 [m<sup>2</sup>\*K/W]

R<sub>f\_heating</sub> = 0,0002 [m<sup>2</sup>\*K/W]

A<sub>cond</sub> = Q<sub>dot\_cond</sub>\*convert(kW;W) / (U<sub>cond</sub> \* DELTA<sub>T\_lm\_cond</sub>) "Areal varmeveksler"

"0.1.5. Egenskaper i fordampner"

k<sub>ford\_wf</sub> = conductivity(R\$;T=T<sub>m\_ford\_wf</sub>;P=P<sub>4</sub>) "konduksjon fordampner"

rho<sub>ford\_L</sub> = density(R\$;T=T<sub>m\_ford\_wf</sub>;x=0)

rho<sub>ford\_V</sub> = density(R\$;T=T<sub>m\_ford\_wf</sub>;x=1)

mu<sub>ford\_L</sub> = viscosity(R\$;T=T<sub>m\_ford\_wf</sub>;x=0)

mu<sub>ford\_V</sub> = viscosity(R\$;T=T<sub>m\_ford\_wf</sub>;x=1)

U<sub>ford</sub> = 1 / ((1/h<sub>ford\_wf</sub>) + (t<sub>p</sub>/k<sub>p</sub>) + (R<sub>f\_ford\_wf</sub>))

R<sub>f\_ford\_wf</sub> = 0,0003 [m<sup>2</sup>\*K/W] "Fouling faktor"

A<sub>ford</sub> = Q<sub>dot\_ford</sub> \* convert(kW;W) / (U<sub>ford</sub> \* DELTA<sub>T\_LM\_ford</sub>)

T<sub>m\_ford</sub> = (T<sub>1</sub> + T<sub>4</sub>)/2

"0,1,6. Egenskaper frostvæske i brønnpark"

C<sub>EA</sub> = 35 [%]

rho<sub>brine</sub> = density(EA;T=T<sub>retur\_varmekilde</sub>;C=C<sub>EA</sub>)

rho<sub>mean\_ford\_wf</sub> = density(R\$;T=T<sub>retur\_varmekilde</sub>;P=P<sub>1</sub>)

"mu<sub>ford\_brine\_w</sub> = viscosity(EA;T=T<sub>m\_ford\_brine</sub>;C=C<sub>EA</sub>)"

mu<sub>brine</sub> = viscosity(EA;T=T<sub>retur\_varmekilde</sub>;C=C<sub>EA</sub>)

cp<sub>brine</sub> = cp(EA;T=T<sub>retur\_varmekilde</sub>;C=C<sub>EA</sub>)

T<sub>m\_ford\_brine</sub> = (T<sub>retur\_varmekilde</sub> - T<sub>tur\_varmekilde</sub>) / 2 "Middeltemp for frostvæske i brønnpark gjennom fordampneren"

phi<sub>borehole</sub> = 0,035 [kW/m]

L<sub>pipe</sub> = 200 [m]

L<sub>tot\_borehole</sub> = Q<sub>dot\_ford</sub> / phi<sub>borehole</sub>

N<sub>borehole</sub> = L<sub>tot\_borehole</sub> / L<sub>pipe</sub>

m<sub>dot\_borehole</sub> = 0,5 [kg/s] "Væskestrøm, kan oppjusteres til og med 0,65"

m<sub>dot\_brine</sub> = 20,43 [kg/s]

DELTA<sub>T\_1\_ford</sub> = T<sub>tur\_varmekilde</sub> - T<sub>sat\_ford</sub>

DELTA<sub>T\_2\_ford</sub> = T<sub>retur\_varmekilde</sub> - T<sub>sat\_ford</sub>

DELTA<sub>T\_lm\_ford</sub> = (DELTA<sub>T\_1\_ford</sub> - DELTA<sub>T\_2\_ford</sub>) / ln (DELTA<sub>T\_1\_ford</sub> / DELTA<sub>T\_2\_ford</sub>) "Temp fra grunn inn på fordampner"

"0.1.7. COP"

Q<sub>dot\_ford</sub> = m<sub>dot\_wf</sub> \* (h<sub>1</sub> - h<sub>4</sub>) "Q fordampner"

W<sub>comp</sub> = m<sub>dot\_wf</sub> \* (h<sub>2a</sub> - h<sub>1</sub>) "Arbeid kompressor"

W<sub>comp\_is</sub> = m<sub>dot\_wf</sub> \* (h<sub>2s</sub> - h<sub>1</sub>) "Arbeid kompressor isentropisk"

"Effektfaktor\_carnot = T<sub>3</sub> / (T<sub>3</sub> - T<sub>1</sub>)"

"COP\_HP = Effektfaktor\_carnot \* Eta\_comp"

COP\_HP = Q<sub>dot\_cond</sub> / W<sub>comp</sub>

COP\_carnot = (h<sub>2s</sub> - h<sub>3</sub>) / (h<sub>2s</sub> - h<sub>1</sub>)

"0.1.8. Isentropisk virkningsgrad kompressor"

Eta\_comp = 0,65 + 0,015 \* PR - 0,0015 \* PR<sup>2</sup> "Isentropisk virkningsgrad R290 varmpumpe"

```
{Eta_comp = 0,976695 - (0,0366732 * PR) + (0,0013378 * PR^2)}
{Eta_comp = W_comp_is /}
```

```
"0.1.9.Nusselt nummer og reynoldsnummer kondensator"
"Nusselt_cond_wf = 0,023 * (Re_L_cond^0,8) * (Pr_L_cond^0,4) "
Nusselt_L_cond = 0,16 * Re_L_cond^0,89 * Pr_L_cond^0,3
```

```
Re_L_cond = (G_wf_cond * (1 - x_cond_mean) * D_pipe_HP) / mu_cond_L "RE for kuldemedie i væskeform, hvor x er gjennomsnittlig kvalitet i kondensator (x=0,5)"
```

```
x_L = 0
x_V = 1
x_cond_mean = (x_L + x_V) / 2
```

```
G_wf_cond = m_dot_wf / (PI * D_pipe_HP^2 / 4)
Pr_L_cond = prandtl(R$;T=T_sat_cond;x=0)
X_tt_cond = ((1-x_cond_mean) / x_cond_mean)^0,9 * (rho_cond_V / rho_cond_L)^0,5 * (mu_cond_L / mu_cond_V)^0,1 "Martinelli parameter"
phi_L_cond = (1 + (12 / X_tt_cond) + (1 / X_tt_cond^2))^0,5 "Two phase multiplier"
Ga = (g_gravity * D_pipe_HP^3) / nu_cond^2 "Galileo tallet"
```

```
"h_cond_wf = (Nusselt_cond_wf * k_cond_wf) / D_pipe_HP"
h_cond_wf = 1000
```

```
"0.1.10.Nusselt nummer og reynoldsnummer fordampner"
Nusselt_ford_wf = 0,0023 * (Re_L_ford^0,8) * (Pr_L_ford^1/3)
```

```
Re_L_ford = (G_wf_ford * (1 - x_ford_mean) * D_pipe_HP) / mu_ford_L "RE for kuldemedie i væskeform, hvor x er gjennomsnittlig kvalitet i kondensator (x=0,5)"
```

```
x_sat_vapor = 1
x_ford_mean = (x_4 + x_sat_vapor) / 2
Pr_L_ford = prandtl(R$;T=T_sat_ford;x=0)
```

```
G_wf_ford = m_dot_wf / (PI * D_pipe_HP^2 / 4)
```

```
h_ford_wf = (Nusselt_ford_wf * k_ford_wf) / D_pipe_HP
```

```
"0.1.11. Nusselt korrelasjon kondensator (Vannside)"
```

```
D_i_heating = 0,0431 [m] "Indre diameter ved m_dot_heating og maks trykkfall på 100 Pa/m"
h_heating = Nusselt_heating * k_heating / D_i_heating "Konvektivitet kondensator"
```

```
v_avg_heating = (m_dot_heating / (rho_heating)) / (PI * D_i_heating^2/4)
Re_heating = (rho_heating * v_avg_heating * D_i_heating) / mu_heating
Pr_heating = prandtl(R$;T=T_m_HP_hot;P=P_tur)
Nusselt_heating = C_1 * Re_heating^m * Pr_heating^0,33 * (mu_heating / mu_cond_water_w)^0,17 "Nusselt korrelasjon fra kumar"
```

```
C_1 = 0,348 "Chevron angle dependant constant @ 30 deg"
m = 0,663 "Chevron angle dependant constant @ 30 deg"
```

```
"0.1.12. Exergy destruction"
```

```
X_dot_dest_ford = T_0 * (m_dot_wf * (s_1 - s_4) - (Q_dot_ford/T_4))
X_dot_dest_cond = T_0 * (m_dot_wf * (s_3 - s_2) - (Q_dot_cond/T_tur))
X_dot_dest_comp = T_0 * m_dot_wf * (s_2 - s_1)
X_dot_dest_exp = T_0 * m_dot_wf * (s_4 - s_3)
```

"1. Inn til kompressor"

```
P_sat = p_sat(R$, T=T_4)
P_1 = P_sat
T_sat_1 = t_sat(R$, P=P_1)
T_1 = T_sat_1 + 5 [K]

s_1 = entropy(R$, P=P_1, T=T_1)
h_1 = enthalpy(R$, T=T_1, P=P_1)

psi_1 = h_1 - T_0 * s_1
```

"2. Ut av kompressor"

```
s_2s = s_1
PR = P_2/P_1
T_2 = temperature(R$, P=P_2, s=s_2)
P_2 = P_3
h_2s = enthalpy(R$, P=P_2, s=s_2s)
h_2a = ((h_2s-h_1)/Eta_comp) + h_1

s_2 = entropy(R$, P=P_2, h=h_2a)

psi_2 = h_2a - h_0_wf - (T_0 * (s_2 - s_0_wf))

eta_ll_comp = 1 - (X_dot_dest_comp / ((m_dot_wf * (h_2a - h_1))))
```

"3. Ut av kondensator"

```
T_sat_cond = T_tur + 4 [K]
x_3 = 0
h_3 = enthalpy(R$, T=T_3, x=x_3)
P_3 = pressure(R$, T=T_3, x=x_3)
s_3 = entropy(R$, h=h_3, P=P_3)
T_3 = T_sat_cond - 5 [K]

psi_3 = h_3 - h_0_wf - (T_0 * (s_3 - s_0_wf))

eta_ll_cond = 1 - (X_dot_dest_cond / ((m_dot_wf * (h_2a - h_3 - T_0 * (s_2 - s_3)))))
```

"4. Inn på fordamper"

```
P_4 = P_1
h_4 = h_3
x_4 = quality(R$, P=P_4, h=h_4)
s_4 = entropy(R$, T=T_4, h=h_4)
T_4 = T_retur_varmekilde - 5 [K]
T_sat_ford = t_sat(R$, P=P_tur)
P_sat_ford = p_sat(R$, T=T_sat_ford)

psi_4 = h_4 - T_0 * s_4

eta_ll_ford = 1 - (X_dot_dest_ford / ((m_dot_wf * (h_4 - h_1 - T_0 * (s_4 - s_1)))))
```

"Diagrammer"

```
T[1] = T_1
T[2] = T_2
```

T[3] = T\_3  
T[4] = T\_4

P[1] = P\_1  
P[2] = P\_2  
P[3] = P\_3  
P[4] = P\_4

h[1] = h\_1  
h[2] = h\_2a  
h[3] = h\_3  
h[4] = h\_4

s[1] = s\_1  
s[2] = s\_2  
s[3] = s\_3  
s[4] = s\_4

## Vedlegg M: Utklipp resultat for ammoniakk varmepumpe

### SOLUTION

#### Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

$A_{cond} = 9,763$   
 $COP_{Carnot} = 4,044$   
 $c_{p,brine} = 3,963$   
 $c_{p,heating} = 4,178$   
 $C_{EA} = 35 \text{ [%]}$   
 $\Delta T_{1,ford} = -45,36$   
 $\Delta T_{2,ford} = -35,36$   
 $\Delta T_{im,ford} = -40,15$   
 $D_{pipe,HP} = 0,0381 \text{ [m]}$   
 $\eta_{ll,comp} = 0,8432$   
 $\eta_{ll,ford} = -0,1322$   
 $g_{gravity} = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$   
 $G_{wf,ford} = 28,81$   
 $h_{0,wf} = 1540$   
 $h_{2a} = 1896$   
 $h_3 = 434,8$   
 $h_{cond,wf} = 1000$   
 $h_{heating} = 121186$   
 $h_{tur} = 209,6$   
 $k_{ford,wf} = 0,02226$   
 $k_p = 15 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $L_{tot,borehole} = 958,6$   
 $\mu_{brine} = 0,01282$   
 $\mu_{cond,v} = 0,00001081$   
 $\mu_{ford,L} = 0,0001962$   
 $\mu_{heating} = 0,0005978$   
 $\dot{m}_{brine} = 20,43 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{wf} = 0,03284$   
 $Nusselt_{heating} = 8224$   
 $\nu_{cond} = 7,318E-07$   
 $\omega = 0,2558$   
 $\phi_{L,cond} = 8,696$   
 $P_{heating} = 1,055$   
 $P_{rL,ford} = 1,297$   
 $\psi_2 = 494,7$   
 $\psi_4 = -1385$   
 $\psi_{tur} = 6,134$   
 $P_1 = 234,7$   
 $P_2 = 1973$   
 $P_4 = 234,7$

$A_{ford} = -3105$   
 $COP_{HP} = 3,322$   
 $c_{p,cond,wf} = 3,571$   
 $C_1 = 0,348$   
 $\Delta T_{1,cond} = 4$   
 $\Delta T_{2,cond} = 14$   
 $\Delta T_{im,cond} = 7,982$   
 $D_{i,heating} = 0,0431 \text{ [m]}$   
 $\eta_{comp} = 0,7629$   
 $\eta_{ll,cond} = 15,2$   
 $G_a = 1,013E+09$   
 $G_{wf,cond} = 0,05356$   
 $h_{0,water} = 91,75$   
 $h_1 = 1456$   
 $h_{2s} = 1792$   
 $h_4 = 434,8$   
 $h_{ford,wf} = 0,2691$   
 $h_{retur} = 167,8$   
 $k_{cond,wf} = 0,03036$   
 $k_{heating} = 0,6351$   
 $L_{pipe} = 200 \text{ [m]}$   
 $m = 0,663$   
 $\mu_{cond,L} = 0,0001001$   
 $\mu_{cond,water,w} = 0,0005532$   
 $\mu_{ford,v} = 0,000008671$   
 $\dot{m}_{borehole} = 0,5 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{heating} = 76,27$   
 $Nusselt_{ford,wf} = 0,4607$   
 $Nusselt_{L,cond} = 1,356$   
 $N_{borehole} = 4,793$   
 $\phi_{borehole} = 0,035 \text{ [kW/m]}$   
 $PR = 8,408$   
 $P_{rL,cond} = 1,265$   
 $\psi_1 = -277,6$   
 $\psi_3 = 310,7$   
 $\psi_{retur} = 3,116$   
 $P_0 = 101 \text{ [kPa]}$   
 $P_{10} = 200 \text{ [kPa]}$   
 $P_3 = 1973$   
 $P_{retur} = 1010 \text{ [kPa]}$

$P_{\text{sat}} = 234,7$   
 $P_{\text{tur}} = 1010 \text{ [kPa]}$   
 $\dot{Q}_{\text{ford}} = 33,55$   
 $R_{\text{heating}} = 3,769\text{E}+06$   
 $Re_{L,\text{ford}} = 2149$   
 $\rho_{\text{cond,L}} = 556,1$   
 $\rho_{\text{ford,L}} = 655,6$   
 $\rho_{\text{heating}} = 990,7$   
 $R_{t,\text{cond,wf}} = 0,0003 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $R_{t,\text{heating}} = 0,0002 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $S_{0,\text{wf}} = 6,58$   
 $S_2 = 6,112$   
 $S_3 = 1,781$   
 $S_{\text{retur}} = 0,57$   
 $T_0 = 295 \text{ [K]}$   
 $T_2 = 466,5$   
 $T_4 = 258 \text{ [K]}$   
 $T_{m,\text{ford}} = 260,5$   
 $T_{m,\text{ford,wf}} = 260,5$   
 $t_p = 0,00173 \text{ [m]}$   
 $T_{\text{retur, varmekilde}} = 263 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{sat,cond}} = 327 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{tur}} = 323 \text{ [K]}$   
 $U_{\text{cond}} = 615,9$   
 $V_{\text{avg,heating}} = 52,77$   
 $W_{\text{comp, is}} = 11,02$   
 $x_4 = 0,2317$   
 $\dot{X}_{\text{dest,comp}} = 2,266$   
 $\dot{X}_{\text{dest,exp}} = 42,52$   
 $X_{\text{ford,mean}} = 0,6158$   
 $X_{\text{sat,vapor}} = 1$   
 $x_V = 1$

$P_{\text{sat,ford}} = 1010$   
 $\dot{Q}_{\text{cond}} = 48 \text{ [kJ/s]}$   
 $R\$ = 'R717'$   
 $Re_{L,\text{cond}} = 10,2$   
 $\rho_{\text{brine}} = 963,6$   
 $\rho_{\text{cond,V}} = 17,47$   
 $\rho_{\text{ford,V}} = 2,158$   
 $\rho_{\text{mean,ford,wf}} = 1,909$   
 $R_{t,\text{ford,wf}} = 0,0003 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $S_{0,\text{water}} = 0,3228$   
 $S_1 = 5,878$   
 $S_{2s} = 5,878$   
 $S_4 = 6,17$   
 $S_{\text{tur}} = 0,7014$   
 $T_1 = 263$   
 $T_3 = 322$   
 $T_{m,\text{cond,vegg}} = 322,5$   
 $T_{m,\text{ford,brine}} = 5$   
 $T_{m,\text{HP,hot}} = 318$   
 $T_{\text{retur}} = 313 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{sat,1}} = 258$   
 $T_{\text{sat,ford}} = 298,4$   
 $T_{\text{tur, varmekilde}} = 253 \text{ [K]}$   
 $U_{\text{ford}} = 0,2691$   
 $W_{\text{comp}} = 14,45$   
 $x_3 = 0$   
 $x_{\text{cond,mean}} = 0,5$   
 $\dot{X}_{\text{dest,cond}} = -85,8$   
 $\dot{X}_{\text{dest,ford}} = -41,2$   
 $x_L = 0$   
 $X_{t,\text{cond}} = 0,2214$



## Vedlegg N: Utklipp resultat for propan varmpumpe

### SOLUTION

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

$A_{cond} = 9,737$	$A_{ford} = -638,7$
$COP_{carnot} = 3,74$	$COP_{HP} = 2,881$
$cp_{brine} = 3,963$	$cp_{cond, wf} = 2,412$
$cp_{heating} = 4,178$	$C_1 = 0,348$
$C_{EA} = 35 \text{ [%]}$	$\Delta T_{1, cond} = 4$
$\Delta T_{1, ford} = -47,48$	$\Delta T_{2, cond} = 14$
$\Delta T_{2, ford} = -37,48$	$\Delta T_{lm, cond} = 7,982$
$\Delta T_{lm, ford} = -42,29$	$D_{l, heating} = 0,0431 \text{ [m]}$
$D_{pipe, HP} = 0,0381 \text{ [m]}$	$\eta_{comp} = 0,6866$
$\eta_{ll, comp} = 0,7301$	$\eta_{ll, cond} = 20,98$
$\eta_{ll, ford} = -0,1169$	$G_a = 7,091E+09$
$g_{gravity} = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$	$G_{wf, cond} = 0,2206$
$G_{wf, ford} = 118,6$	$h_0, water = 91,75$
$h_0, wf = 625,4$	$h_1 = 565,8$
$h_{2a} = 689$	$h_{2s} = 650,4$
$h_3 = 334,1$	$h_4 = 334,1$
$h_{cond, wf} = 1000$	$h_{ford, wf} = 1,161$
$h_{heating} = 253693$	$h_{retur} = 167,8$
$h_{tur} = 209,6$	$k_{cond, wf} = 0,02355$
$k_{ford, wf} = 0,01439$	$k_{heating} = 0,6351$
$k_p = 15 \text{ [W/m}^2\text{K]}$	$L_{pipe} = 200 \text{ [m]}$
$L_{tot, borehole} = 895,4$	$m = 0,663$
$\mu_{brine} = 0,01282$	$\mu_{cond, L} = 0,00007095$
$\mu_{cond, V} = 0,00001018$	$\mu_{cond, water, w} = 0,0005531$
$\mu_{ford, L} = 0,000147$	$\mu_{ford, V} = 0,000007371$
$\mu_{heating} = 0,0005978$	$\dot{m}_{borehole} = 0,5 \text{ [kg/s]}$
$\dot{m}_{brine} = 20,43 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{heating} = 254,4$
$\dot{m}_{wf} = 0,1352$	$Nusselt_{ford, wf} = 3,074$
$Nusselt_{heating} = 17217$	$Nusselt_{L, cond} = 8,212$
$\nu_{cond} = 2,766E-07$	$N_{borehole} = 4,477$
$\omega = 0,1524$	$\phi_{borehole} = 0,035 \text{ [kW/m]}$
$\phi_{L, cond} = 6,312$	$PR = 5,759$
$P_{heating} = 0,8803$	$Pr_{L, cond} = 2,773$
$Pr_{L, ford} = 2,827$	$\psi_1 = -149$
$\psi_2 = 150$	$\psi_3 = 117,6$
$\psi_4 = -433,1$	$\psi_{retur} = 3,116$
$\psi_{tur} = 6,134$	$P_0 = 101 \text{ [kPa]}$
$P_1 = 290,1$	$P_{10} = 200 \text{ [kPa]}$
$P_2 = 1671$	$P_3 = 1671$
$P_4 = 290,1$	$P_{retur} = 1010 \text{ [kPa]}$

$P_{\text{sat}} = 290,1$   
 $P_{\text{tur}} = 1010 \text{ [kPa]}$   
 $\dot{Q}_{\text{ford}} = 31,34$   
 $Re_{\text{heating}} = 1,257E+07$   
 $Re_{L,\text{ford}} = 8702$   
 $\rho_{\text{cond,L}} = 440,9$   
 $\rho_{\text{ford,L}} = 545,5$   
 $\rho_{\text{heating}} = 990,7$   
 $R_{t,\text{cond,wf}} = 0,0003 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $R_{t,\text{heating}} = 0,0002 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $s_{0,\text{wf}} = 2,829$   
 $s_2 = 2,536$   
 $s_3 = 1,442$   
 $s_{\text{retur}} = 0,57$   
 $T_0 = 295 \text{ [K]}$   
 $T_2 = 351,1$   
 $T_4 = 258 \text{ [K]}$   
 $T_{m,\text{ford}} = 260,5$   
 $T_{m,\text{ford,wf}} = 260,5$   
 $t_p = 0,00173 \text{ [m]}$   
 $T_{\text{retur, varmekilde}} = 263 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{sat,cond}} = 327 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{tur}} = 323 \text{ [K]}$   
 $U_{\text{cond}} = 617,6$   
 $V_{\text{avg,heating}} = 176$   
 $W_{\text{comp,is}} = 11,44$   
 $x_4 = 0,434$   
 $\dot{X}_{\text{dest,comp}} = 4,496$   
 $\dot{X}_{\text{dest,exp}} = 46,22$   
 $x_{\text{ford,mean}} = 0,717$   
 $x_{\text{sat,vapor}} = 1$   
 $v_v = 1$

$P_{\text{sat,ford}} = 1010$   
 $\dot{Q}_{\text{cond}} = 48 \text{ [kJ/s]}$   
 $RS = 'R290'$   
 $Re_{L,\text{cond}} = 59,22$   
 $\rho_{\text{brine}} = 963,6$   
 $\rho_{\text{cond,V}} = 42,53$   
 $\rho_{\text{ford,V}} = 7,022$   
 $\rho_{\text{mean,ford,wf}} = 6,314$   
 $R_{t,\text{ford,wf}} = 0,0003 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $s_{0,\text{water}} = 0,3228$   
 $s_1 = 2,423$   
 $s_{2s} = 2,423$   
 $s_4 = 2,601$   
 $s_{\text{air}} = 0,7014$   
 $T_1 = 263$   
 $T_3 = 322$   
 $T_{m,\text{cond,vegg}} = 322,5$   
 $T_{m,\text{ford,brine}} = 5$   
 $T_{m,\text{HP,hot}} = 318$   
 $T_{\text{retur}} = 313 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{sat,1}} = 258$   
 $T_{\text{sat,ford}} = 300,5$   
 $T_{\text{tur, varmekilde}} = 253 \text{ [K]}$   
 $U_{\text{ford}} = 1,16$   
 $W_{\text{comp}} = 16,66$   
 $x_3 = 0$   
 $x_{\text{cond,mean}} = 0,5$   
 $\dot{X}_{\text{dest,cond}} = -87,46$   
 $\dot{X}_{\text{dest,ford}} = -42,93$   
 $x_L = 0$   
 $x_{L,\text{cond}} = 0,3772$

## Vedlegg O: Resultater EES og Coolpack simuleringer

Gjennomsnittlig bygg											
Passivhus											
Ammoniakk											
Varmekildetemperatur	2	2,6	3,2	3,8	4,4	5	5,6	6,2	6,8	7,4	8
Turtemperatur	50	44,2	42,3	41	40,2	39	37,8	36,9	36,1	34,7	33,4
Returtemperatur	40	37,1	36,2	35,5	35,1	34,5	33,9	33,4	33	32,4	31,7
Varmeytelse	101	106	109	112	114	117	119	122	124	127	130
COP	3,98	4,59	4,82	5,04	5,21	5,41	5,63	5,76	5,98	6,22	6,46
Kompressor virkn.	0,8	0,82	0,83	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,86	0,86	0,86
Kompressor arbeid	25,3	23,1	22,6	22,2	21,9	21,6	21,1	21,2	20,7	20,4	20,1
Massestrøm	0,073	0,078	0,081	0,083	0,085	0,088	0,089	0,092	0,093	0,096	0,098
Gjennomsnittlig bygg											
Passivhus											
CO2											
Varmekildetemperatur	2	2,6	3,2	3,8	4,4	5	5,6	6,2	6,8	7,4	8
Turtemperatur	50	44,2	42,3	41	40,2	39	37,8	36,9	36,1	34,7	33,4
Returtemperatur	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21	20
Varmeytelse	74,1	75,6	77,2	78,7	80,3	82,0	83,7	85,4	87,1	88,9	90,7
COP	3,92	4,04	4,17	4,30	4,44	4,58	4,73	4,85	5,01	5,17	5,34
Kompressor virkn.	0,7										
Kompressor arbeid	18,9	18,7	18,5	18,3	18,1	17,9	17,7	17,6	17,4	17,2	17
Massestrøm	0,334	0,337	0,341	0,344	0,348	0,353	0,357	0,362	0,366	0,371	0,376
Gjennomsnittlig bygg											
Passivhus											
Propan											
Varmekildetemperatur	2	2,6	3,2	3,8	4,4	5	5,6	6,2	6,8	7,4	8
Turtemperatur	50	44,2	42,3	41	40,2	39	37,8	36,9	36,1	34,7	33,4
Returtemperatur	40	37,1	36,2	35,5	35,1	34,5	33,9	33,4	33	32,4	31,7
Varmeytelse	65	68	70	72	74	76	77	79	81	83	85
COP	3,32	3,76	3,93	4,06	4,15	4,29	4,43	4,69	4,81	4,99	5,2
Kompressor virkn.	0,67	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,67
Kompressor arbeid	19,6	18,1	17,8	17,7	17,8	17,7	17,4	16,9	16,9	16,6	16,3
Massestrøm	0,188	0,193	0,197	0,202	0,207	0,212	0,214	0,219	0,225	0,229	0,2338
Gjennomsnittlig bygg											
TEK97											
Ammoniakk											
Varmekildetemperatur	2	2,6	3,2	3,8	4,4	5	5,6	6,2	6,8	7,4	8
Turtemperatur	80	69,7	66,3	64	62,6	60,3	58,3	56,6	55,1	52,7	50,4
Returtemperatur	60	53,8	51,8	50,4	49,5	48,2	47	45,9	45,1	43,6	42,3
Varmeytelse	378	406	421	434	444	457	469	481	492	504	517
COP	2,51	2,87	3,03	3,15	3,23	3,37	3,51	3,63	3,75	3,95	4,15
Kompressor virkn.	0,72	0,75	0,76	0,76	0,77	0,77	0,78	0,79	0,8	0,81	0,81
Kompressor arbeid	150,7	141,4	139	137,8	137,3	135,4	133,7	132,4	131,1	127,7	124,5
Massestrøm	0,26	0,285	0,297	0,308	0,317	0,328	0,338	0,349	0,358	0,369	0,38
Gjennomsnittlig bygg											
TEK97											
CO2											
Varmekildetemperatur	2	2,6	3,2	3,8	4,4	5	5,6	6,2	6,8	7,4	8
Turtemperatur	80	69,7	66,3	64	62,6	60,3	58,3	56,6	55,1	52,7	50,4
Returtemperatur	35	33,5	32	30,5	29	27,5	26	24,5	23	21,5	20
Varmeytelse	295	304	313	323	333	343	353	364	376	387	399
COP	3,52	3,71	3,90	4,07	4,24	4,42	4,60	4,77	4,95	5,14	5,33
Kompressor virkn.											
Kompressor arbeid	83,7	81,8	80,3	79,3	78,4	77,6	76,8	76,3	75,9	75,3	74,9
Massestrøm	1,480	1,477	1,481	1,494	1,510	1,527	1,546	1,571	1,600	1,625	1,655
Gjennomsnittlig bygg											
TEK97											
Propan											
Varmekildetemperatur	2	2,6	3,2	3,8	4,4	5	5,6	6,2	6,8	7,4	8
Turtemperatur	80	69,7	66,3	64	62,6	60,3	58,3	56,6	55,1	52,7	50,4
Returtemperatur	60	53,8	51,8	50,4	49,5	48,2	47	45,9	45,1	43,6	42,3
Varmeytelse	142	160	170	178	185	193	201	209	216	225	233
COP	1,94	2,34	2,49	2,6	2,68	2,79	2,91	3,1	3,1	3,27	3,55
Kompressor virkn.	0,67	0,68	0,68	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69
Kompressor arbeid	73,1	68,3	68,2	68,4	69,1	69	69,1	69,4	69,6	68,8	65,6
Massestrøm	0,492	0,52	0,537	0,555	0,572	0,59	0,608	0,627	0,644	0,664	0,684

Stort bygg											
Passivhus											
Ammoniakk											
Varmekildetemperatur	2	2,6	3,2	3,8	4,4	5	5,6	6,2	6,8	7,4	8
Turtemperatur	50	44,2	42,3	41	40,2	39	37,8	36,9	36,1	34,7	33,4
Returtemperatur	40	37,1	36,2	35,5	35,1	34,5	33,9	33,4	33	32,4	31,7
Varmeytelse	207	217	223	228	233	238	244	249	254	259	264
COP	3,98	4,52	4,74	4,92	5,04	5,22	5,41	5,57	5,72	6,02	6,46
Kompressor virkn.	0,81	0,82	0,83	0,83	0,84	0,84	0,85	0,85	0,85	0,86	0,86
Kompressor arbeid	51,9	48	46,9	46,4	46,2	45,6	45,1	44,7	44,4	43	40,9
Massestrøm	0,15	0,159	0,164	0,168	0,173	0,177	0,182	0,186	0,19	0,194	0,199
Stort bygg											
Passivhus											
CO2											
Varmekildetemperatur	2	2,6	3,2	3,8	4,4	5	5,6	6,2	6,8	7,4	8
Turtemperatur	50	44,2	42,3	41	40,2	39	37,8	36,9	36,1	34,7	33,4
Returtemperatur	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21	20
Varmeytelse	148	151	154	157	161	164	167	171	174	178	181
COP	3,93	4,05	4,19	4,33	4,44	4,58	4,73	4,86	5,02	5,17	5,35
Kompressor virkn.											
Kompressor arbeid	37,7	37,3	36,8	36,4	36,2	35,8	35,4	35,1	34,7	34,4	33,9
Massestrøm	0,667	0,673	0,68	0,686	0,697	0,704	0,712	0,724	0,731	0,743	0,751
Stort bygg											
Passivhus											
Propan											
Varmekildetemperatur	2	2,6	3,2	3,8	4,4	5	5,6	6,2	6,8	7,4	8
Turtemperatur	50	44,2	42,3	41	40,2	39	37,8	36,9	36,1	34,7	33,4
Returtemperatur	40	37,1	36,2	35,5	35,1	34,5	33,9	33,4	33	32,4	31,7
Varmeytelse	110	118	123	127	131	135	139	143	147	151	156
COP	3,32	3,73	3,91	4,04	4,13	4,27	4,41	4,52	4,64	4,82	5,13
Kompressor virkn.	0,68	0,69	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68
Kompressor arbeid	33,2	31,6	31,5	31,4	31,7	31,6	31,5	31,6	31,7	31,3	30,4
Massestrøm	0,319	0,334	0,346	0,356	0,366	0,376	0,386	0,396	0,406	0,415	0,428
Stort bygg											
TEK97											
Ammoniakk											
Varmekildetemperatur	2	2,6	3,2	3,8	4,4	5	5,6	6,2	6,8	7,4	8
Turtemperatur	80	69,7	66,3	64	62,6	60,3	58,3	56,6	55,1	52,7	50,4
Returtemperatur	60	53,8	51,8	50,4	49,5	48,2	47	45,9	45,1	43,6	42,3
Varmeytelse	811	871	902	929	952	979	1005	1029	1053	1080	1107
COP	2,51	2,87	3,03	3,15	3,23	3,37	3,51	3,63	3,79	4,01	4,25
Kompressor virkn.	0,73	0,75	0,76	0,76	0,77	0,78	0,78	0,79	0,8	0,81	0,82
Kompressor arbeid	323,4	303,4	297,9	294,9	294,3	290,1	286,4	283,2	278,1	269,2	260,2
Massestrøm	0,559	0,611	0,637	0,66	0,647	0,703	0,725	0,746	0,768	0,794	0,819
Stort bygg											
TEK97											
CO2											
Varmekildetemperatur	2	2,6	3,2	3,8	4,4	5	5,6	6,2	6,8	7,4	8
Turtemperatur	80	69,7	66,3	64	62,6	60,3	58,3	56,6	55,1	52,7	50,4
Returtemperatur	35	33,5	32	30,5	29	27,5	26	24,5	23	21,5	20
Varmeytelse	589	608	626	645	665	686	707	729	751	774	798
COP	3,53	3,71	3,90	4,08	4,25	4,42	4,59	4,77	4,95	5,14	5,33
Kompressor virkn.											
Kompressor arbeid	167,1	163,6	160,6	158,3	156,6	155,2	153,9	152,7	151,6	150,6	149,8
Massestrøm	2,954	2,953	2,961	2,983	3,015	3,055	3,097	3,146	3,196	3,25	3,309
Stort bygg											
TEK97											
Propan											
Varmekildetemperatur	2	2,6	3,2	3,8	4,4	5	5,6	6,2	6,8	7,4	8
Turtemperatur	80	69,7	66,3	64	62,6	60,3	58,3	56,6	55,1	52,7	50,4
Returtemperatur	60	53,8	51,8	50,4	49,5	48,2	47	45,9	45,1	43,6	42,3
Varmeytelse	384	434	461	483	502	525	546	567	586	609	632
COP	1,94	2,34	2,49	2,6	2,68	2,8	2,91	3,02	3,13	3,3	3,48
Kompressor virkn.	0,67	0,68	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69
Kompressor arbeid	197,8	185,3	184,9	185,5	187,6	187,7	187,7	188,1	187,4	184,5	181,3
Massestrøm	1,331	1,398	1,455	1,505	1,553	1,605	1,652	1,703	1,749	1,8	1,851

Stort TEK97				
COP				
Varmekilde tem	Turtempera	80	60	40
Ammoniakk		1,55	3,44	5,69
CO2		3,53	4,42	5,33
Propan		0,7	1,14	3,33

Stort passivhus				
COP				
Varmekilde tem	Turtempera	50	40	30
Ammoniakk		3,45	4,37	5,45
CO2		3,93	4,38	5,35
Propan		2,04	3,15	4,45

Gjennomsnittlig TEK97				
COP				
Varmekilde tem	Turtempera	80	60	40
Ammoniakk		1,53	3,62	5,71
CO2		3,52	4,42	5,33
Propan		0,09	2,04	4,17

Gjennomsnittlig passivhus				
COP				
Varmekilde tem	Turtempera	50	40	30
Ammoniakk		2,49	3,18	3,98
CO2		3,92	4,37	5,34
Propan		3,36	4,65	6,19

Stort TEK97				
COP				
Varmekilde tem	Turtempera	80	60	40
Ammoniakk		2,31	3,47	5,56
CO2		2,30	3,33	4,58
Propan		1,74	2,85	4,46
		219	513	994
Gjennomsnittlig passivhus				
COP				
Varmekilde tem	Turtempera	50	40	30
Ammoniakk		3,32	5,24	6,91
CO2		2,52	3,57	4,87
Propan		2,88	4,24	5,47