

**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

**MASTEROPPGAVE**

OPPGAVENS TITTEL: <b>Termodynamisk analyse av en bergvarmepumpe i kombinasjon med solfangere</b>	DATO:  09.06.2021
	ANTALL SIDER OG VEDLEGG:  78 og A-T
FORFATTERE: Jostein Barkholm	VEILEDER: Habtamu Bayera Madessa
UTFØRT I SAMARBEID MED: OsloMet - Storbyuniversitetet	KONTAKTPERSON: Jostein Barkholm

KORT SAMMENDRAG: I denne masteroppgaven er det gjennomført en termodynamisk analyse på en solassistert bergvarmepumpe. Ved hjelp av dataprogrammet Engineering Equation Solver er det bygget opp en matematisk modell for en bergvarmepumpe i kombinasjon med et solfangeranlegg. Det er utført beregninger for kuldemediene R290 (propan), R600a (isobutan) og R717 (ammoniakk). I tillegg er det utført sensitivitetsanalyser for å identifisere parametere av stor betydning.  Resultatene viser at varmepumpen med kuldemedium R717 egner seg best ved de gitte forutsetninger. Solfangeranlegget vil kunne dekke ca. 40 % av oppvarmingsbehovet for varmt tappevann, og 38 - 40 % av energiuttaket fra energibrønnene vil kunne føres tilbake. Parametere som har stor betydning for anleggets ytelse er kondensatortemperatur i varmepumpen, solintensiteten, og temperaturnivåer i varmevekslerne.
--

NØKKEWORD (en per linje): Solassistert bergvarmepumpe EES Termodynamisk analyse
--

# Prosjekt spesifikasjon

## Bakgrunn

FNs klimapanel hevder at global oppvarming må begrenses til 1,5 °C innen år 2050. For å oppnå denne målsetningen må utslipp av klimagasser til atmosfæren reduseres til ned mot null. Fossilt brensel benyttet i byggesektoren er en stor bidragsyter til dagens utslipp. Utfasing av fossile brensler, og konvertering til fornybare energikilder vil derfor være av avgjørende betydning for å nå FN's klimamål.

Med dette som et bakteppe vil det bli gjennomført en termodynamisk analyse av en bergvarmepumpe i kombinasjon med et solfangersystem. Denne kombinasjonen vil gi varmepumpen gode arbeidsbetingelser da solfangersystemet vil bidra til å varme opp energibrønner i sommerhalvåret.

## Omfang

Denne oppgaven omhandler følgende:

- Litteraturstudie
- Evaluering av ulike systemløsninger og valg av et av dem
- Matematisk modell av systemet og tilhørende komponenter. Oppgaven tar utgangspunkt i de termodynamiske ligningene for masse-, energi-, og eksergibalanse.
- Parametrisk analyse med tanke på ulike kuldemedier, massestrøm, temperaturnivåer, og energibrønner.
- Sensitivitetsanalyse
- Rapportskrivning

## Metode

Formelverket benyttet i denne oppgaven er funnet gjennom litteraturstudie, og den matematiske modelleringen er utført i Engineering Equation Solver (EES).

# Forord

Denne masteroppgaven er utarbeidet som mitt avsluttende arbeid ved masterstudie i Energi og miljø i bygg ved OsloMet – storbyuniversitetet våren 2021. Masterstudiet ble gjennomført på deltid over 4 år da jeg har vært i full jobb ved siden av.

Jeg vil takke min veileder Habtamu Bayera Madessa for definering av en spennende oppgave, og ikke minst meget god veiledning under arbeidet med oppgaven. Det har vært et spesielt semester med nedstengninger og restriksjoner på grunn av korona, men dette ble løst på en god måte ved hjelp av digitale møter.

Videre vil jeg rette en stor takk til Hans-Olav Rosvoll for meget godt samarbeid med denne oppgaven, og for øvrig gjennom 4 år på masterstudiet.

Jeg vil også rette en takk til min arbeidsgiver Oslo Universitetssykehus, og ikke minst min leder Vidar M. Gaulin for å tilpasse hverdagen og gi meg muligheten til å gjennomføre dette studiet ved siden av mine oppgaver på jobb.

Til slutt vil jeg få takke familien min, og spesielt min kone Rita N. Barkholm som har tatt ekstra ansvar hjemme i en travel hverdag, og gitt meg mulighet og tid til å gjennomføre på en god måte.

Oslo

Juni 2021



---

Signatur

Jostein Barkholm

s971102

OsloMet – Storbyuniversitet

# Sammendrag

Å benytte solfangere for oppvarming av tappevann er en etablert teknologi i Norge, men å kombinere solfangeranlegget med energibrønnene til en bergvarmepumpe er lite utprøvd. I denne masteroppgaven er det gjennomført en termodynamisk analyse på en bergvarmepumpe i kombinasjon med et solfangeranlegg, ved hjelp av dataprogrammet Engineering Equation Solver (EES). Anlegget er designet for å forsyne en boligblokk plassert i Oslo. Solfangeranlegget benyttes både til oppvarming av varmt tappevann, samt lading av energibrønner. Formålet med ladingen er å holde varmelageret i grunn i termisk balanse, slik at bergvarmepumpens ytelse ikke taper seg over tid.

Den termodynamiske analysen viser at varmepumpen med kuldemediet R717 får høyest COP på 4,3, mens varmepumpen med R290 har lavest med 3,5. Dette skyldes hovedsakelig forskjellen i kompressorens isentropiske virkningsgrad. En høyere fordampingstemperatur og lavere kondenseringstemperatur vil være gunstig for alle kuldemediene. Fordamperarealet ble relativt likt for alle kuldemediene, mens kondensatorarealet er minst for varmepumpen med R717. Ammoniakk varmepumpen har lavest eksergiødeleggelse, og derfor også høyest eksergivirkningsgrad.

Resultatene viser at et solfangeranlegg på 110 m<sup>2</sup> kan dekke ca. 38 – 40 % av energiuttaket fra grunn, samt ca. 40 % av energiforbruket for oppvarming av varmt tappevann. Solfangeranleggets ytelse er sterkt avhengig av værforhold. I perioder med lav utetemperatur og lite sol, faller energiavgivelsen drastisk. Solfangerens termiske virkningsgrad varierer med solintensiteten, og maksimal termisk virkningsgrad er beregnet til 67 %. Eksergiødeleggelsen er stor i solfangeren, hovedsakelig på grunn av høy temperaturdifferanse mellom absorberer i solfangeren og solstrålene.

For energibrønnene ble utløpstemperaturen fra grunn beregnet til 279,4 K. Utløpstemperaturen fra grunn varierer med massestrømmen, kollektorvæskens innløpstemperatur til grunn, samt temperaturen i grunn. I perioder hvor solfangeranlegget benyttes til lading av energibrønner, ble innløpstemperaturen til grunn,  $T_{11}$  beregnet til ca. 286 K ved dimensjonerende forhold. Temperaturhevingen i varmeveksler  $HX_1$  avhenger av ytelsen fra solfangeranlegget, og reduseres vesentlig når temperaturen på varm side av veksleren reduseres.

Sensitivitetsanalysen avdekket hvilke parametere som har stor betydning for anleggets ytelse. Kondensator- og fordampertemperatur påvirker varmepumpens COP, samt kompressorens eksergivirkningsgrad. Ved lave kondensator- og høye fordampertemperaturer er ytelsen best.

En annen viktig parameter som er av stor betydning er solintensiteten. Varmeavgivelse fra solfangeranlegget varierer mye med denne, og ved lave solintensiteter faller solfangerens termiske virkningsgrad og energiavgivelsen drastisk. Dette vil igjen påvirke tappevannsoppvarming og lading av energibrønner.

# English Summary

Using solar collectors for heating domestic hot water is an established technology in Norway but combining the solar collectors with the boreholes of a ground source heat pump has not been tested much. In this master's thesis, a thermodynamic analysis has been carried out on a geothermal heat pump in combination with a solar collector, using the computer program Engineering Equation Solver (EES). The system is designed to supply a residential building located in Oslo. The solar collectors are used for heating domestic hot water, as well as charging energy wells. The purpose of the charging is to keep the heat storage ground in thermal balance, so that the performance of the geothermal heat pump is not reduced over time.

The thermodynamic analysis shows that the heat pump with refrigerant R717 has the highest COP of 4.3, while the heat pump with R290 has the lowest with 3.5. This is mainly due to the difference in the isentropic efficiency of the compressor. A higher evaporation temperature and lower condensation temperature will be favourable for all refrigerants. The evaporator area was close to equal for all refrigerants, while the condenser area is the least for the heat pump with R717. The ammonia heat pump has the lowest exergy destruction, and therefore also the highest exergy efficiency.

The results show that the solar collector system of 110 m<sup>2</sup> can cover approximately 38 - 40% of the energy consumption from the ground, and 40% of energy consumption for heating domestic hot water. The performance of the solar collector system is strongly dependent on weather conditions. During periods of low outdoor temperature and little sun, energy production drops drastically. The thermal efficiency of the solar collector varies with the solar intensity, and the maximum thermal efficiency is calculated at 67%. The exergy destruction is large in the solar collector, mainly due to the high temperature difference between the absorber in the solar collector and the solar radiation.

For the energy wells, the outlet temperature from the ground was calculated to be 279.4 K. The outlet temperature from the ground varies with the mass flow, the inlet temperature of the collector fluid to the ground, and the temperature in the ground. During periods when the solar collector system is used to charge energy wells, the inlet temperature, T<sub>11</sub>, was calculated to be approximately 286 K at dimensioning conditions. The temperature rise in heat exchanger HX1 depends on the performance of the solar collector system and is significantly reduced when the temperature on the hot side of the exchanger is reduced.

The sensitivity analysis revealed which parameters are of great importance for the system performance. Condenser and evaporator temperature affect the COP of the heat pump, as well as the exergy efficiency of the compressor. At low condenser and high evaporator temperatures, performance is best.

Another important parameter that is of great importance is the solar intensity. Heat dissipation from the solar collectors varies a lot with this, and at low solar intensities the thermal efficiency of the solar collector and the energy delivered will fall drastically. This in turn will affect domestic hot water heating and charging of energy wells.

# Innhold

Prosjekt spesifikasjon.....	ii
Forord.....	iii
Sammendrag.....	iv
English Summary.....	vi
Innhold.....	viii
Nomenklatur.....	1
1 Introduksjon.....	4
1.1 Bakgrunn.....	4
1.2 Mål med oppgaven.....	5
1.3 Avgrensninger.....	5
2 Teori.....	6
2.1 Termodynamikk.....	6
2.2 Varmetransport.....	8
2.3 Varmepumpe.....	11
2.4 Energibrønner.....	13
2.5 Kuldemedium.....	14
2.6 Solfangere.....	15
2.7 Platevarmeveksler.....	17
2.8 Systemløsninger.....	17
3 Metode.....	21
3.1 Litteraturstudie.....	21
3.2 Engineering Equation Solver (EES).....	21
3.3 Referansebygg, energisentral og temperaturnivåer.....	22
3.4 Valg av systemløsning.....	26
3.5 Matematisk modell.....	26
3.6 Sensitivitetsanalyse.....	50
4 Resultater og diskusjon.....	52
4.1 Validering av matematisk modell.....	52
4.2 Analyse av varmpumpe.....	56
4.3 Analyse av solfangere.....	66
4.4 Analyse av brønnpark.....	71
4.5 Analyse av rørforbindelse mellom varmevekslere.....	75
5 Konklusjoner.....	77
6 Fremtidig arbeid.....	78
7 Referanser.....	79
VEDLEGG.....	82
Vedlegg A Systemskjemaer for systemalternativer 1-3.....	82
Vedlegg B Formelverk.....	85
Vedlegg C Produktdatablad varmevekslere.....	88
Vedlegg D Materialeegenskaper rustfritt stål.....	90



Vedlegg E Produktdatablad solfanger .....	91
Vedlegg F Plan, snitt og 3D tegninger av solfangerplassering på tak .....	93
Vedlegg G EES koding for varmepumpeberegning for R290 og R600a.....	97
Vedlegg H Resultater fra varmepumpeberegning for R290 .....	104
Vedlegg I Resultater fra varmepumpeberegning for R600a .....	106
Vedlegg J EES koding og resultater fra varmepumpeberegning for R717 .....	108
Vedlegg K EES koding og resultater solfanger .....	117
Vedlegg L EES koding energibrønn .....	122
Vedlegg M EES resultater energibrønn R290 .....	125
Vedlegg N EES resultater energibrønn R600a .....	126
Vedlegg O EES resultater energibrønn R717 .....	127
Vedlegg P EES koding og resultater tappevannskrets .....	128
Vedlegg Q Sensitivitetsanalyser R290.....	129
Vedlegg R Sensitivitetsanalyser R600a .....	131
Vedlegg S p-h og T-s diagram for varmepumpe med kuldemedium R290.....	133
Vedlegg T p-h og T-s diagram for varmepumpe med kuldemedium R600a.....	134

Figur 1: Komponenter i varmepumpeprosess (Zijdemans, 2014).....	11
Figur 2: T-s og P-h diagram (Cengel & Boles, 2015).....	12
Figur 3: Eksempel på energibrønn (Nemitek, 2017).....	13
Figur 4: Generell skisse av en plan solfanger (Sørensen et al., 2017) .....	16
Figur 5: Prinsippskisse av vakuumsolfanger (Elsheniti et al., 2019) .....	16
Figur 6: Prinsippskisse av platevarmeveksler (Kim et al., 2018) .....	17
Figur 7: Systemskjema for løsningsalternativ 1.....	18
Figur 8: Systemskjema for løsningsalternativ 2.....	19
Figur 9: Systemskjema for løsningsalternativ 3.....	20
Figur 10: Utklipp av EES, termofysisk database .....	22
Figur 11: Effektivitetsdiagram (Stene, 2009).....	25
Figur 12: Variasjon i dekningsgrad gjennom året, hvor tappevannet forvarmes av nærvarme og ettervarmes med el. (Sintef, 2020) .....	26
Figur 13: Systemgrenser for EES modell .....	27
Figur 14: Solfangernes plassering og skyggekastning 1. april.....	40
Figur 15: Eksempel på parametrisk tabell fra EES. ....	50
Figur 16: Utløpstemperatur $T_9$ fra egen modell til venstre, resultater fra (Madessa et al., 2017) til høyre.....	54
Figur 17: p-h diagram for kuldemedium R717 .....	57
Figur 18: T-s diagram for kuldemedium R717 .....	57
Figur 19: Endring i varmepumpens COP ved ulike kondenserings- og fordampertemperaturer .....	60
Figur 20: Endring i kompressorens trykkforhold ved ulike fordamper- og kondenseringstemperaturer .....	60
Figur 21: Kollektorrøskens utløpstemperaturen fra energibrønn ved varierende temperaturer i grunn og massestrømmer for brønnnybde 200 m. ....	63
Figur 22: Endring av fordampereareal ved ulike utløpstemperaturer fra grunn og massestrømmer for energibrønner med brønnnybde 200 m .....	63
Figur 23: Endring av fordamper- og kondensatorareal ved ulike Chevron vinkler .....	64
Figur 24: Eksergiødeleggelse i kompressor ved ulike kondensatorer til venstre, og utløpstemperatur fra kompressor ved ulike kondensatorer til høyre .....	65
Figur 25: Solintensitetens påvirkning på solfangerens termiske virkningsgrad .....	66
Figur 26: Solintensitetens påvirkning på energiproduksjon .....	67
Figur 27: Endring i ekservivirkningsgrad ved ulike innløpstemperaturer i solfangeren .....	69
Figur 28: Endring av ekservivirkningsgrad ved ulike utetemperaturer .....	69
Figur 29: Endring av effektivitet i $HX_2$ ved endret temperaturdifferanse i solfanger .....	70
Figur 30: Innløpstemperatur til grunn ved ulike turtemperaturer på varm siden av varmeveksleren for forskjellige massestrømmer.....	72
Figur 31: Avgitt effekt fra $HX_1$ ved ulike turtemperatur på varm siden av veksleren for forskjellige massestrømmer.....	72
Figur 32: Endring i ekserviødeleggelse i energibrønnene ved ulike innløpstemperaturer til grunn..	74
Figur 33: Endring i ekservivirkningsgrad ved ulike innløpstemperaturer til grunn .....	74
Figur 34: Endring i COP ved ulike kondenserings- og fordampertemperaturer.....	129
Figur 35: Endring av trykkforhold i kompressor ved ulike kondenserings- og fordampertemperaturer.....	129
Figur 36: Endring av utløpstemperatur fra kompressor ved ulike kondenseringstemperaturer.....	130
Figur 37: Endring av ekserviødeleggelse i kompressor ved ulike kondenseringstemperaturer.....	130
Figur 38: Endring i COP ved ulike kondenserings- og fordampertemperaturer.....	131
Figur 39: Endring av trykkforhold i kompressor ved ulike kondenserings- og fordampertemperaturer.....	131
Figur 40: Endring av utløpstemperatur fra kompressor ved ulike kondenseringstemperaturer.....	132
Figur 41: Endring av ekserviødeleggelse i kompressor ved ulike kondenseringstemperaturer.....	132
Figur 42: p-h diagram for kuldemedium R290 .....	133

Figur 43: T-s diagram for kuldemedium R290 .....	133
Figur 44: p-h diagram for kuldemedium R600a .....	134
Figur 45: T-s diagram for kuldemedium R600a .....	134

Tabell 1: Sentrale egenskaper ved kuldemedier .....	14
Tabell 2: Bygningsdata .....	22
Tabell 3: Energibudsjett for ulike energiposter.....	23
Tabell 4: Effektbudsjett romoppvarming og infiltrasjonsvarmetap .....	24
Tabell 5: Effektbudsjett ventilasjon .....	24
Tabell 6: Effektbudsjett oppvarming av varmt tappevann.....	24
Tabell 7: Energi og effektbudsjett.....	24
Tabell 8: Effekt og energibudsjett varmepumpe.....	25
Tabell 9: Startbetingelser og forutsetninger.....	29
Tabell 10: Inndata solfangere.....	37
Tabell 11: Inndata brønnpark .....	45
Tabell 12: Temperaturnivåer i tappevannskrets.....	48
Tabell 13: Gjennomsnittlig månedlig solinnstråling fra solfangere.....	49
Tabell 14: Inputverdier for sammenligning mot (Ommen et al., 2015).....	52
Tabell 15: Resultater fra validering av egen modell mot (Ommen et al., 2015) .....	53
Tabell 16: Inndata for validering mot (Madessa et al., 2017).....	54
Tabell 17: Resultater fra validering av egen modell mot (Madessa et al., 2017) .....	54
Tabell 18: Inndata for validering mot (Guarracino et al., 2019).....	55
Tabell 19: Resultat fra validering.....	55
Tabell 20: Sammenligning av egen modell mot teoretiske verdier fra (Cengel & Ghajar, 2015) .....	56
Tabell 21: Beregnet COP for alle kuldemedier:.....	59
Tabell 22: Fordamper og kondensatorareal .....	61
Tabell 23: Nusselt tall og konvektivt varmeovergangstall for fordamper og kondensator.....	61
Tabell 24: LMTD for kondensator og fordamper .....	62
Tabell 25: Ekssergiødeleggelse og ekssergivirkningsgrad for varmepumpen .....	64
Tabell 26: Dimensjonering av HX <sub>2</sub> .....	68
Tabell 27: Ekssergiberegning .....	68
Tabell 28: Resultater fra ekssergiberegning .....	70
Tabell 29: Beregning av innløpstemper til grunn, T <sub>11</sub> .....	71
Tabell 30: Dimensjonering av HX <sub>1</sub> .....	73
Tabell 31: Ekssergiberegninger .....	73
Tabell 32: Energiuttak og lading av energibrønner .....	75
Tabell 33: Resultater fra tappevannsberegning .....	76

# Nomenklatur

## *Forkortelser*

COP	Effektvarmefaktor
EES	Engineering Equation Solver
EB	Energibrønn
GWP	Globalt oppvarmingspotensial
LMTD	Logaritmisk midlere temperaturdifferanse
ODP	Ozonedbrytende potensial

## *Greske bokstaver*

$\beta$	Chevron vinkel	[°]
$\eta$	Virkningsgrad	[-]
$\mu$	Dynamisk viskositet	[kg/m*s]
$\nu$	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 midlere temperaturdifferanse	[K]
$\dot{m}$	Massestrøm	[kg/s]
$\dot{Q}$	Varmeoverføringsrate	[kJ/s]
$\dot{W}$	Arbeid	[W]
A	Areal	[m <sup>2</sup> ]
$C_p$	Spesifikk varmekapasitet	[kJ/kg*K]

$D_{ed}$	Ekvivalent rørdiameter	[m]
$D_i$	Indre rørdiameter	[m]
$D_y$	Ytre rørdiameter	[m]
$\dot{e}$	Spesifikk energiavgivelse	[kWh/m <sup>2</sup> ]
$g$	Tyngdens akselerasjon	9,81 [m/s <sup>2</sup> ]
$G_{wf}$	Kuldemediets massefluks	[kg/m <sup>2</sup> *s]
$G_s$	Solintensitet	[W/m <sup>2</sup> ]
$H$	Entalpi	[kJ]
$h$	Spesifikk entalpi	[kJ/kg]
$h$	Konvektiv varmeoverføringskoeffisient	[W/m <sup>2</sup> *K]
$k$	Termisk konduktivitet	[W/m*K]
$ke$	Kinetisk energi	[J]
$L_{pipe}$	Lengde kollektorrør	[m]
$N_{borehole}$	Antall energibrønner	[-]
$N_{tube}$	Antall kollektorrør	[-]
$Nu$	Nusselt tall	[-]
$P$	Trykk	[kPa]
$P_{cr}$	Kritisk trykk	[kPa]
$pe$	Potensiell energi	[J]
$PR$	Trykkforhold	[-]
$Pr$	Prandtl tall	[-]
$Pr_L$	Prandtl tall for kuldemediet i væskeform	[-]
$\dot{Q}$	Varmeoverføringsrate	[W]
$R_{brine}$	Termisk konvektiv motstand i brinen	[K/W]
$R_{pipe}$	Termisk konduktiv motstand i røret	[K/W]
$Re$	Reynolds tall	[-]
$Re_L$	Reynolds tall for kuldemediet i væskeform	[-]

$R_f$	Fouling faktor	$[m^2 \cdot K/W]$
$S$	Entropi	$[kJ/K]$
$s$	Spesifikk entropi	$[kJ/kg \cdot K]$
$T$	Temperatur	$[K]$
$T_{cr}$	Kritisk temperatur	$[K]$
$t_p$	Platetykkelse varmeveksler	$[m]$
$U$	Total varmeoverføringskoeffisient	$[W/m^2 \cdot K]$
$v_{avg}$	Gjennomsnittlig strømningshastighet	$[m/s]$
$x$	Kvalitet (massefraksjon damp)	$[-]$
$X_{tt}$	Martinelli parameter	$[-]$
$\dot{X}_{dest}$	Eksergiødeleggelse	$[kJ/s]$

# 1 Introduksjon

## 1.1 Bakgrunn

De Forente Nasjoner (FN) hevder at klimaendringer er vår tids største utfordring (Forente Nasjoner, u.å). Som en følge av befolknings-, økonomisk- og industriell vekst øker klimagassutslippene til atmosfæren. Klimagassutslipp kan knyttes direkte opp mot global oppvarming, og CO<sub>2</sub> utslipp som følge av fossilt brensel er en av de største bidragsyterne. FNs klimapanel fikk i oppdrag fra verdens meteorologi organisasjon (WME) å være en objektiv kilde for vitenskapelig informasjon. Dette arbeide resulterte i utgivelse av FN klimapanel femte hovedrapport i 2013. Rapporten konkluderte med at klimaendringene er virkelig, og hovedårsaken er menneskelige aktiviteter (Forente Nasjoner, u.å). I 2018 ga de også ut en tilleggsrapport som hevdet at den globale oppvarmingen må begrenses til 1,5 °C for å kunne sikre en bærekraftig fremtid. For å nå dette målet må menneskeskapt CO<sub>2</sub> utslipp reduseres med 45 %. I 2018 bidro byggesektoren med 35-40 % av det globale energiforbruket og CO<sub>2</sub> utslipp (IEA, 2019). Gi og med at påvirkningen fra byggesektoren er så omfattende er det i dag et stort søkelys på hvordan denne kan bli mer miljøvennlig. Ett viktig tiltak er å fase ut fossilt brensel, som kull, olje og gass og i stedet utnytte fornybare energikilder. Fornybar energi kan defineres som «Energi som produseres av naturressurser - som sollys, vind, regn, bølger, tidevann og geotermisk varme – som naturlig fornyes innen noen få år» (Lund, 2014). For å kunne nå FNs klimamål er det avgjørende at vi klarer å utnytte disse ressursene. For at disse teknologiene skal være konkurransedyktige, og på sikt en varig erstatning for fossilt brensel er det viktig å kunne dokumentere både effektivitet og økonomisk lønnsomhet i forhold til mer tradisjonelle energikilder.

Utnyttelse av solenergi og geotermisk varme har etter hvert blitt godt etablerte teknologier hver for seg. Varmepumpe brukes i stor utstrekning over hele verden, mens solenergi først og fremst benyttes i land med mange soltimer. I løpet av de siste ti årene har det imidlertid vært en økt interesse for å kombinere disse teknologiene i et forsøk på å optimalisere driftsbetingelsene for varmpumpen. (Emmi et al., 2015) undersøkte den langsiktige effekten av å installere solfangere i kombinasjon med varmpumpe i kaldt klima. I deres studie var oppvarmingsbehovet dominerende i forhold til kjølebehovet. Solfangere ble da benyttet til å lade brønnene for å kunne opprettholde stabil temperatur i energibrønnene. Resultatet fra deres studie viste at varmpumpe uten solfanger taper seg med 10 % over 10 år i forhold til en varmpumpe kombinert med solfanger. (Liu et al., 2016) studerte muligheten for å kombinere bergvarmpumpe i kombinasjon med å etablere termiske energilagere i grunn ved hjelp av solenergi. (Reda, 2015) undersøkte den langsiktige energieffektiviteten til kombinerte varmpumpe og solfanger anlegg. Begge konkluderte

med at solfangere i kombinasjon med bergvarmepumpe vil påvirke den langsiktige effekten på systemet, selv i kaldt klima med begrenset tilgang på sol.

## 1.2 Mål med oppgaven

Målet med denne oppgaven er å analysere en bergvarmepumpe i kombinasjon med solfanger. Det er utført beregninger for tre ulike naturlige kuldemedier. Relevant formelverk er identifisert fra vitenskapelige artikler gjennom litteraturstudie. Analysen tar utgangspunkt i termodynamiske formler for masse-, energi-, og eksergibalanser. Sentrale resultater for beregningen er COP for varmepumpen, arealer på varmevekslere, temperaturnivåer i systemet og eksergivirkningsgrader for de ulike komponentene. Gjennom en sensitivitetsanalyse er det studert hvordan disse resultatene vil endres med ulike forutsetninger.

## 1.3 Avgrensninger

Denne masteroppgaven har følgende avgrensninger:

- Det er kun utført beregninger på kald side av varmepumpen.
- Av de tre ulike systemkonfigurasjonene er beregninger kun utført for ett.
- Beregningene gjelder for en boligblokk med Oslo klima
- Effekt- og energibudsjett er utarbeidet etter krav i passivhusstandarden og byggt teknisk forskrift.
- Samtlige varmevekslere antas å være motstrøms platevarmevekslere



## 2 Teori

### 2.1 Termodynamikk

Termodynamikk beskriver sammenhengen mellom energi, varme og arbeid. Innenfor termodynamikken er det flere grunnleggende sentrale begreper som brukes for å beskrive en varmpumpeprosess. Disse vil bli redegjort for her og er hentet fra (Cengel & Boles, 2015).

Loven om massens bevarelse for et kontrollvolum sier at netto masseoverføring til eller fra kontrollvolumet er lik endringen i kontrollvolumets totale masse. Massebalansen for et kontrollvolum kan da uttrykkes:

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

Under stasjonære forhold i et kontrollvolum vil ikke total masse i systemet endre seg over tid, og kan skrives:

$$\dot{m}_{inn} = \dot{m}_{ut} \quad (2)$$

Termodynamikkens første lov sier at energi hverken kan oppstå eller forsvinne, kun endre form. Det betyr at energien innenfor et system er konstant, og kan uttrykkes på følgende måte.

$$\dot{E}_{inn} - \dot{E}_{ut} = \frac{dE_{system}}{dt} \quad (3)$$

Det forutsettes at systemets potensielle og kinetiske energi er neglisjerbare. I en prosess der det ikke skjer noen endring over tid, gjelder følgende energibalanse:

$$\dot{Q}_{inn} + \dot{W}_{inn} + \sum \dot{m} * h_{inn} = \dot{Q}_{ut} + \dot{W}_{ut} + \sum \dot{m} * h_{ut} \quad (4)$$

### 2.1.1 Entalpi

Entalpi (H) er en tilstandsfunksjon som uttrykkes som summen av et stoffs indre energi, U og forandringsenergien, hvor P er trykk og V er volum. Enheten er Joule og entalpi er derfor en form for energi.

Entalpi kan uttrykkes med følgende formel:

$$H = U + PV \quad (5)$$

### 2.1.2 Entropi

Entropi er en termodynamisk egenskap som er et kvantitativt mål på graden av uorden i et system. Entropi benyttes for å definere termodynamikkens andre lov.

Termodynamikkens andre lov sier at entropien til et termodynamisk system aldri kan minke. Det betyr at overføring av varme alltid skjer fra et sted med høyere temperatur til et sted med lavere temperatur. Entropi defineres ved:

$$dS = \left(\frac{dQ}{T}\right)_{int rev} \quad (6)$$

For en irreversibel prosess gjelder sammenhengen:

$$\Delta S_{sys} = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dQ}{T} + S_{gen} \quad (7)$$

$S_{gen}$  er entropi generert i prosessen. For en irreversibel prosess vil  $S_{gen}$  være større enn 0, og lik 0 i en reversibel.  $S_{gen}$  kan aldri være negativ.

### 2.1.3 Eksergi

Eksergi defineres som arbeidspotensialet til et system ved en gitt tilstand. Dersom systemet er i likevekt med omgivelsene vil eksergien være lik 0 og da sier man at systemet er i «dead state».

Eksergi kan overføres gjennom varme, arbeid og masse og kan uttrykkes på følgende måte:

$$\text{Eksergioverføring ved varme:} \quad X_{heat} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (8)$$

$$\text{Eksergioverføring ved arbeid:} \quad X_{work} = \begin{cases} W - W_{surr} & (\text{For randarbeid}) \quad (9) \\ W & (\text{Øvrig arbeid}) \quad (10) \end{cases}$$

$$\text{Eksergioverføring ved masse:} \quad X_{masse} = m\Psi \quad (11)$$

I en irreversibel prosess vil det alltid være en del av arbeidspotensialet som ikke kan utnyttes. Irreversibiliteten er ekvivalent med eksergi ødeleggelsen og kan uttrykkes:

$$\dot{X}_{destroyed} = T_0 S_{gen} \quad (12)$$

Eksergiødeleggelsen kan videre benyttes til å finne eksergivirkningsgraden eller andre ordens virkningsgrad. Eksergivirkningsgraden er et mål på hvor effektivt energiressursene kan utnyttes. (Cengel & Boles, 2015) definerer eksergivirkningsgraden som et mål på forholdet mellom virkelig og reversible prosesser, Eksergivirkningsgraden har en verdi mellom 0 og 1 og kan uttrykkes:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergy recovered}}{\text{Exergy expended}} \quad (13)$$

## 2.2 Varmetransport

Varmetransport er overføring av varme gjennom et medium eller materiale på grunn av temperaturforskjeller (Cengel & Ghajar, 2015) . Det kan skje på 3 måter, konduksjon, konveksjon eller stråling.

### 2.2.1 Konduksjon

Varmeledningsloven, også kalt Fouriers lov sier at ved stasjonære forhold er varmekraften i faste materialer og i stillestående væsker proporsjonal med temperaturforskjellen per lengdeenhet i strømningsretningen. Matematisk kan dette uttrykkes:

$$\frac{dQ}{dt} = -KA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (14)$$

Den konduktive varmeoverføringen skjer gjennom f. eks en plate- eller rørvegg, og er avhengig av veggmaterialets termiske resistans.

Termisk resistans, R for en rørvegg kan uttrykkes matematisk på følgende måte:

$$R_{rørvegg} = \frac{\ln \frac{r_y}{r_i}}{2 * L * k} \quad (15)$$

Varmeoverføring ved konduksjon gjennom veggen kan da uttrykkes:

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{R_{rørvegg}} \quad (16)$$

## 2.2.2 Konveksjon

Den konvektive varmeoverføringen skjer ved væske i bevegelse. Væskebevegelsen forsterker varmeoverføringen da det medfører at varme og kalde væskestrømmer kommer i kontakt. Varmeoverføring ved konveksjon avhenger av flere parametere, blant annet strømningshastighet, turbulent eller laminær strømning, samt fluidets termodynamiske egenskaper.

Matematisk kan konvektiv varmeoverføring uttrykkes:

$$\dot{Q}_{Conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (17)$$

Der  $h$  er konvektiv varmeoverføringskoeffisient, og er meget betydningsfull for fluidets varmeoverføringshastighet. En sentral parameter i konveksjonsstudier er Nusselt tallet. Nusselt tallet er et dimensjonsløst tall som sier noe om forhold mellom konvektiv og konduktiv varmeoverføring. Jo større Nusselt tall, jo mer effektiv varmeoverføring ved konveksjon. Det betyr at den konvektive varmeoverføringskoeffisienten  $h$  er sterkt avhengig av størrelsen på Nusselt tallet, og vi får følgende sammenheng:

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (18)$$

Reynolds tallet er et dimensjonsløst tall som beskriver forholdet i en væskestrøm mellom treghetskrefter og friksjonskrefter, og beskriver om væskestrømmen er laminær eller turbulent. Endringen mellom laminær og turbulent strømming skjer når Reynoldstallet er rundt 2300. Denne parameteren er også sentral når vi ser på konvektiv varmeoverføring, da den konvektive varmeoverføringen er vesentlig større for turbulent strømming. Reynoldstallet uttrykkes matematisk på følgende måte:

$$Re = \frac{\rho V L_c}{\mu} \quad (19)$$

Prandtl tallet er et dimensjonsløst tall som beskriver forholdet mellom kinematisk viskositet og termisk diffusivitet og kan beregnes ved hjelp av formelen:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (20)$$

### 2.2.3 Stråling

Strålingsenergi skiller seg fra konduksjon og konveksjon ved at det ikke behøver et medium til varmeoverføring. Elektromagnetiske stråler transporterer energi ved lysets hastighet, og overføres like godt i vakuum som andre materialer. Sentralt innenfor varmeoverføring ved stråling er Stefan-Boltzmanns lov. Den angir strålingsenergien som avgis per flateenhet og tidsenhet til et svart legeme og kan uttrykkes som:

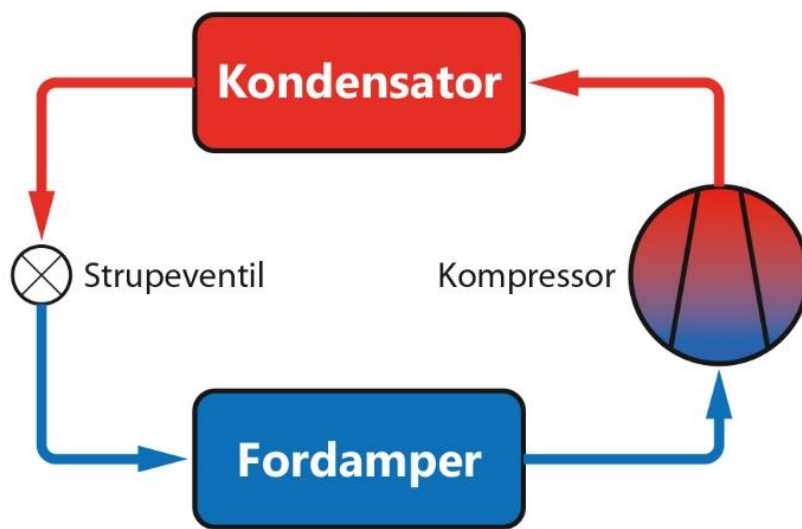
$$E_b(T) = \sigma T^4 \quad (21)$$

Der  $\sigma$  kalles Stefan-Boltzmanns konstant og har en verdi på  $5,67 \cdot 10^{-8}$  (W/m<sup>2</sup>).

## 2.3 Varmepumpe

Varmepumpe er en maskin som transporterer varme fra et lavere til et høyere temperaturnivå . Energimengden som må tilføres eller fjernes ved faseendring mellom væske og gass kalles latent varme, og det er denne energioverføring varmpumpen utnytter.

Varmepumpen består av 4 hovedkomponenter. Kompressor, kondensator, strupeventil og fordamper som vist i figuren under.



Figur 1: Komponenter i varmepumpeprosess (Zijdemans, 2014)

*Kompressor* – Hever trykket i arbeidsmediet, og temperaturen øker

*Kondensator* - Kuldemedium i form av mettet gass kondenserer til væske og avgir varme til vannkretsen.

*Strupeventil* - Senker trykket i kretsen tilsvarende økningen i kompressoren. Dette medfører at temperaturen i arbeidsmediet synker og kokepunkt reduseres til under varmekildens temperatur.

*Fordamper* – Arbeidsmediet tilføres varme fra kilden og begynner og koke og gå over til gassform

En ideell varmepumpeprosess består av følgende 4 trinn:

- 1-2 Isentropisk kompresjon i kompressoren
- 2-3 Isobarisk varmeavgivelse i kondensator (Konstant trykk i kondensatoren)
- 3-4 Isentalpisk prosess gjennom strupeventilen
- 4-1 Isobarisk varmeopptak i fordamper. (Konstant trykk i fordamperen)

Denne prosessen kan uttrykkes ved hjelp av T-s diagram og P-h diagram som vist i figurene under.

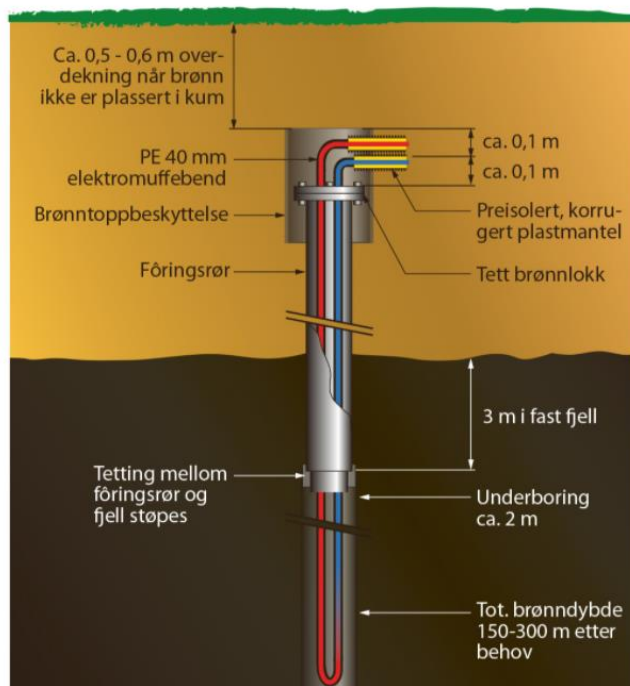


coefficient of performance) beskriver gjennomsnittlig COP over året, og er et mye bedre mål på effektivitet enn COP.

## 2.4 Energibrønner

Varmepumpen kan utnytte ulike varmekilder. I denne oppgaven har vi fokusert på en væske/vann bergvarmepumpe. Denne varmepumpen benytter grunnen som varmekilde, og henter opp varme ved hjelp av dype hull, såkalte energibrønner. Fordelen med bergvarmepumpe er at varmekilden har små temperaturvariasjoner over året, noe som gjør denne godt egnet i kaldt klima.

Energibrønnene er et indirekte system der man senker en kollektorslange med et lodd i enden ned i brønnen. En frostsikker væske sirkulerer gjennom kollektorslangen og overfører varme fra grunnen til varmepumpen. Fra omkringliggende berg og grunnvannsgjennomstrømning tilføres varme til brønnen. Dybden på energibrønnene vil variere med temperaturen i berget, avstand ned til fjell og ønsket effekt og energiuttak. Typiske brønndybder er 100 – 300 meter. Effektuttaket i brønnen er avhengig av bergtype, temperatur og grunnvannsgjennomstrømning og kan variere mellom 20 – 80 W/m borehull. Et konservativt anslag ved dimensjonering er 25 – 40 W/m borehull. Typisk energiuttak er 100 – 250 kWh/m\*år (Andresen & Larmerud, 2020). Se figur under for eksempel på energibrønn.



Figur 3: Eksempel på energibrønn (Nemitek, 2017)



## 2.5 Kuldemedium

Kuldemedier kan deles inn i to hovedkategorier; syntetiske og naturlige. De syntetiske kuldemediene er kjemisk fremstilt, og finnes ikke naturlig i naturen. Fordelen med disse er at de har gode kuldetekniske egenskaper, mens ulempene er negativ påvirkning på klima og miljø ved eventuelle lekkasjer. Et kuldemediums klimapåvirkning defineres ofte ved hjelp av ODP og GWP. ODP står for «Ozon depleting potential». Det forteller hvor mye det aktuelle kuldemediet bryter ned ozonlaget i forhold til referansekuldemediet R11 (Wuebbles, 2015). I dag tillates det ikke bruk av kuldemedier med ODP høyere enn 0. GWP er en forkortelse for «Global warming potential» GWP-verdien angir den akkumulerte oppvarmingseffekten et kuldemedium har i forhold til CO<sub>2</sub> (Toldnæs, 2019). I dette studie har vi valgt å kun benytte de naturlige kuldemediene Propan (R290), Isobutan (R600a) og Ammoniakk (R717) da syntetiske kuldemedier på sikt må fases ut for å redusere globale klimagassutslipp.

### Propan (R290)

Propan, C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> er et hydrokarbon med gode termodynamiske egenskaper i forhold til energieffektivitet. Stoffet er meget brennbart. Det betyr at det stilles strenge krav til sikkerhet for anlegg som benytter propan.

### Isobutan (R600a)

Isobutan, C<sub>4</sub>H<sub>10</sub> er et hydrokarbon med gode termodynamiske egenskaper i forhold til energieffektivitet. I likhet med propan er isobutan brennbart

### Ammoniakk (R717)

Ammoniakk, NH<sub>3</sub> har meget gode termodynamiske egenskaper, og er godt egnet som kuldemedium i varmepumper. Gassen er meget giftig, slik at det stilles særskilte sikkerhetskrav til tekniske rom ved benyttelse av ammoniakk.

I tabell 1 vises noen sentrale egenskaper ved kuldemediene.

Tabell 1: Sentrale egenskaper ved kuldemedier

Kuldemedium	Betegnelse	Kjemisk formel	Normalt kokepunkt	T <sub>crit</sub>	P <sub>crit</sub>	ODP	GWP
Propan	R290	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-42,1 °C	96,8 °C	43,4 bar	0	3

Isobutan	R600a	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	-11,7 °C	135 °C	36,5 bar	0	3
Ammoniakk	R717	NH <sub>3</sub>	-33,3 °C	132,2 °C	112,9 bar	0	0

## 2.6 Solfangere

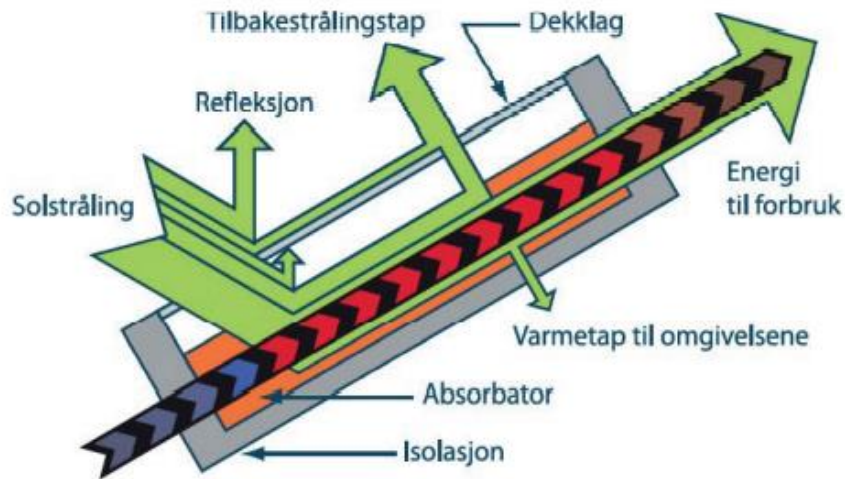
Solfangere omdanner energien i solstrålene til varme. Denne varmen kan videre utnyttes til romoppvarming eller oppvarming av tappevann. Et solfangeranlegg består hovedsakelig av solfangere, rørføringer, akkumulatortank, pumpe og styring tilpasset anlegget.

Det finnes ulike typer solfangere for å utnytte solenergien. For bygningsformål skilles det gjerne på trykksatte og trykkløse systemer. I trykksatte systemer er det sirkulerte mediet en glykolblanding som hindrer at væsken fryser, slik at det kan være væske i systemet hele året. I trykkløse systemer, også kalt drenerende systemer, sirkulerer det rent vann i solfangerkretsen. Dette systemet trenger en akkumulatortank som holder atmosfærisk trykk som tillater at vannet dreneres til denne tanken dersom temperaturen blir for lav (frostfare) eller for høy (fare for koking). Når anlegget ikke er i drift, er det alltid tømt for vann. I dette studiet har vi kun fokusert på trykksatte systemer da disse kan levere høyere temperaturer enn trykkløse (Sørensen et al., 2017).

### 2.6.1 Solfangere

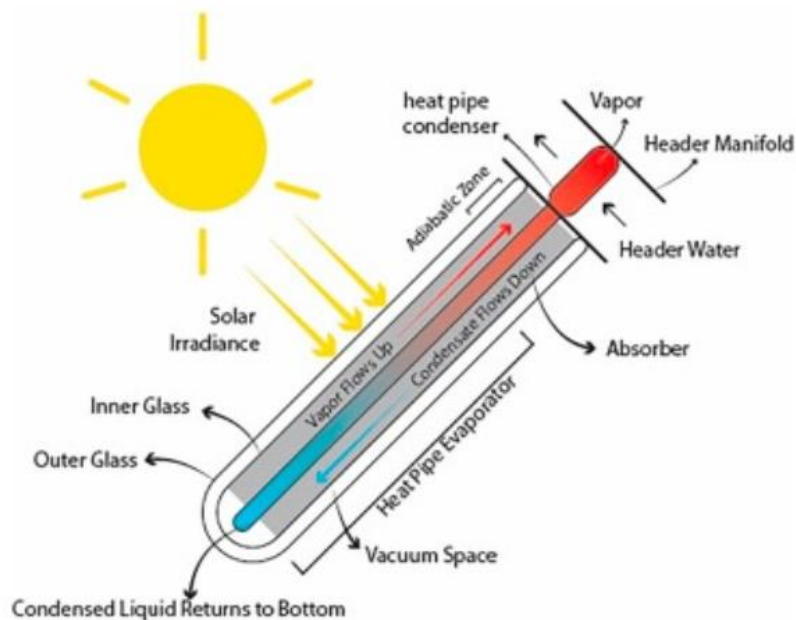
De to vanligste typene solfangere benyttet til boligformål er plane solfangere og vakuumsolfangere.

Plane solfangere består av en plan absorbatore, ofte i kobber eller aluminium der varmemediet sirkulerer i rør under absorbatoren. Absorbatoren er en mørk flate som absorberer strålingsenergi fra solen og i solfangeren konverteres denne strålingsenergien til termisk energi. Absorbatoren isoleres bak og på sidene og utstyres med dekkglass foran for å minimere uønsket varmetap. Figuren under viser en generell skisse av en plan solfanger.



Figur 4: Generell skisse av en plan solfanger (Sørensen et al., 2017)

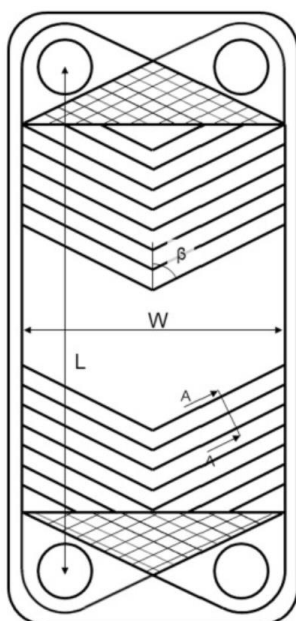
En vakuumrørsolfanger er i prinsippet lik en plan solfanger, men her plasseres absorbatoren i sylindriske vakuumrør i glass. Vakuumrørsolfangere har god isolasjonsevne og dermed lavt varmetap, noe som medfører en økt risiko for overoppheting. Figuren under viser et typisk snitt gjennom en vakuumrørsolfanger.



Figur 5: Prinsippskisse av vakuumrørsolfanger (Elsheniti et al., 2019)

## 2.7 Platevarmeveksler

En platevarmeveksler muliggjør varmeoverføring mellom to gass- eller væskestrømmer med forskjellig temperatur. Plateveksleren består av en rekke korrugerte parallelle plater som tillater væskestrøm i ulike kanaler. En kald væskestrøm vil alltid være omsluttet av to varme væskestrømmer (Cengel & Ghajar, 2015). I dette studie er det benyttet platevarmeveksler med Chevron bølgemønster. Det betyr at platene i varmeveksleren er satt sammen i ulike retninger slik at de danner et gittermønster. Vinkelen mellom platene kalles Chevron vinkel. Figuren under viser en prinsippskisse av en platevarmeveksler.



Figur 6: Prinsippskisse av platevarmeveksler (Kim et al., 2018)

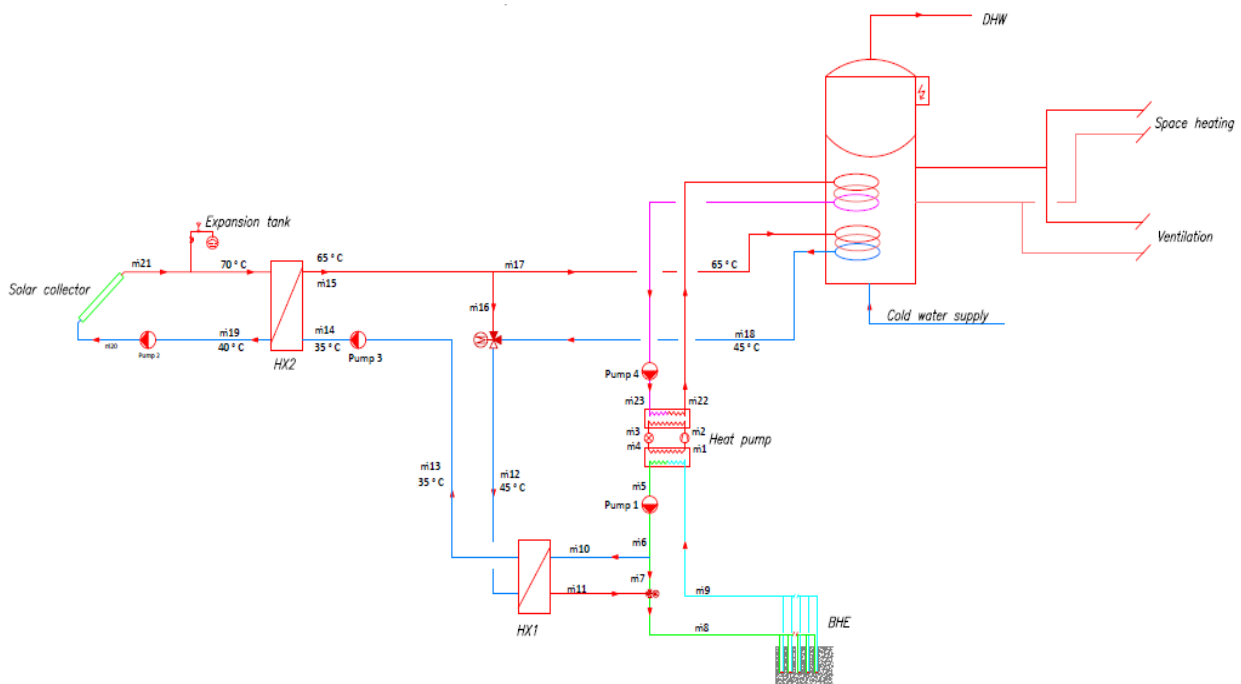
## 2.8 Systemløsninger

Innledningsvis ble det utarbeidet tre ulike systemløsninger som var aktuelle for å utføre en termodynamisk analyse på. Felles for de ulike systemløsningene er at samtlige alternativer baserer seg på en bergvarmepumpe i kombinasjon med solfanger. Videre forutsettes det at oppvarming av varmt tappevann alltid får første prioritet fra solfangersystemet. I dette studiet vil kun ett av systemene beregnes. Systemene presenteres under.

## 2.8.1 Systemløsning 1

Som figur 7 viser skal varmepumpen dekke romoppvarming, ventilasjonsvarme, og forvarming av varmt tappevann i fyringssesongen. Elektrisk oppvarming benyttes til spisslast. På kald side av varmepumpen tilknyttes en brønnpark som fungerer som varmekilde. I perioden mars til september er det tenkt at solfangeranlegget skal benyttes til oppvarming av varmt tappevann.

Solfangersystemet veksler mot tappevannsystemet i HX<sub>2</sub> for oppvarming av tappevann ved hjelp av en coil i varmtvannstanken. Returen fra coilen vil veksle mot HX<sub>1</sub> for lading av energibrønner før den går tilbake til HX<sub>2</sub>. Dersom det ikke er behov for tappevannsoppvarming, stenger shunten på tappevannskursen, og åpner for at solvarmen kan veksle direkte med brønnkursen i HX<sub>1</sub>. Lading av energibrønner krever betydelig lavere temperaturnivåer, slik at i perioder hvor solfangeranlegget leverer for lave temperaturer til tappevann, vil det fortsatt kunne benyttes til å lade energibrønnene. Tanken med å lade energibrønnene med solvarme er at brønnene skal holdes i termisk likevekt i hele anleggets levetid.

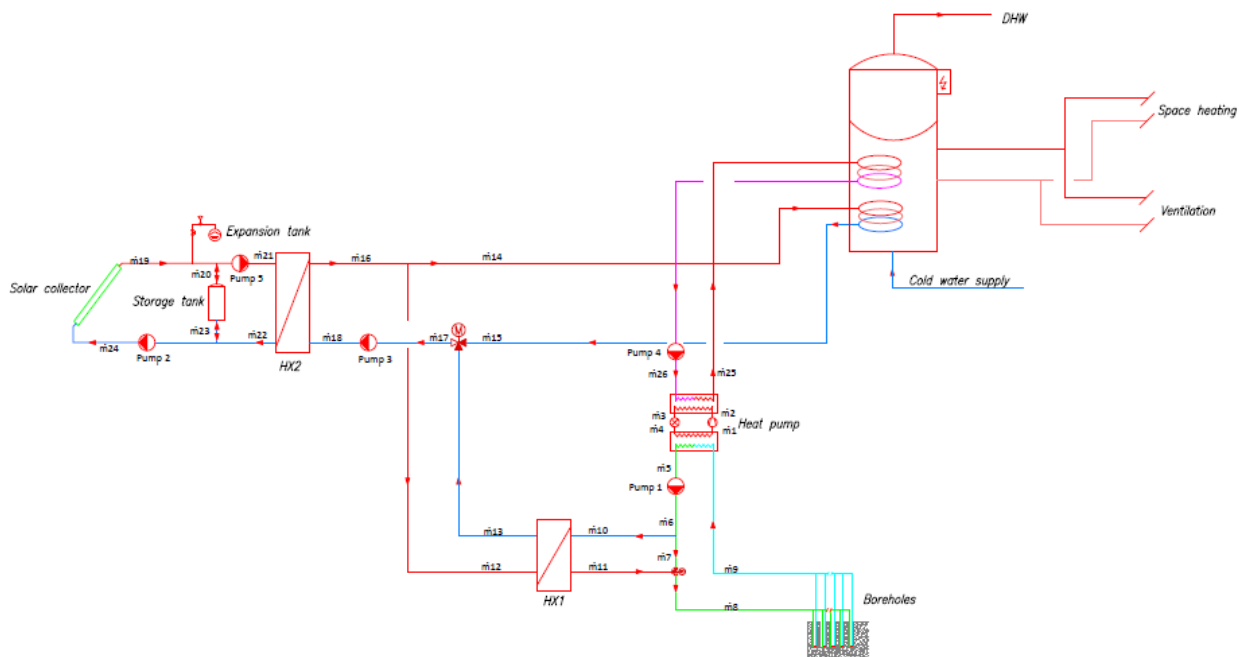


Figur 7: Systemskjema for løsningsalternativ 1

## 2.8.2 Systemløsning 2

Systemløsning 2 fungerer veldig likt som system 1. En forskjell er at det er medtatt en akkumuleringstank på solfangersystemet. Fordelen med dette er at solfangersystemet reduserer risikoen for overoppheting ved at det i perioder med lite forbruk kan varme opp vann i

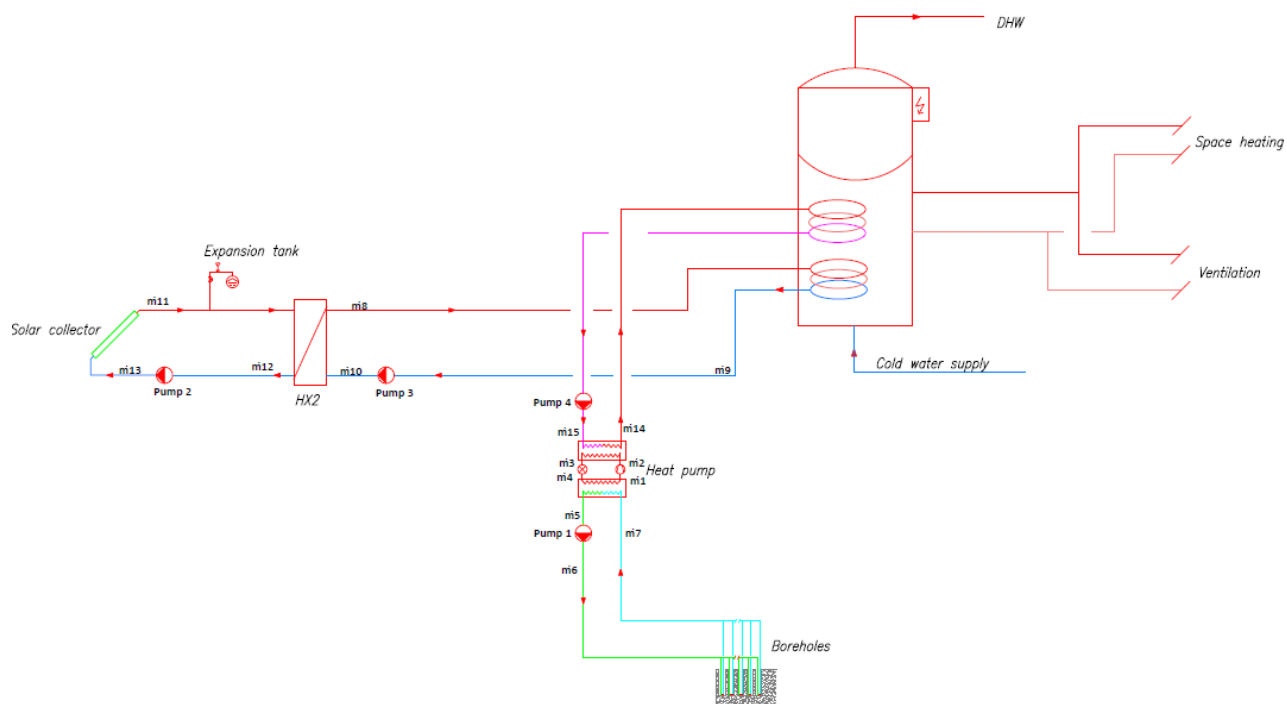
akkumulatortanken, og således øker driftstiden på anlegget. Ulempene ved dette systemet er at det medfører en ekstra pumpe på solfangerkretsen, samt at det kompliserer styringen av solfangeranlegget ved at det kan gå i tre ulike moduser. Enten at solfangeranlegget produserer direkte mot veksler, eller at det produserer mot akkumulatortanken. Tredje muligheten er at varme hentes fra akkumulatortanken og veksler mot tappevannet. En annen forskjell er plassering av shuntventilen. Her vil ventilen fungere som en blandeventil, slik at det går en høytemperatur delstrøm til coilen, og en til HX<sub>1</sub>. Systemløsning 2 er vist i figur 8 under.



Figur 8: Systemskjema for løsningsalternativ 2

### 2.8.3 Systemløsning 3

Systemløsning 3 er en forenkling av system 1. I dette alternativet benyttes solfangeranlegget kun til oppvarming av tappevann. Dette alternativet gir ikke mulighet for varmepumpen til å utnytte solvarme for å lade brønnene, og vil derfor være lite aktuelt i dette studiet.



Figur 9: Systemskjema for løsningsalternativ 3

For bedre visning av de ulike alternativene, er samtlige systemløsninger presentert i vedlegg A.

## 3 Metode

### 3.1 Litteraturstudie

Litteraturstudiet ble utført som et «scoping review». Hovedformålet med litteraturstudiet var todelt. For det første å øke kunnskapen, og å få en oversikt over hvilket arbeid som tidligere har blitt utført. For det andre å identifisere relevant formelverk fra tidligere arbeid som vi kan benytte i vår matematiske modell. For å identifisere relevante artikler ble det benyttet trunkeringer og boolske operatører. Søkene ble innledningsvis utført med få begrensninger, for så å inkludere flere og flere nøkkelord for å avgrense søket til en håndterbar mengde forskningsartikler var identifisert.

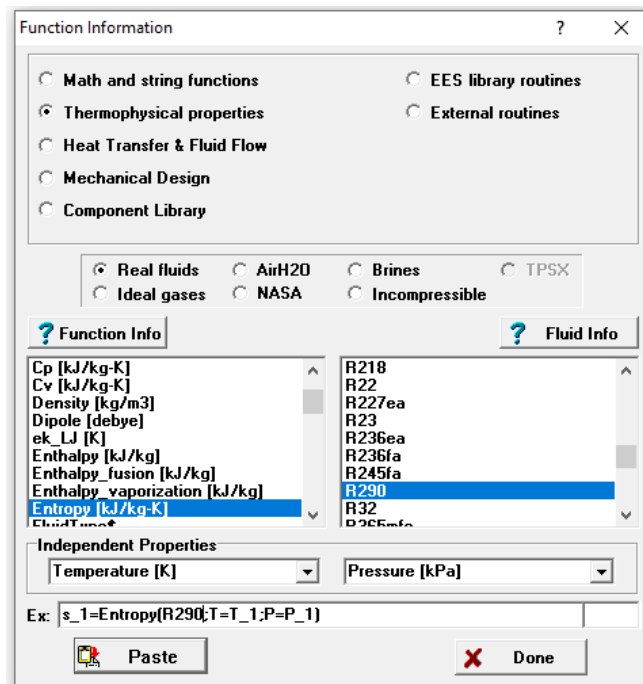
Søkene ble begrenset til kun å inneholde forskningsartikler på engelsk, og følgende søkemotorer/databaser ble benyttet:

- Science Direct
- Engineering Village
- Oria
- Scopus
- Google Scholar

### 3.2 Engineering Equation Solver (EES)

Dataprogrammet Engineering Equation Solver (EES) Academic Commercial, versjon V11.025-3D (2021-01-31) utviklet av F-Chart Software har blitt benyttet til å bygge opp den matematiske modellen. EES er et numerisk ligningsløsningsverktøy som er godt egnet til å løse termodynamiske problemstillinger da programmet inneholder en innebygget database med termodynamiske egenskaper for en rekke ulike medier (F-Chart Software, u.å.). EES kan regne ut termodynamiske egenskaper for et medium i en spesifikk tilstand ved hjelp at to eller flere kjente parametere. Eksempelvis kan entropien til propan i tilstand 1 ut av fordamperen finnes ved:





Figur 10: Utklipp av EES, termofysisk database

Tilsvarende metode ble benyttet for å regne ut alle relevante parametere i hele modellen.

### 3.3 Referansebygg, energisentral og temperaturnivåer

Det antas i dette studiet at varmepumpen skal dekke romoppvarming, ventilasjonsoppvarming og oppvarming av varmt tappevann for en boligblokk plassert i Oslo. Tabell 2 viser sentrale inndata for boligblokken.

Tabell 2: Bygningsdata

Bygningskategori	Boligblokk
Bruttoareal	5000 m <sup>2</sup>
Lengde	40 m
Dybde	12,5 m
Etasjehøyde	3,0 m
Antall etasjer	10
Grunnflate	500 m <sup>2</sup>

Areal leiligheter pr. etasje	450 m <sup>2</sup>
Gjennomsnittlig areal pr. leilighet	64,3 m <sup>2</sup>
Fellesarealer som trapp heis etc. pr etasje	50 m <sup>2</sup>
Antall leiligheter totalt	70 stk

Beregning av effekt- og energibehov er ikke en del av denne oppgaven. Det er derfor forutsatt at bygget skal tilfredsstillere krav til passivhus angitt i NS 3701:2013 «Kriterier for passivhus og lavenergibygninger – Boligbygninger» (Standard Norge, 2013). Videre har vi benyttet SN-NSPEK 3031:2020 for estimering av netto energibehov for oppvarming av varmt tappevann (Standard Norge, 2020). Estimering av energibehov er angitt i tabell 3.

Tabell 3: Energibudsjett for ulike energiposter

Energipost	Energibehov [kWh/m <sup>2</sup> *år]	Energibehov totalt [kWh/år]	Kilde
Romoppvarming + ventilasjon	15	15 * 5 000 = 75 000	(Standard Norge, 2013)
Oppvarming av varmt tappevann	25	25 * 5 000 = 125 000	(Standard Norge, 2020)
Sum	40	200 000	

Vi har forutsatt at boligblokken er plassert i Oslo, dette gir en årsmiddeltemperatur på 6,3 °C, og en dimensjonerende utetemperatur vinter,  $DUT_{vinter}$  på -19,8 °C (Kvande et al., 2018). Ifølge tabell A.9 i SN-NSPEK 3031:2020 er normert settpunkttemperatur for oppvarming i boliger 22 °C. Dette gir da en  $\Delta T = 41,8$  °C.

For beregning av effektbehovet for å dekke romoppvarming og infiltrasjonsvarmetap er det tatt utgangspunkt i et varmetapstall på 0,43 hentet fra tabell 2 i NS3700:2013 (Standard Norge, 2013). Estimering av luftmengder for beregning av effektbehov til ventilasjon er gjort i henhold til tabell A.12 i SN-NSPEK 3031:2020 (Standard Norge, 2020). For oppvarming av varmt tappevann benyttes det en lavtemperatur energikilde for forvarming, og høytemperatur for ettervarming. Effektbehov til

tappevann er hentet fra tabell 8.7 i (Zijdemans, 2014). Oppsett for beregning av de ulike effektbehov er vist i tabellene 4-6.

Tabell 4: Effektbudsjett romoppvarming og infiltrasjonsvarmetap

Effektpost	Effektbehov	Kilde
Romoppvarming + infiltrasjonsvarmetap	$H''_{tr,inf} * A * \Delta T = 0,43 * 5000 * 41,8 = 90 \text{ kW}$	(Standard Norge, 2013)

Tabell 5: Effektbudsjett ventilasjon

Effektpost	Luftmengde	Effektbehov	Kilde
Ventilasjon	$(1,6 - 0,007 * (A_{fl} - 50)) * A_{boenhet} * \text{antall boenheter}$ $(1,6 - 0,007 * (64,3 - 50)) * 64,3 * 70 = 6751,5 \text{ m}^3/\text{h}$	$0,33 * \dot{V} * \Delta T * (1 - \eta_{gj.vinner})$ $0,33 * 6751,5 * 41,8 * (1 - 0,85) = 14 \text{ kW}$	(Standard Norge, 2020)

Tabell 6: Effektbudsjett oppvarming av varmt tappevann

Antall boliger	Forvarming effekt	Ettervarming effekt	Kilde
70	30	30	(Zijdemans, 2014)

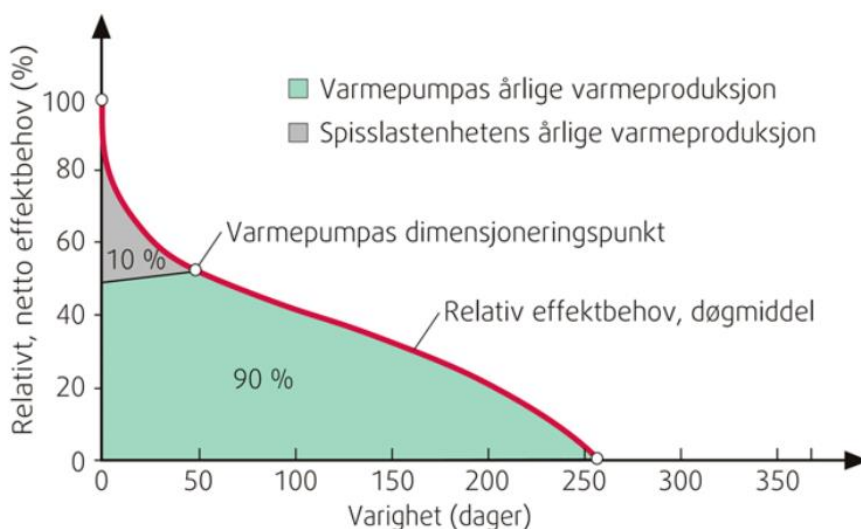
Totalt energi- og effektbudsjett er vist i tabell 7.

Tabell 7: Energi og effektbudsjett

Energipost	Energibehov (kWh)	Effektbehov (kW)
Romoppvarming	75 000 *	90
Ventilasjonsoppvarming		14
Oppvarming av tappevann	125 000	30 + (30 fra el.kobe)
Totalt	200 000	134

\* Energibehov gjelder for både ventilasjon- og romoppvarming

For å oppnå en høyest mulig COP på varmepumpen er det avgjørende å begrense antall start og stopp denne får. Det er derfor viktig å utarbeide et effektvarighetsdiagram for å bestemme riktig størrelse på varmepumpen. En varmepumpe dimensjoneres typisk for å dekke 40 % - 60 % av effektbehovet, men kan dekke opp mot 80 % - 95 % av byggets energibehov (Zijdemans, 2014). Som figuren under viser kan varmepumpen dekke opp mot 90 % av energibehovet selv om den kun dekker ca. 50 % av maksimalt effektbehov. Varigheten på spisslasten er så kort slik at det er hensiktsmessig å dekke denne lasten med annen energiforsyning enn varmepumpe.



Figur 11: Effektvarighetsdiagram (Stene, 2009)

For å sikre varmepumpen gode driftsbetingelser, samt at dette er et passivhus, med lavt varmebehov, er det valgt å benytte en varmepumpe som dekker ca. 45 % av effektbehovet og ca. 90 % av energibehovet. Effekt- og energibudsjett for varmepumpen er vist i tabell 8.

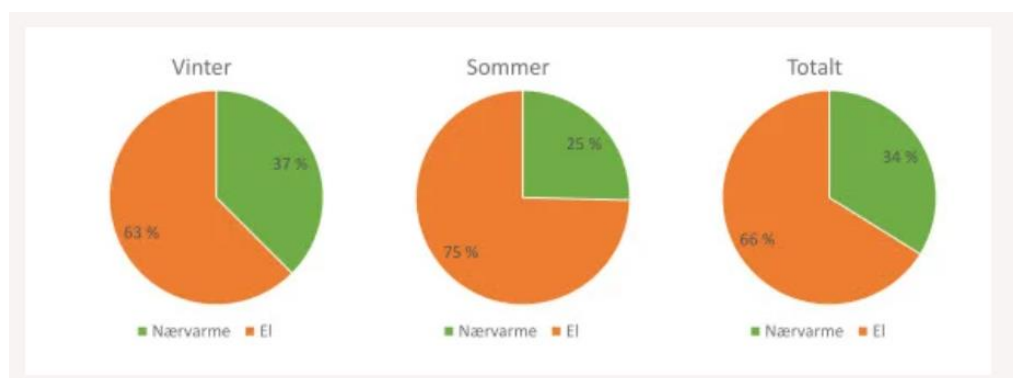
Tabell 8: Effekt og energibudsjett varmepumpe

Energipost	VP effektbehov	Varmepumpe energibehov
Romoppvarming og ventilasjon	$(90 + 14) * 0,45 = 46,8 \text{ kW}$	$75000 * 0,9 = 67500 \text{ kWh}$
Varmt tappevann	$30 * 0,45 = 13,5 \text{ kW}$	$(25 \text{ kWh/m}^2 * 5000 \text{ m}^2 - \text{Energi produsert av solfanger}) = (125\ 000 - 75\ 000) * 0,34 = 17000 \text{ kWh}$
Totalt	60,3 kW	84 500 kWh

Størrelsen på varmepumpen som er benyttet i den matematiske modellen er på 60 kW.

Dette gir  $84500/60 = 1408$  driftstimer med full effekt for varmepumpen.

I dette studiet er det forutsatt at dekningsgraden mellom nærvarme og elektrisitet fordeler seg som vist i figuren under for oppvarming av varmt tappevann:



Figur 12: Variasjon i dekningsgrad gjennom året, hvor tappevannet forvarmes av nærvarme og ettervarmes med el. (Sintef, 2020)

Figur 12, viser at 34 % av det årlige energibehovet til oppvarming av varmt tappevann, hentes fra nærvarme, og i vårt tilfelle varmepumpen.

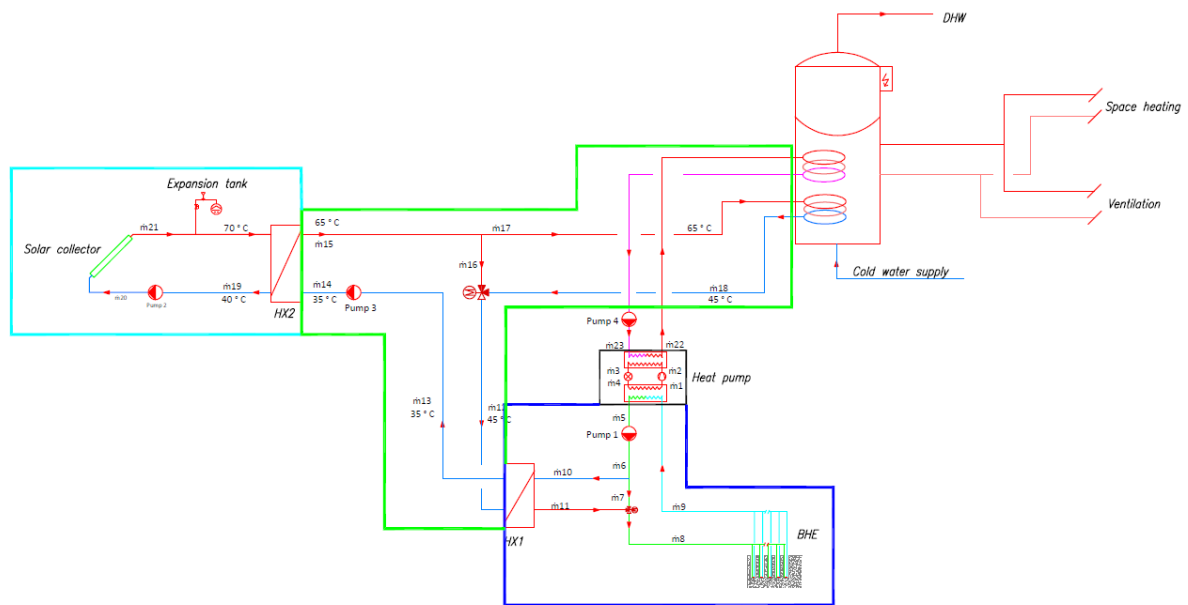
### 3.4 Valg av systemløsning

Som utgangspunkt for den matematiske modellen i dette studie er systemløsning 1, beskrevet i kapittel 2.8.1, valgt. Årsaken til det er at solfangeranlegget i dette systemet kombinerer både oppvarming av tappevann og lading av energibrønner. Forvarming av tappevann får alltid første prioritet, og utformingen av system 1 vil også utnytte lavtemperatur varme bedre ved at det er returen fra tappevannscoilen som veksles mot brønnparken gjennom HX1. I tillegg er solfangeranlegget enklere bygget opp enn systemløsning 2, slik at faren for feil i modellen begrenses.

### 3.5 Matematisk modell

Den matematiske modellen ble bygget opp med tanke på å kunne beregne COP for varmepumpen, arealer på varmevekslere, samt temperaturnivåer i systemet. Etter at innledende modell ble fullført,

ble det gjennomført en sensitivitetsanalyse ved å endre bestemte parametere, og se hvilke konsekvenser det fikk for systemet. Før den matematiske modellen kunne bygges ble relevante formler identifisert gjennom litteratursøk. Disse formlene ble systematisert i et Excel-ark. Excel arket ble et levende dokument, og oppdatert etter hvert som modellene ble bygget opp. Excel arket i sin helhet finnes i vedlegg B. Det ble også tidlig oppdaget at det var lite hensiktsmessig å lage en stor EES modell for hele systemet. Beregningen ble derfor delt inn i ulike systemdeler for at feil i kodingen skulle bli lettere å oppdage. Grensesnittene er vist i skissen under:



Figur 13: Systemgrenser for EES modell

Som figuren viser, ble EES modellen delt inn i følgende fire deler:

Svart - Varmepumpe

Cyan – Solfanger

Blå - Brønnpark

Grønn – Rørforbindelse mellom varmevekslere

### 3.5.1 Forutsetninger

For å kunne gjennomføre en termodynamisk analyse av den valgte systemløsningen har vi forutsatt flere forenklinger. Dette er normale forutsetninger ved termodynamiske analyser som forenkler kompleksiteten i modellen, men som betyr mindre for resultatet. Vi har forutsatt følgende forenklinger:

- Antar ingen trykktap gjennom rør og komponenter.
- Kinetisk og potensiell energi neglisjeres
- Antar ingen endring i systemet over tid (steady state)
- Varmetap i rør og komponenter neglisjeres (adiabatisk)
- Pinch temperatur i kondensator og fordampner er satt til 5K.
- Trykkforhold i de ulike rørkretsene er antatte verdier, og ikke beregnet.
- Temperatur inn på kompressor er 5 K overopphetet. Dette som en sikkerhet mot at kompressoren ikke skal kunne suge in væske.
- Temperatur ut av kondensator er 5 K underkjølt. Sikkerhet for at all gass er kondensert til væske.
- Tur/retur temperatur på vannsiden er 50/30
- Temperatur  $T_5$  innløpstemperatur til grunnen er 275 K
- Varmepumpen benyttes kun til oppvarming
- I alle modeller ble de ulike komponentene modellert med hensyn på konservering av masse og energi

### 3.5.2 Varmepumpe

Den første EES modellen som ble etablert var for varmpumpen med tre ulike kuldemedier. Gjennom litteratursøket ble det oppdaget at formelverk for kuldemediene propan og isobutan var like, slik at EES modellen er felles for disse. Varmepumpe med ammoniakk som kuldemedium har korrelasjoner som skiller seg fra de to andre, slik at det ble etablert en egen modell for denne. Ved modellering av varmpumpen ble kjente termodynamiske egenskaper og startbetingelser definert i hver tilstand. Vi tar utgangspunkt i følgende punkter.

- Punkt 4 – 1 Fordamping
- Punkt 1 – 2 Kompresjon til høyt trykk
- Punkt 2 – 3 Kondensering
- Punkt 3 – 4 Struping til lavt trykk

Det er forutsatt en pinch temperatur gjennom fordampner og kondensator på 5 K. Pinch temperaturen er den minste temperaturdifferansen mellom varm og kald side av varmeveksleren. Da temperaturen

gjennom kondensatoren er konstant, og tur/retur på vannsiden er 323/303 K, gir det en kondenseringstemperatur  $T_{\text{sat,cond}} = 323 \text{ K}$  som antatt i tabell 2. I fordamperen er det antatt at den minste temperaturdifferansen er ved innløpet. Innløpstemperaturen til grunnen er satt til 275 K, noe som gir en innløpstemperatur i fordamper,  $T_4 = 270 \text{ K}$ .  $\dot{Q}_{\text{cond}}$  er varmeavgivelse fra kondensator, og den effekten varmpumpen er dimensjonert for.

I tabellen nedenfor vises en oversikt over startbetingelser og antakelser

Tabell 9: Startbetingelser og forutsetninger

Fordamping	Kompresjon	Kondensering	Struping
$T_4 = 270 \text{ K}$	$s_{2s} = s_1$	$P_2 = P_3$	$h_3 = h_4$
$T_1 = 275 \text{ K}$		$x_3 = 0$	
$P_1 = P_4$		$T_{\text{sat}} = 323 \text{ K}$	
		$\dot{Q}_{\text{cond}} = 60 \text{ kJ/s}$	

### Massebalanse

Innledningsvis ble varmpumpens massebalanse under stasjonære forhold definert

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{\text{wf}} \quad (23)$$

Massestrømmen  $\dot{m}_{\text{wf}}$  er beregnet ved hjelp av følgende formel:

$$\dot{m}_{\text{wf}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{h_{2a} - h_3} \quad (24)$$

### Isentropisk virkningsgrad

For å kunne beregne entalpidifferansen over kompressoren må isentropisk virkningsgrad beregnes. For en Carnot syklus er prosessen isentropisk over kompressoren,  $\Delta s = 0$ . EES kan da finne entalpien etter kompressoren for Carnot syklusen,  $h_{2s}$  ved hjelp av trykk og entropi som beskrevet i kapittel 3.2.

Isentropisk virkningsgrad kan da beregnes ved hjelp av følgende formel:



$$\eta_{is} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (25)$$

Videre kan entalpien  $h_{2a}$  skrives som

$$h_{2a} = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{is}} + h_1 \quad (26)$$

For beregning av isentropisk virkningsgrad,  $\eta_{is}$  er det i EES modellen benyttet eksperimentelle kuldemediespesifikke korrelasjoner.

For propan (R290) er korrelasjonen til (Wang et al., 2018) benyttet

$$\eta_{is} = 0,65 + 0,015 * PR - 0,0015 * PR^2 \quad (27)$$

For isobutan (R600a) ble korrelasjonen til (Yan et al., 2015) benyttet

$$\eta_{is} = 0,874 - 0,0135 * PR \quad (28)$$

For ammoniakk (R717) ble korrelasjonen til (Farshi et al., 2018)

$$\eta_{is} = 0,976695 - 0,0366432 * PR + 0,0013378 * PR^2 \quad (29)$$

Der PR er trykkforholdet over kompressoren og er definert som:

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

## COP

Arbeidet som utføres i kompressoren tilsvarer endringen i entalpi over kompressoren, og kan skrives med følgende formel:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{wf} * (h_{2a} - h_3) \quad (31)$$

COP for varmepumpesyklusen beregnes ved hjelp av følgende formel:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{m}_{wf} * (h_{2a} - h_3)} \quad (32)$$

## Dimensjonering av kondensator og fordamper

Arealet til fordamperen og kondensatoren er beregnet ved hjelp av LMTD metoden med følgende formel:

$$A_s = \frac{\dot{Q}}{U * \Delta T_{lm}} \quad (33)$$

Kondensatoreffekten,  $\dot{Q}_{cond}$  er 60 kW, da det er dimensjonerende effekt for varmepumpen.

Fordampereffekten,  $\dot{Q}_{evap}$  er beregnet ved hjelp av formel:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{wf} * (h_1 - h_4) \quad (34)$$

Varmeoverføringskoeffisientene U for kondensator og fordamper kan da regnes ut ved

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

$$U_{evap} = \frac{1}{\frac{1}{h_{wf}} + \frac{t_p}{k_p} + \frac{1}{h_{brine}} + R_{f,wf} + R_{f,brine}} \quad (36)$$

For å beregne  $h_{wf}$  er det benyttet eksperimentelle Nusselt korrelasjoner for kuldemediene propan og isobutan, da disse antas å være mer presise enn de generelle korrelasjonene som er uavhengig av arbeidsmedium. Beregning av Nusselt tallet for kuldemediene propan og isobutan er gjort ved hjelp av korrelasjonen til (Singh et al., 2019).

$$Nu_{wf} = 0,027 * Pr_L * Re_L^{0,6792} * x_m^{0,02208} * \frac{1,376 + 8 * X_{tt}^{0,5}}{X_{tt}^2} \quad (37)$$

$Re_L$  er beregnet ved hjelp av formel fra (Garimella, 2006) og er gitt ved:

$$Re_L = \frac{G_{wf} * (1-x_m) * D_{pipe}}{\mu_L} \quad (38)$$

Der,  $G_{wf}$  er kuldemediets massefluks gitt ved

$$G_{wf} = \frac{\dot{m}_{wf}}{\pi * \frac{D_{pipe}^2}{4}} \quad (39)$$

Martinelli parameter,  $X_{tt}$  er beregnet ved hjelp av Lockhart-Martinelli formel hentet fra (Garimella, 2006) og er gitt ved:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x_m}{x_m}\right)^{0,9} * \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{0,5} * \left(\frac{\mu_L}{\mu_v}\right)^{0,1} \quad (40)$$

Denne Nusselt korrelasjonen er gjeldende for både propan og isobutan med Reynoldstall  $> 2300$ . Dette ble kontrollert opp mot resultatene i beregningen, for å verifisere at korrelasjonen var gyldig.

$h_{wf}$  kan deretter beregnes etter ligning (18).

For ammoniakk ble korrelasjonen til (Ayub, 2003), gjeldende for platevekslere med to-fase strømning benyttet.

$$h_{wf} = C * \frac{k_l}{d_e} * \left( \frac{Re_L^2 * h_{fg}}{L_p} \right)^{0,4124} * \frac{P}{P_{cr}}^{0,12} * \frac{65}{\beta_{chevron}}^{0,35} \quad (41)$$

Denne formelen beregner det konvektive varmeovergangstallet  $h$  direkte, og kan benyttes direkte inn i ligning (35) og (36). Denne korrelasjonen er gjeldende for alle Reynoldstall, og kan således benyttes i beregningene.

For beregning av  $h_{vann}$  og  $h_{brine}$  ble Nusselt tallet for vannsiden av kondensatoren og brinesiden av fordampere beregnet ved hjelp av korrelasjonen til Kumar presentert i (Ayub, 2003). Denne ble benyttet for alle tre kuldemedier.

$$Nu_{cond,water} = C_1 * Re_{vann}^m * Pr_{vann}^{0,33} * \left( \frac{\mu_{vann}}{\mu_{vann,vegg}} \right)^{0,17} \quad (42)$$

$$Nu_{evap,brine} = C_1 * Re_{brine}^m * Pr_{brine}^{0,33} * \left( \frac{\mu_{brine}}{\mu_{brine,vegg}} \right)^{0,17} \quad (43)$$

Temperaturen til plateveggen er estimert ved formelen:

$$T_w = \frac{T_{varm} + T_{kald}}{2} \quad (44)$$

$h_{vann}$  og  $h_{brine}$  ble deretter beregnet ved hjelp av ligning (18).

Temperaturdifferansen mellom væskestrømmene i varmeveksleren er hoveddrivkraften på hvor stor varmeoverføringen er. Temperaturdifferansen vil ikke være lineær gjennom veksleren. For å forenkle denne beregningen benyttes logaritmisk midlere temperaturdifferanse som et gjennomsnitt på temperaturdifferansen gjennom varmeveksleren. Da det er forutsatt motstrøms varmevekslere, kan logaritmisk midlere temperaturdifferanse,  $\Delta T_{lm}$  beregnes ved hjelp av følgende formel:

$$LMTD_{cond} = \frac{(T_{sat,cond}-T_{22})-(T_{sat,cond}-T_{23})}{\ln\left(\frac{(T_{sat,cond}-T_{22})}{(T_{sat,cond}-T_{23})}\right)} \quad (45)$$

$$LMTD_{evap} = \frac{(T_9-T_{sat,evap})-(T_5-T_{sat,evap})}{\ln\left(\frac{(T_9-T_{sat,evap})}{(T_5-T_{sat,evap})}\right)} \quad (46)$$

På kondensatorsiden er alle temperaturer kjent. Vi har bestemt tur/retur temperatur på vannsiden til 50/30, dette gir en kondensatortemperatur  $T_{sat} = 55^\circ\text{C}$ .

På fordampersiden er eneste ukjente parameter temperaturen,  $T_9$ .  $T_9$  er utløpstemperaturen fra grunn, og er beregnet etter følgende formel hentet fra (Madessa et al., 2017):

$$T_9 = T_g - (T_g - T_5) \exp\left(\frac{-1}{m_{brine} * c_{p,brine} * R_{tot}}\right) \quad (47)$$

Det er forutsatt at utsiden av røret har tilnærmet lik overflatetemperatur som grunnen rundt, det betyr at den samlede termiske motstanden,  $R_{tot}$  er konveksjon inne i røret og konduksjon gjennom røret og kan beregnes etter følgende formel:

$$R_{tot} = R_{pipe} + R_{brine} \quad (48)$$

$$R_{pipe} = \ln\left(\frac{\frac{r_{ed,i}}{r_{ed,y}}}{2 * \pi * k_{pipe} * L_{pipe}}\right) \quad (49)$$

Da det benyttes U – rør i brønnene, kan rørene ifølge (Yu et al., 2020) slås sammen til et rør med ekvivalente diametere.  $D_{ed,y}$  og  $D_{ed,i}$  er henholdsvis ytre og indre ekvivalente diametere til kollektorrørene. Dette forenkler beregningen av termisk motstand gjennom rørveggen. Ekvivalent diameter er beregnet på følgende måte.

$$D_{ed,y} = \sqrt{N_{rør}} * D_{y,rør} \quad (50)$$

$$D_{ed,i} = \sqrt{N_{rør}} * D_{i,rør} \quad (51)$$

$$R_{brine} = \frac{1}{h_{brine} * A_s} \quad (52)$$

For beregning av det konvektive varmeovergangstallet til brinen,  $h_{brine}$  i kollektorrørene ble nusseltkorrelasjonen til Gnielinski benyttet, hentet fra (Cengel & Ghajar, 2015).

$$Nu_{brine} = \frac{\frac{f}{8} * (Re_{brine} - 1000) * Pr_{brine}}{1 + 12,7 * \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} * ((Pr_{brine})^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad \text{for } 2300 < Re < 5 \times 10^6 \quad (53)$$

Friksjonsfaktoren  $f$ , er gitt ved Filonenkos korrelasjon (Ma et al., 2017) og er gitt ved:

$$f = (1,82 * \log Re - 1,64)^{-2} \quad (54)$$

### Eksergi

For å kunne beregne eksergivirkningsgrad beregnes eksergiødeleggelsen. Dette er beregnet for alle sentrale komponenter i varmepumpen. Benyttede formler er beskrevet under:

$$\dot{X}_{dest,evap} = T_0 * (\dot{m}_{wf} * (s_1 - s_4) - \left(\frac{\dot{Q}_{evap}}{T_9}\right)) \quad (55)$$

$$\dot{X}_{dest,comp} = T_0 * (\dot{m}_{wf} * (s_2 - s_1)) \quad (56)$$

$$\dot{X}_{dest,cond} = T_0 * (\dot{m}_{wf} * (s_3 - s_2) - \left(\frac{\dot{Q}_{cond}}{T_{22}}\right)) \quad (57)$$

$$\dot{X}_{dest,exp.valve} = T_0 * (\dot{m}_{wf} * (s_4 - s_3)) \quad (58)$$

Der,  $T_0$  er “deadstate” temperaturen. Siden varmepumpen er plassert inne, blir  $T_0$  lik innnetemperaturen, som tidligere er forutsatt til 22 °C.

For beregning av eksergivirkningsgraden for fordamer, kondensator og kompressor er følgende formler benyttet:

$$\eta_{ll,evap} = 1 - \left(\frac{\dot{X}_{dest,evap}}{\dot{m}_{wf} * (h_4 - h_1 - (T_0 * (s_4 - s_1)))}\right) \quad (59)$$

$$\eta_{ll,cond} = 1 - \left(\frac{\dot{X}_{dest,cond}}{\dot{m}_{wf} * (h_{2a} - h_3 - (T_0 * (s_2 - s_3)))}\right) \quad (60)$$

$$\eta_{ll,comp} = 1 - \left(\frac{\dot{X}_{dest,comp}}{\dot{W}_{comp}}\right) \quad (61)$$

### 3.5.3 Solfangere

I dette systemet er hensikten med solfangeren todelt. Solenergien skal både benyttes til oppvarming av varmt tappevann, samt lading av energibrønner om sommeren. Oppvarming av tappevann er førsteprioritet, og solfangeranlegget dimensjoneres derfor med tanke på dette. I Norge dimensjonerer man normalt solfangeranlegg til å dekke 40 % - 70 % av tappevannsbehovet (Simonsen, 2011). I dette studiet er solfangeranlegget dimensjonert for å dekke 60 % av tappevannsoppvarmingen uten lading av energibrønner. Som beskrevet i kapittel 3.3.2 er byggets energibehov for oppvarming av varmt tappevann 125 000 kWh. Det betyr at solfangeranlegget skal kunne dekke 125 000 kWh \* 0,6 =

75 000 kWh. I Norge er det begrenset driftstid på solfangeranlegget da temperaturer i vinterhalvåret lave. Det er derfor forutsatt at solfangeranlegget er i drift fra mars -september. Siden driftstiden er såpass kort, er det ønskelig at solfangeren dekker hele oppvarmingsbehovet til tappevann i sommerhalvåret. For å eliminere faren for Legionella må temperaturen på tappevannet være minimum 60 °C. I følge (Sørensen et al., 2017) har trykksatte plane solfangere normalt driftstemperaturer mellom 40-90 °C. På bakgrunn av dette er det forutsatt en dimensjonerende tur/retur temperatur for solarvæsken på 70/40, og 65/35 på tappevannssiden av varmeveksleren.

For å kunne beregne solfangeranlegget i EES ble følgende forutsetninger lagt til grunn:

Tabell 10: Inndata solfangere

Parameter	Verdi	Kilde
Driftstid	Mars - september	
Type solfanger	Plane solfangere	
Solintensitet, G	1000 W/m <sup>2</sup> (solintensitet ved skyfri himmel for Sør-Norge)	(Zijdemans, 2014)
Årlig innstrålt solenergi i Oslo ved optimal helningsvinkel, I <sub>o</sub>	1001 kWh/m <sup>2</sup>	(Zijdemans, 2014)
Helningsvinkel	40° (Optimal)	(Zijdemans, 2014)
Asimutvinkel	0° (Solfangere vendt mot sør)	
Utetemperatur, T <sub>a</sub>	293 K	
Solens overflatetemperatur, T <sub>s</sub>	4350 K (75 % av solens «black body» temperatur)	(Farahat et al., 2009)
«Deadstate» temperatur, T <sub>0</sub>	279,3 K (Årsgjennomsnitt for Oslo)	
Solarvæske	40% Propylenglykol Frysepunkt -19°C)	

Solfangerens massestrøm endres ikke over tid, og vi kan sette opp følgende massebalanse:



$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} = \dot{m}_{sun} \quad (62)$$

Produsenten av solfangerne oppgir i henhold til datablad i vedlegg E at solfangerne skal ha en vannmengde mellom 50 – 250 l/h pr. panel. I dette studiet er det forutsatt en vannmengde på 180 l/h pr. panel, noe som tilsvarer en massestrøm pr. solfanger  $\dot{m}_{sf} = 0,05$  kg/s.

Total massestrøm i solfangerkretsen blir da:

$$\dot{m}_{sun} = \dot{m}_{sf} * N_{panel} \quad (63)$$

### *Solfangerens termiske virkningsgrad*

Solfangerens termiske virkningsgrad beskriver solfangerens evne til å omdanne sollys til varme (Sørensen et al., 2017). I en solfanger vil det både være termiske tap fra absorbator, isolasjon og dekkskive, samt optiske tap på grunn av refleksjon av sollys. Begge disse faktorene påvirker solfangerens termiske virkningsgrad.

I EES er solfangerens termiske virkningsgrad,  $\eta_{sun}$  beregnet ved hjelp av følgende formel:

$$\eta_{sun} = \eta_o - (a_1 * \frac{T_{m,sun} - T_a}{G}) - (a_2 * (\frac{T_{m,sun} - T_a}{G})^2) \quad (64)$$

$\eta_o$ ,  $a_1$  og  $a_2$  er produktspesifikke verdier. Det er derfor tatt utgangspunkt i en plan solfanger av typen Dietrisol C250 H, med følgende oppgitte verdier:

- $\eta_o = 0,821$
- $a_1 = 3,669 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
- $a_2 = 0,0129 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^2$

Produktdataark for Dietrisol 250 H er vedlagt i vedlegg E

### Solfangerareal

På bagrunn av solfangerens termiske virkningsgrad, kan solfangerens spesifikke energiavgivelse bestemmes ved hjelp av følgende formel:

$$\dot{e}_{sun} = I_o * \eta_{sun} * f_A * f_H \quad (65)$$

- $f_A$  – korreksjonsfaktor for asimutvinkel
- $f_H$  – Korreksjonsfaktor for helningsvinkel

Da det er forutsatt en asimutvinkel på  $0^\circ$ , og en optimal helningsvinkel på  $40^\circ$  blir både  $f_A$  og  $f_H$  lik 1. For beregning av energiavgivelse skal solfangerens gjennomsnittlige virkningsgrad benyttes. Da denne varierer med solintensitet, solfangerens midlere væsketemperatur og soltimer er det her benyttet termisk virkningsgrad ved dimensjonerende forhold. Dette er en feilkilde som vil resultere i et lavere energiutbytte enn beregnet.

Vi har tidligere forutsatt at solfangeranlegget skal dekke 60 % av det totale energibehovet til oppvarming av varmt tappevann. Effektivt solfangerareal pr. panel er hentet fra vedlegg E, og er  $A_{sf} = 2,354 \text{ m}^2$ . Totalt nødvendig solfangerareal kan da beregnes, samt antall paneler for å dekke ønsket energibehov.

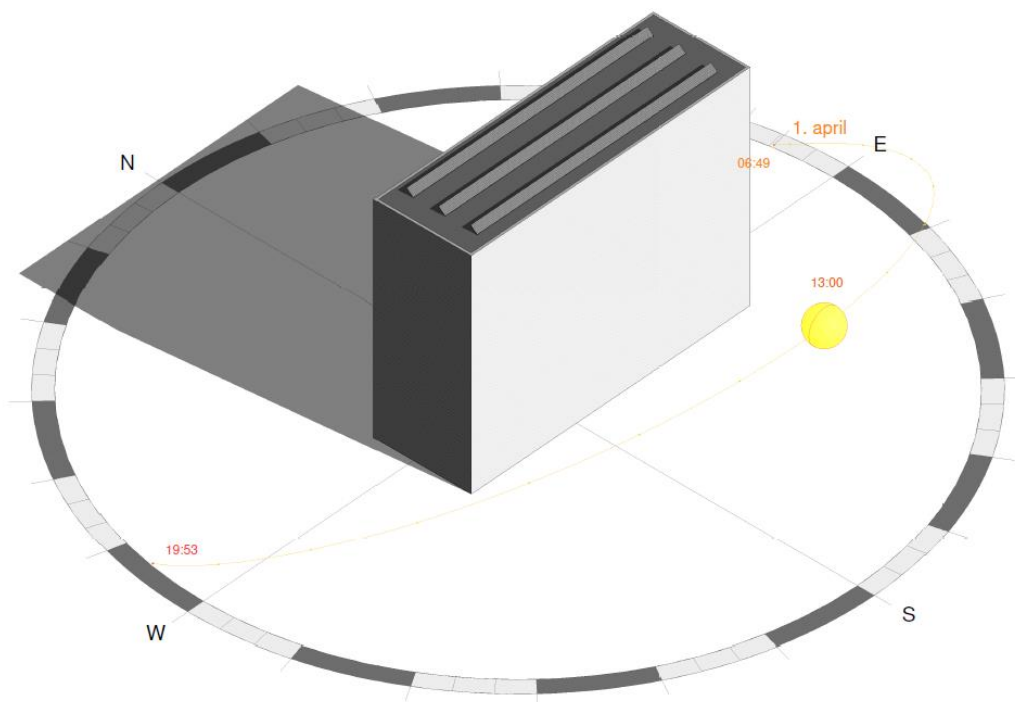
$$A_{sf,tot} = \frac{\dot{Q}_{dhw} * \text{dekningsgrad solfanger}}{\dot{Q}_{sun}} \quad (66)$$

Antall paneler N, kan da beregnes:

$$N_{panel} = \frac{A_{sf,tot}}{A_{sf}} \quad (67)$$

### *Solfangernes plassering*

Solfangerne er tenkt plassert på tak. For å kontrollere at boligblokken har tilstrekkelig takareal for å dekke ønsket solfangerareal uten at disse kaster skygge på hverandre, ble det etablert en enkel 3D skisse av bygget i tegneprogrammet revit. Solfangernes plassering ble vurdert i forhold til skygge ved tre ulike datoer, 1. april, 23. juni og 30. september, da dette antas å være ytterpunktene av den årlige driftstiden.



*Figur 14: Solfangernes plassering og skyggekasting 1. april*

Figuren viser plassering av solfangere med et totalt areal på ca 110 m<sup>2</sup>. Som figuren viser er det tilstrekkelig takareal til å plassere solfangere med nødvendig avstand uten at de skygger for hverandre i hele perioden. For adkomst til taket er det tenkt utvendig trapp på kortsiden av bygget. Samtlige 3D tegninger, samt plan og snitt finnes i vedlegg F.

### *Solfangereffekt*

Etter nødvendig solfangerareal er bestemt, kan solfangerens dimensjonerende effekt finnes. Denne regnes ut ved hjelp av følgende formel:

$$\dot{Q}_{sun} = \dot{m}_{sun} * C_p * (T_{21} - T_{20}) \quad (68)$$

### Dimensjonering av HX<sub>2</sub>

Varmeveksler HX<sub>2</sub> overfører varme fra solfangerkretsen til tappevannskretsen. På solfangersiden av varmeveksleren sirkulerer det solarvæske bestående av 40 % propylenglykol, mens det på tappevannsiden sirkulerer rent vann. For å kunne dimensjonere størrelsen på varmeveksler HX<sub>2</sub> mellom solfangerkretsen og tappevannskretsen kan følgende energibalanse settes opp.

$$\dot{m}_{sun} * (h_{21} - h_{19}) = \dot{m}_{15} * (h_{15} - h_{14}) \quad (69)$$

Entalpiene i de ulike punktene er funnet ved hjelp av databasen til EES, og massestrømmen  $\dot{m}_{15}$  på vannsiden av HX<sub>2</sub> kan bestemmes.

Da tap i rør og varmeveksler neglisjeres kan varmeeffekt produsert i solfanger settes lik varmeeffekt overført i HX<sub>2</sub>,  $\dot{Q}_{sun} = \dot{Q}_{HX2}$ .

For beregning av varmevekslerens areal benyttes nusseltkorrelasjonen til Kumar (Ayub, 2003) beskrevet i kapittel 3.5.2. Ligningene (42) og (43) benyttes for å finne Nusselt tallet for henholdsvis tappevannskretsen og solfangerkretsen.  $h_{sun}$  og  $h_{water}$  ble deretter beregnet ved hjelp av ligning (18), og U kan beregnes ved hjelp av følgende formel:

$$U_{HX2} = \frac{1}{\frac{1}{h_{sun}} + \frac{t_p}{k_p} + \frac{1}{h_{vann}} + R_{f,brine} + R_{f,vann}} \quad (70)$$

For beregning av LMTD benyttes sammenheng gitt i kapittel 11.4 i (Cengel & Ghajar, 2015). Siden  $\Delta T$  er lik på både solfanger- og tappevannsiden er logaritmisk midlere temperaturdifferanse gitt ved følgende ligning.

$$\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T_{lm} \quad (71)$$

Der  $\Delta T_1$  og  $\Delta T_2$  for en motstrømsveksler beregnes ved hjelp av følgende formler:

$$\Delta T_1 = T_{21} - T_{19} \quad (72)$$

$$\Delta T_2 = T_{19} - T_{14} \quad (73)$$

Arealet til HX<sub>2</sub> kan deretter beregnes ved hjelp av ligning (33).

### *Eksergi*

For å beregne eksergiødeleggelsen i solfangeren er formelverket hentet fra (Ge et al., 2014).

Eksergibalansen kan skrives som:

$$\dot{X}_{inn} - \dot{X}_s - \dot{X}_{ut} - \dot{X}_{dest} = 0 \quad (74)$$

Der  $\dot{X}_{inn}$  er eksergi ved innløpet,  $\dot{X}_s$  er lagret eksergi,  $\dot{X}_{ut}$  er eksergi ved utløpet og  $\dot{X}_{dest}$  er eksergiødeleggelsen. For stasjonære forhold er  $\dot{X}_s = 0$ .

Eksergien ved innløpet består av eksergi fra væskestrøm og eksergi fra solstråling.

$$\dot{X}_{inn} = \dot{X}_{inn,f} + \dot{X}_{inn,r} \quad (75)$$

$$\dot{X}_{inn,f} = \dot{m}_{sun} * C_{p,sun} * (T_{20} - T_a - T_a * \ln(\frac{T_{20}}{T_a})) \quad (76)$$

$$\dot{X}_{inn,r} = A_{sf} * N_{sf} * G * (1 - \frac{T_a}{T_s}) \quad (77)$$

Eksergien ved utløpet består av eksergi fra væskestrømmen:

$$\dot{X}_{ut} = \dot{m}_{sun} * C_{p,sun} * (T_{21} - T_a - T_a * \ln(\frac{T_{21}}{T_a})) \quad (78)$$

Eksergiødeleggelsen blir da:

$$\dot{X}_{dest} = \dot{X}_{inn} - \dot{X}_{ut} \quad (79)$$

Eksergivirkningsgraden for solfangeren kan da beregnes med følgende formel:

$$\eta_{ll,sf} = \frac{\dot{X}_{ut,f} - \dot{X}_{inn,f}}{Asf * Nsf * G * (1 - \frac{T_a}{T_s})} \quad (80)$$

Eksergiødeleggelsen i varmeveksler HX<sub>2</sub> beregnes ved hjelp av formelen under

$$\dot{X}_{dest,HX2} = T_0 * S_{gen} \quad (81)$$

HX<sub>2</sub> er plassert i teknisk rom inne i bygget, og av samme begrunnelse som for beregning av eksergi for varmepumpe er T<sub>0</sub> = 22 °C

For en varmeveksler finnes S<sub>gen</sub> ved å betrakte entropibalansen for begge sider av veksleren.

$$S_{gen} = \dot{m}_{sun} * (s_{19} - s_{21}) + \dot{m}_{15} * (s_{15} - s_{14}) \quad (82)$$

I EES kan ikke entropiverdier for briner hentes ut. Da væsken i solfangerkretsen kan betraktes som ikke-komprimerbar, siden væskens spesifikke volum er tilnærmet uendret gjennom hele prosessen, ble derfor følgende sammenheng benyttet for Δs på solfangersiden:

$$\Delta_s = c * \ln \frac{T_{19}}{T_{21}}, \text{ der } c = c_v = c_p \quad (83)$$

Følgende formel fra (Cengel & Boles, 2015) kan derfor benyttes for å beregne S<sub>gen,HX2</sub>:

$$S_{gen,HX2} = \dot{m}_{sun} * C_{p,sun} * \ln \frac{T_{19}}{T_{21}} + \dot{m}_{15} * (s_{15} - s_{14}) \quad (84)$$

Eksergivirkningsgraden kan som beskrevet i kapittel 2.1.3 skrives som:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergy recovered}}{\text{Exergy expended}}$$

For en adiabatisk varmeveksler med to separate væskestrømmer vil «exergy expended» tilsvare reduksjonen av eksergien i den varme væskestrømmen, og «exergy recovered» tilsvare økningen i eksergi for den kalde væskestrømmen (Cengel & Boles, 2015). Eksergivirkningsgraden for HX<sub>2</sub>, kan da skrives som:

$$\eta_{II,HX2} = \frac{\dot{m}_{15} * (\psi_{15} - \psi_{14})}{\dot{m}_{sun} * (\psi_{21} - \psi_{19})} \quad (85)$$

Der  $\psi$  er eksergien i det gitte punkt, og er beregnet på følgende måte:

$$\psi_i = (h_i - h_0) - (T_0 * (s_i - s_0)) \quad (86)$$

$h_0$  og  $s_0$  er henholdsvis entalpi og entropi ved  $T = T_0$ , og  $P = P_0$ .

### 3.5.4 Brønnpark

Brønnparken er varmepumpens varmekilde, og overfører varmeenergi til kuldemediet i varmepumpens fordamer. Hver energibrønn er utstyrt med ett sett U – kollektorrør av typen PEM 32 x 2,4 mm for å hente varme opp fra grunnen. Kollektorrørene er fylt med frostvæske av typen 30 % etanol. I beregningene er det forutsatt stillestående vann i brønnhullene, og ingen grunnvannsgjennomstrømning. Antall brønner er avhengig av både effekt- og energibehov fra fordamer, samt dybde på brønner, effekt og energiuttak fra grunn og massestrøm i kollektorrørene. I denne beregningen er det forutsatt en effektiv lengde på 200 m for energibrønnene og antall brønner er kun dimensjonert ut fra effektbehov i fordamer og et effektuttak i brønn pr. effektive løpemeter

på 30 W/m. Effektbehovet i fordamperen er avhengig av varmepumpens COP. Jo, høyere COP, jo større effektbehov i fordampere. Det vil derfor være noen forskjeller på fordampereffekt for de ulike kuldemediene.

For brønnparken, ble følgende inndata lagt til grunn for beregningene:

Tabell 11: Inndata brønnpark

Parameter	Verdi	Kilde
Fordampereffekt, $\dot{Q}_{\text{evap}}$	$\dot{Q}_{\text{evap,R290}} = 42,91 \text{ kJ/s}$ $\dot{Q}_{\text{evap,R600a}} = 45,45 \text{ kJ/s}$ $\dot{Q}_{\text{evap,R717}} = 46,07 \text{ kJ/s}$	Beregnet i kap 3.5.2
Utløpstemperatur fra grunn, $T_9$	279,4 K	Beregnet i kap 3.5.2
Temperatur inn på HX1 kald side, $T_{10}$	279,4 K	
Dimensjonerende temperatur inn på HX1 varm side, $T_{12}$	318 K	Iht. systemskjema, alternativ 1
Dimensjonerende temperatur ut av HX1 varm side, $T_{13}$	308 K	Iht. systemskjema, alternativ 1
Kollektorvæske	Blanding av 30 % Etanol og vann	Anbefalt medium og konsentrasjon i Norge (Borgnes, 2011)
Trykk varm side HX <sub>1</sub>	$P_{12} = P_{13}$	Antatt verdi
Trykk kald side HX <sub>1</sub>	$P_8 = P_9 = P_{10} = P_{11}$	Antatt verdi
Platetykkelse HX <sub>1</sub>	$t_p = 0,00173 \text{ m}$	Vedlegg C
Termisk konduktivitet i HX <sub>1</sub>	Varmekapasitet for rustfritt stål. $k_p = 15 \text{ W/m} \cdot \text{K}$	Vedlegg D



### *Massebalanse*

Ved dimensjonerende sommerforhold forutsettes det at hele massestrømmen går gjennom HX<sub>1</sub>. Brønnparkens massebalanse blir da som følger:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{brine} \quad (87)$$

På varm side av HX<sub>1</sub> kan følgende massebalanse settes opp:

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad (88)$$

### *Energibalanse*

Følgende energibalanser kan settes opp for henholdsvis energibrønner EB, og varmeveksler HX<sub>1</sub>:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{EB} \quad (89)$$

$$\dot{Q}_{HX1} = \dot{m}_{12} * (h_{12} - h_{13}) \quad (90)$$

### *Beregning av innløpstemperatur, T<sub>11</sub> til grunn*

Temperaturen T<sub>11</sub> som føres tilbake til grunn på sommeren er en interessant parameter, som påvirker både hvor mye energi vi kan tilbakeføre til grunn ved hjelp av solfangeranlegget, samt arealet på varmeveksler HX<sub>1</sub>. Da varmeveksler HX<sub>1</sub> kun er i drift i sommerhalvåret, forutsettes det at temperaturen T<sub>10</sub>, inn på HX<sub>1</sub> er lik utløpstemperaturen T<sub>9</sub> fra grunn. T<sub>11</sub> er beregnet ved hjelp av følgende formel:

$$T_{11} = T_{10} + \frac{\dot{Q}_{HX1}}{\dot{m}_{10} * c_{p,brine}} \quad (91)$$

### Dimensjonering av $HX_1$

Varmeveksler  $HX_1$  overfører varme fra solfanger anlegget til energibrønnene om sommeren, såkalt lading av energibrønnene. Dette for å hindre at temperaturen i grunn vil reduseres over tid ved varmeuttak til varmepumpen.

Arealet til  $HX_1$  er beregnet tilsvarende som for  $HX_2$  beskrevet i kapittel 3.5.2.7. Nusselt korrelasjonen til Kumar (Ayub, 2003) er også benyttet her.

### Eksergi

For brønnskretsen kan det settes opp følgende eksergibalanse:

$$\psi_i = (h_i - h_0) - (T_0 * (s_i - s_0)) \quad (92)$$

Beregning av eksergiødeleggelsen i  $HX_1$  er beregnet med tilsvarende fremgangsmåte som for  $HX_2$ , se kapittel 3.5.3.

Eksergiødeleggelsen i energibrønnene er beregnet ved hjelp av følgende formel hentet fra (Berre et al., 2015):

$$\dot{X}_{dest,EB} = T_0 * (\dot{m}_9 * c_{p,brine} * \ln \left( \frac{T_9}{T_8} \right) - \frac{\dot{Q}_{bhe}}{T_9}) \quad (93)$$

For beregning av eksergivirkningsgrad for varmeveksler  $HX_1$  vil temperaturen på den kalde siden av veksleren alltid være lavere enn  $T_0$ . I følge (Cengel & Boles, 2015) er det da bedre å definere eksergivirkningsgraden som forholdet mellom summen av eksergier fra utgående væskestrømmer til summen av eksergier fra inngående væskestrømmer. Følgende formel for eksergivirkningsgraden i  $HX_1$  er benyttet:

$$\eta_{II,HX1} = \frac{\dot{m}_{11} * \psi_{11} + \dot{m}_{13} * \psi_{13}}{\dot{m}_{10} * \psi_{10} + \dot{m}_{12} * \psi_{12}} \quad (94)$$

For borehullene er eksergivirkningsgraden beregnet ved hjelp av formel hentet fra (Ozturk, 2014)

$$\eta_{II,EB} = \frac{\dot{m}_9 * \psi_9}{\dot{m}_8 * \psi_8 + \dot{Q}_{bhe} * (1 - (\frac{T_0}{T_9}))} \quad (95)$$

### 3.5.5 Rørforbindelse mellom varmevekslere

Tappevannskretsen inneholder rørstrekket mellom HX<sub>1</sub> og HX<sub>2</sub> inklusive coil for oppvarming av varmt tappevann. Solfangeranlegget skal primært benyttes til oppvarming av varmt tappevann, sekundært skal det benyttes til lading av energibrønner. Som systemskjema 1 i figur 8 viser, har tappevannskretsen følgende dimensjonerende temperaturer:

Tabell 12: Temperaturnivåer i tappevannskrets

Komponent	Dimensjonerende turtemperatur [°C]	Dimensjonerende returtemperatur [°C]
Varmeveksler HX <sub>2</sub>	65	35
Tappevannscoil	65	45
Varmeveksler HX <sub>1</sub>	45	35

Slik som system 1 er utformet, og med temperaturnivåer som vist i tabell 10, vil 2/3 av energien fra solfangeranlegget benyttes til oppvarming av varmt tappevann, mens 1/3 vil kunne benyttes til lading av energibrønner.

#### Massebalanse

Det forutsettes at massestrømmen er lik gjennom hele rørforbindelsen mellom varmevekslerne, slik at:

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (96)$$

For å regne ut massestrømmen benyttes følgende formel.

$$\dot{m}_{15} = \frac{\dot{m}_{sun} * (h_{21} - h_{19})}{(h_{15} - h_{14})} \quad (97)$$

### Energibalanse

For å beregne maksimal effekt i tappevannscøilen kan følgende uttrykk settes opp:

$$\dot{Q}_{coil} = \dot{m}_{17} * (h_{18} - h_{17}) \quad (98)$$

Det forutsettes et konstant trykk gjennom hele tappevannskretsen, og EES kan da beregne  $h_{17}$  og  $h_{18}$  fra databasen ved hjelp av de kjente parameterne trykk og temperatur.

### Energi til oppvarming av tappevann og lading av brønn

For å beregne hvor mye energi som kan føres tilbake i energibrønnene fra solfangeranlegget er det benyttet gjennomsnittlig solinnstrålingsdata i Oslo hentet fra (Blom, 1991). Dataene benyttet i denne beregningen gjelder for sørvendte solfangere med helningsvinkel 30 grader. Følgende verdier er benyttet:

Tabell 13: Gjennomsnittlig månedlig solinnstråling fra solfangere

Måned	Gjennomsnittlig solinnstråling [kWh/m <sup>2</sup> ]	Areal solfangere [m <sup>2</sup> ]	Gjennomsnittlig solinnstråling totalt [kWh]
Mars	101	110,7	11 181
April	132	110,7	14 612
Mai	176	110,7	19 483
Juni	170	110,7	18 819
Juli	165	110,7	18 266
August	152	110,7	16 826
September	100	110,7	11 070

Sum	996		110 257
-----	-----	--	---------

Summen av energiproduksjon må korrigeres med solfangeren termiske virkningsgrad. Av den totale energien fra solfangerne vil 1/3 gå til lading av energibrønner og 2/3 til oppvarming av tappevann.

### 3.6 Sensitivitetsanalyse

Sensitivitetsanalyser for kuldemediet ammoniakk (R717) er presentert i denne rapporten. Sensitivitetsanalyser for de andre kuldemediene finnes i vedlegg Q og R. Analysene er utarbeidet ved hjelp av parametriske tabeller i EES. De parametriske tabellene gir muligheter for å endre inputdata, og se variasjonene i ønsket parameter. Resultatene ble benyttet til å generere plot for å vise hvordan ytelsene endres. Tabellen nedenfor er eksempel på en parametriske tabell fra EES der temperaturen i grunn endres for å se hvilken påvirkning det har for kollektorvæskens utløpstemperatur fra grunn,  $T_9$ .

1..7	1 $\dot{m}_{\text{borehole}}$ [kg/s]	2 $T_s$ [K]	3 $T_9$ [K]	4 $U_{\text{evap}}$ [W/m <sup>2</sup> *K]	5 $\Delta T_{\text{lm, evap}}$ [K]	6 $A_{\text{evaporator}}$ [m <sup>2</sup> ]
Run 1	0,5	280	278,6	903,3	4,286	11,9
Run 2	0,5	280,5	279	903,9	4,486	11,36
Run 3	0,5	281	279,4	904,5	4,679	10,88
Run 4	0,5	281,5	279,7	905,1	4,867	10,46
Run 5	0,5	282	280,1	905,7	5,051	10,07
Run 6	0,5	282,5	280,5	906,3	5,229	9,72
Run 7	0,5	283	280,8	906,9	5,405	9,4

Figur 15: Eksempel på parametriske tabell fra EES.

I dette studiet presenteres følgende sensitivitetsanalyser:

- Endret Chevron vinkler i platevekslere for å se påvirkning på vekslerareal
- Endret temperaturer på varm side av HX<sub>1</sub> for å se påvirkning på innløpstemperatur til grunn,  $T_{11}$ .
- Endret massestrøm i brønnkrets,  $\dot{m}_{\text{brine}}$  for å se påvirkning på innløpstemperatur til grunn,  $T_{11}$ .

- Endring av  $T_9$  på grunn av endret temperatur i grunn,  $T_s$  og massestrøm  $\dot{m}_{\text{borehole}}$
- Endring av fordampereareal ved endret utløpstemperatur fra grunn  $T_9$ .
- Endring i  $\text{COP}_{\text{HP}}$  ved ulike kondenseringstemperaturer,  $T_{\text{sat,cond}}$  og fordampertemperaturer  $T_{\text{sat,evap}}$ .
- Endring i trykkforhold, PR i kompressor ved ulike kondenseringstemperaturer og fordampertemperaturer.
- Endring i eksergiødeleggelse og trykkgasstemperatur  $T_2$  ved endret kondenseringstemperatur
- Endring av termisk virkningsgrad for solfanger,  $\eta_{\text{sun}}$  og energiproduksjon,  $\dot{Q}_{\text{sun}}$  ved endret innstrålt solfluks.
- Endring av eksergivirkningsgrad for solfanger ved endret innløpstemperatur og utetemperatur.
- Effektagivelse i varmeveksler HX2 ved ulike temperaturdifferanser på solarvæsken.

## 4 Resultater og diskusjon

### 4.1 Validering av matematisk modell

Den matematiske modellen har blitt kvalitetsikret ved hjelp av validering mot ulike modeller fra tidligere forskning. Ved å endre inputverdier som temperaturer, trykk og virkningsgrader i vår modell, slik at de passer med verdier fra modellen de sammenlignes med.

#### 4.1.1 Validering av varmepumpen

Varmepumpedelen av modellen er sammenlignet mot studiet til (Ommen et al., 2015). Inputverdier vises i tabell 13 under:

Tabell 14: Inputverdier for sammenligning mot (Ommen et al., 2015)

Parameter	Verdi
Arbeidsmedium	Ammoniakk (R717)
$\dot{Q}_{\text{cond}}$	1000 [kJ/s]
Isentropisk virkningsgrad kompressor, $\eta_{\text{comp}}$	0,8
$T_{\text{sat,cond}}$	338 [K]
$T_3$	318 [K] (20 K underkjølt)
$P_3$	2766 [kPa]
$T_4$	298 [K]
$T_5$	303 [K]
$T_9$	313 [K]
$P_{22}$	1010 [kPa]
$P_{23}$	1010 [kPa]
$\dot{m}_{\text{brine}}$	20,43 [kg/s]
Mediet i brønnskrets	vann

Resultatene fra simuleringen er vist i tabell 15

Tabell 15: Resultater fra validering av egen modell mot (Ommen et al., 2015)

Parameter	Egen EES modell	(Ommen et al., 2015)	Avvik%
$COP_{HP}$	6,8	6,5	4,4
$A_{cond}$	51,2 [m <sup>2</sup> ]	44,1 [m <sup>2</sup> ]	13,9
$A_{evap}$	75,1 [m <sup>2</sup> ]	73,2 [m <sup>2</sup> ]	2,5
$\dot{Q}_{evap}$	852,4 [kJ/s]	855 [kJ/s]	0,3
$\dot{W}_{comp}$	147,6 [kJ/s]	146 [kJ/s]	1,1
$\dot{m}_{wf}$	0,79 [kg/s]	0,79 [kg/s]	0
$\dot{m}_{sink}$	11,96 [kg/s]	11,96 [kg/s]	0
$h_1$	1499 [kJ/kg]	1499 [kJ/kg]	0
$h_{2a}$	1686 [kJ/kg]	1684 [kJ/kg]	0,12
$h_3$	415 [kJ/kg]	415 [kJ/kg]	0
$h_4$	415 [kJ/kg]	415 [kJ/kg]	0

Resultatene viser at modellen stemmer godt sammenlignet mot resultatene til (Ommen et al., 2015). Størst avvik er det på kondensatorarealet. Årsaken til det er at det i denne modellen er benyttet en annen korrelasjon for beregning av varmeoverføringskoeffisienten  $U_{cond}$ , enn det Ommen har benyttet. Det resulterer i ulike vekslerarealer, og forskjellen er størst for kondensatoren. Det bemerkes også at avviket på  $COP_{HP}$  skyldes at Ommen har benyttet en virkningsgrad på 0,95 for elektromotoren til kompressoren i tillegg til isentropisk virkningsgrad ved utregning COP. I denne modellen er det kun benyttet isentropisk virkningsgrad. Ved samme forutsetninger vil  $COP_{HP}$  bli tilnærmet identiske.

#### 4.1.2 Validering av brønnpark

For validering av brønnparken, er utløpstemperaturen fra  $T_9$  sammenlignet med resultater fra forskningsartikkelen til (Madessa et al., 2017). I Madessa sin studie presenteres resultatene som et plot der utløpstemperaturen fra grunn varierer med massestrømmen og brønndybden. Modellen i dette studiet tar utgangspunkt i en brønndybde på 200 m, og  $T_9$  er derfor validert mot denne brønndybden. Temperaturen i grunn er ikke spesifisert i studiet til Madessa, men der er oppgitt at temperaturen øker med 1-2 °C i forhold til gjennomsnittlig årstemperatur på 30 meters dybde, og deretter 1-3 °C per hundre meter. For sammenligning er følgende temperatur i grunn benyttet:

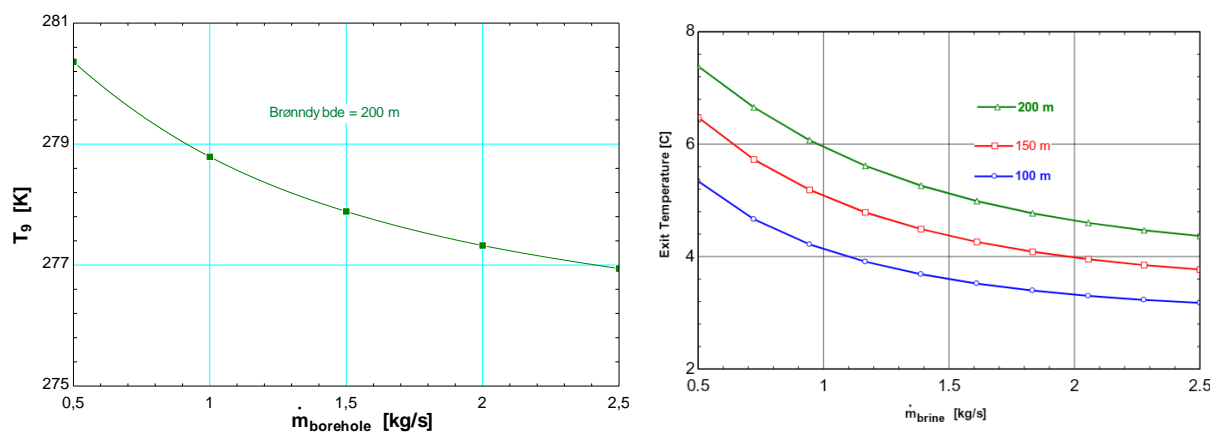


Årsmiddeltemperatur Oslo + 1 + 2 = 6,3 °C + 1 °C + 2 °C = 9,3 °C. Deretter ble temperaturen  $T_9$  plottet med tilsvarende massestrøm benyttet i studiet til Madessa. Inndata for validering er vist i tabell 15 under:

Tabell 16: Inndata for validering mot (Madessa et al., 2017)

Parameter	Verdi
Konsentrasjon etyl alkohol	35 %
Massestrøm	0,5 – 2,5 [kg/s]
Temperatur i grunn	282,3 [K]

Figur 16 under viser henholdsvis resultatet fra egen modell sammenlignet mot resultatet i studiet til Madessa et al.



Figur 16: Utløpstemperatur  $T_9$  fra egen modell til venstre, resultater fra (Madessa et al., 2017) til høyre

Resultatet fra beregningen er vist i tabell 17 under:

Tabell 17: Resultater fra validering av egen modell mot (Madessa et al., 2017)

Massestrøm [kg/s]	Utløpstemperatur egen EES modell [K]	Utløpstemperatur (Madessa et al., 2017) [K]	Avvik%
0,5	280,4	Ca. 280,4	0
1,0	278,8	Ca. 278,9	0,04
1,5	277,9	Ca. 278,2	0,11
2,0	277,3	Ca. 277,8	0,18
2,5	276,9	Ca. 277,4	0,18

Resultatene stemmer godt overens for de minste massestrømmene, mens avviket øker noe med økt massestrøm. Generelt er utløpstemperaturen lavere i egen modell enn i Madessa sin. Avviket varierer mellom 0 – 0,5 °C. Sannsynligvis skyldes avviket to forhold. For det første knytter det seg usikkerhet til om temperaturen i grunn er lik i begge modeller, og for det andre er ikke forutsetninger for termisk motstand for væske og røret oppgitt, og det kan være avvik på disse.

### 4.1.3 Validering av solfanger

Solfangerens termiske virkningsgrad er validert mot studiet til (Guarracino et al., 2019).

Inndata benyttet i valideringen er presentert i tabellen under:

Tabell 18: Inndata for validering mot (Guarracino et al., 2019)

Parameter	Verdi
$\eta_0$	0,42
$a_1$	4,96 [W/m <sup>2</sup> *K]
$a_2$	0,003 [W/m <sup>2</sup> *K <sup>2</sup> ]
G	1053 [W/m <sup>2</sup> ]
$T_{inlet,c}$	299,6 [K]
$T_{outlet,c}$	304 [K]
$T_a$	299,5 [K]

Tabell 19: Resultat fra validering

Parameter	Egen modell	(Guarracino et al., 2019)	Avvik%
$\eta_{th}$	0,41	0,42	2,4

Resultatet stemmer godt overens med studiet til (Guarracino et al., 2019) med kun et avvik på 2,4%.

I tillegg er termisk virkningsgrad for solfangeren kontrollert mot det teoretiske normalområdet. I figuren under vises det typiske virkningsgradskurver for ulike solfangere

I følge (Time and date, u.å) er gjennomsnittlig temperatur i Oslo for månedene mars – september i årene 2005 – 2015, 12 °C. Med en solfangertemperatur på 55 °C, gir det en differanse mellom solfangertemperatur og omgivelsestemperatur på 43 °C. I følge (Simonsen, 2011), tilsier det en termisk virkningsgrad for plan solfanger på ca. 65%. Dette stemmer godt overens med beregnet verdi i denne modellen på 67,7 %.

#### 4.1.4 Validering av varmevekslere

Fordamper og kondensator er validert i kapittel 4.1.1 Varmevekslerne HX<sub>1</sub> og HX<sub>2</sub> er sammenlignet mot teoretisk representative verdier for den samlede varmeoverføringskoeffisienten U. De teoretiske verdiene er hentet fra tabell 11.1 i (Cengel & Ghajar, 2015). Tabell 17 under viser resultatene fra sammenligningen:

Tabell 20: Sammenligning av egen modell mot teoretiske verdier fra (Cengel & Ghajar, 2015)

Varmeveksler	Medium kald side	Medium varm side	Teoretisk U-verdi [W/m <sup>2</sup> *K]	Beregnet U-verdi [W/m <sup>2</sup> *K]
HX <sub>1</sub>	Brine	Vann	600 - 1200	1013
HX <sub>2</sub>	Vann	Brine	600 - 1200	983

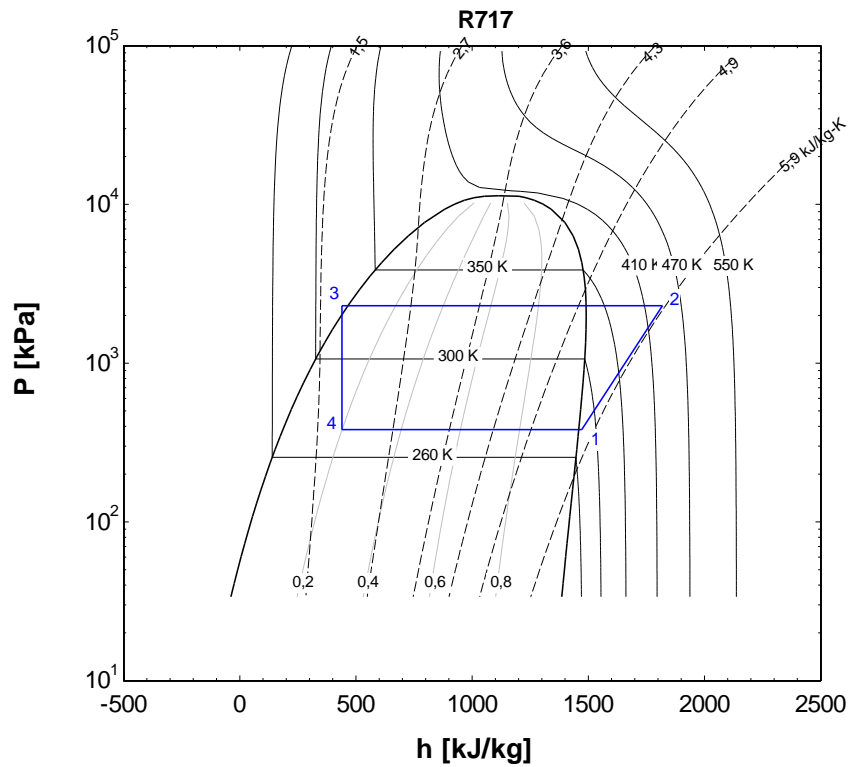
Resultatene fra modellen viser at U-verdien ligger godt innenfor normalområde for varmevekslere.

## 4.2 Analyse av varmepumpe

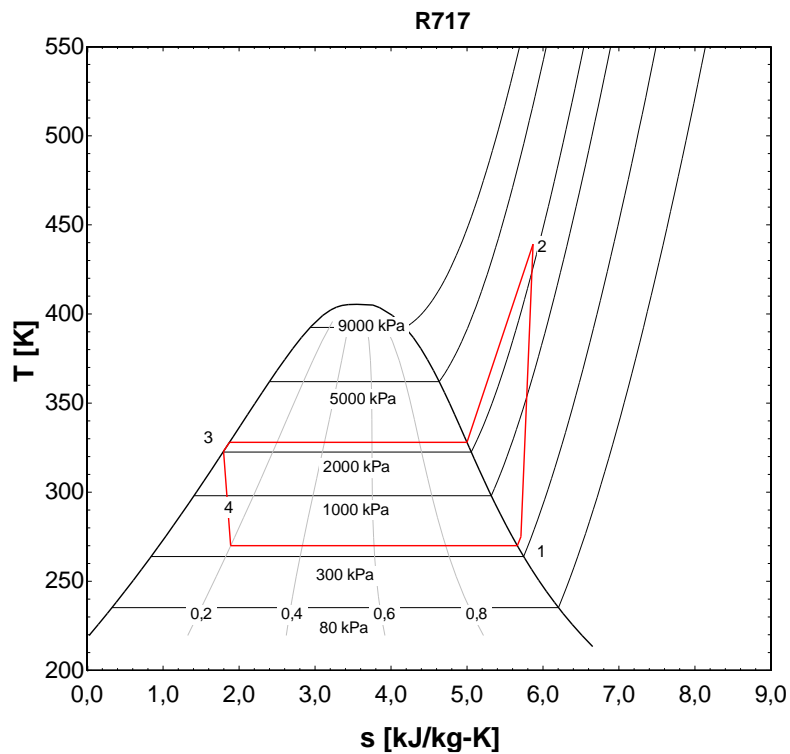
Komplett EES koding, inklusiv resultater finnes for kuldemediene R290, R600ab og R717 i vedlegg G-J.

### 4.2.1 P-h og T-s diagrammer

Figurene nedenfor viser varmepumpeprosessen tegnet inn i p-h og T-s diagrammer for varmepumpen med kuldemedium R717. Diagrammer for øvrige kuldemedier vises i vedlegg S og T. Diagrammene er generert fra EES.



Figur 17:  $p$ - $h$  diagram for kuldemedium R717



Figur 18:  $T$ - $s$  diagram for kuldemedium R717

Samtlige varmepumpeprosesser i dette studiet er subkritiske. Det betyr at varmeoverføringen skjer ved faseendring innenfor kuldemediets metningskurve. Dette vises i figuren ved at både kondensering i trinn 2-3 og fordamping i trinn 4-1 ligger innenfor metningskurven. De ulike kuldemediene opererer

under ulike trykkforhold. R600a har vesentlig lavere trykk enn de to andre kuldemediene. Årsaken til det er at hvert kuldemedium har egne unike egenskaper som påvirker varmepumpeprosessen, og dette må tilpasses avhengig av hvilket kuldemedium som benyttes. I trinn 1-2, som representerer trykkøkning i kompressoren, er entropiøkningen størst for R290. Det betyr at isentropisk virkningsgrad for kompressoren vil være lavere for propan enn for de andre kuldemediene. Det resulterer i en større prosentvis reduksjon i virkelig COP for propanvarmepumpen i forhold til teoretisk  $COP_{\text{carnot}}$ , enn det vil gjøre for de to andre kuldemediene.

Et annet viktig punkt som påvirker varmepumpens ytelse, er driftsbetingelser for de ulike kuldemediene. Ammoniakk har høyt kritisk trykk og temperatur, noe som resulterer i en høy maksimal kondenseringstemperatur. Det betyr at driftsområde for ammoniakkvarmepumpen vil være større enn for propan og isobutan. Ved de gitt driftsbetingelser ser vi av diagrammene at propan og isobutan ligger i øvre del av driftsområdet. Det resulterer i en redusert fordamperytelse på grunn av «flashing». Flashing er et fenomen som oppstår når trykket senkes fra kondenseringstrykk til fordampetrykk gjennom strupeventilen (Nielsen, 2014). Da vil noe av det kondenserte kuldemediet momentant gå over til gassform, såkalt flashgass, og energien ved faseendring for flashgassen vil ikke kunne utnyttes. Det kan derfor være nødvendig å underkjøle gassen ytterligere for propanvarmepumpen.

T-s diagrammet viser at ammoniakk har en meget høy trykkgasstemperatur i forhold til propan og særlig isobutan. Det kan derfor være fornuftig å installere en overhetingsvarmeveksler mellom kompressor og kondensator som kan benyttes til oppvarming av varmt tappevann.

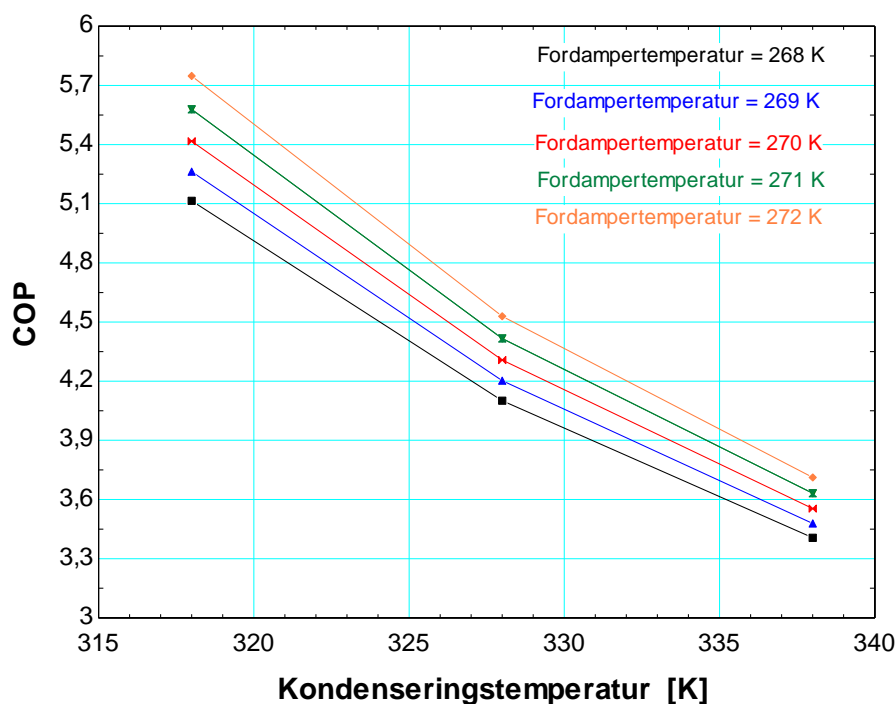
#### **4.2.2 COP**

Et viktig mål på hvor godt varmepumpen fungerer er COP. Størrelsen på COP avhenger av arbeidet utført i kompressoren. Det er flere faktorer som påvirker kompressorarbeidet, men trykkøkning i kompressor, og kompressorens virkningsgrad er sentrale parametere. I tabellen under presenteres resultatene:

Tabell 21: Beregnet COP for alle kuldemedier:

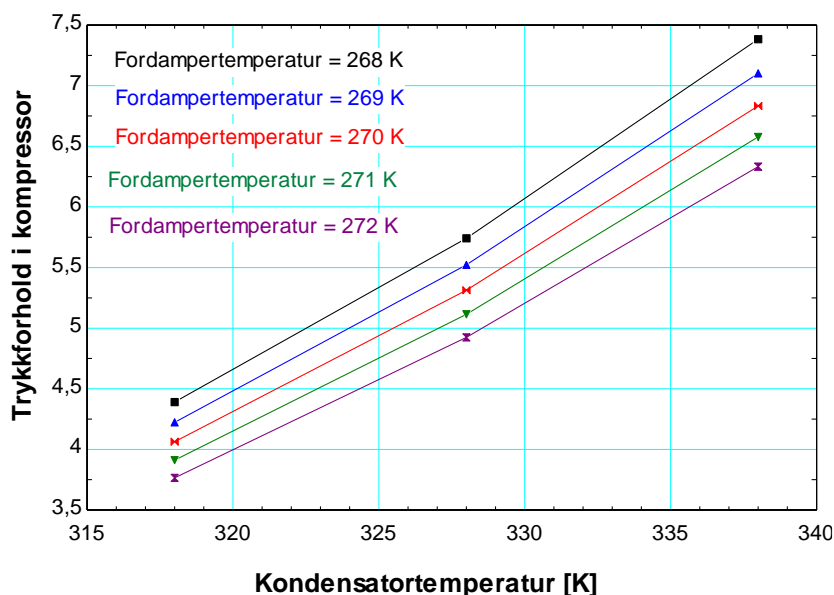
Kuldemedium	Trykkforhold $\frac{P_2}{P_1}$	$\dot{W}_{\text{comp}}$ [kJ/s]	Isentropisk virkningsgrad i kompressor $\eta_{\text{comp}}$	$\text{COP}_{\text{carnot}}$	$\text{COP}_{\text{HP}}$	$\frac{\text{COP}_{\text{HP}}}{\text{COP}_{\text{carnot}}}$
Propan (R290)	4,0	17,1	0,69	4,7	3,5	0,74
Isobutan (R600a)	4,9	14,6	0,81	4,9	4,1	0,84
Ammoniakk (R717)	5,3	13,9	0,82	5,0	4,3	0,86

COP er beregnet ved dimensjonerende forhold. Tabellen over viser at kompressorarbeidet i propanvarmepumpen er størst. Det skyldes at den isentropiske virkningsgraden er vesentlig lavere enn for de andre to kuldemediene, noe som resulterer i et høyere kompressorarbeid, og lavere COP. Beregnet COP i dette studiet vil være noe høyere enn i en virkelig prosess. I virkeligheten vil ikke komponentene være adiabatisk, det vil være noe trykkfall gjennom dem, samt elektrisk tap i motoren til kompressoren. Andre forhold som påvirker varmepumpens COP, er fordamp- og kondenseringstemperatur. Høyere fordampingstemperatur og lavere kondenseringstemperatur vil påvirke COP positivt. For å undersøke betydningen av fordamp- og kondenseringstemperaturer ble dette undersøkt for forskjellige temperaturer. Kondenseringstemperaturen varieres mellom 338 – 318 K, og fordampertemperaturen varierer mellom 268 – 272 K. Resultatet vises i figur 19 og gjelder for varmepumpe med kuldemedium ammoniakk (R717):



Figur 19: Endring i varmepumpens COP ved ulike kondenserings- og fordampertemperaturer

Resultatene viser at det slår meget gunstig ut for COP ved å redusere temperaturløftet for varmepumpen. Vi ser at COP varierer mellom ca. 3,45 og 5,8 ved de ulike temperaturnivåene. Årsaken til forbedringen i COP er at redusert kondensatortemperatur og økt fordampertemperatur reduserer entropigenereringen i varmepumpen. Det har betydning for kompressorarbeidet. Redusert temperaturløft vil også redusere trykkøkningen i kompressoren. Sammenhengen mellom temperaturvariasjonene og trykkforhold  $PR = \frac{P_2}{P_1}$  vises i figur 20. Samme temperaturvariasjoner gjelder som for figuren over.



Figur 20: Endring i kompressorens trykkforhold ved ulike fordamper- og kondenseringstemperaturer

Kurven endrer seg tilsvarende som for COP, og viser tydelig sammenhengen mellom økt COP og redusert trykkheving i kompressor.

#### 4.2.3 Fordamper og kondensatorareal

Resultater fra EES beregningen viser følgende fordamper- og kondensatorarealer:

Tabell 22: Fordamper og kondensatorareal

Kuldemedium	$\dot{Q}_{\text{evap}}$ [kW]	$\dot{Q}_{\text{cond}}$ [kW]	$U_{\text{evap}}$ [W/m <sup>2</sup> *K]	$U_{\text{cond}}$ [W/m <sup>2</sup> *K]	$\dot{m}_{\text{wf}}$ [kg/s]	$h_{2a}-h_3$ [kJ/kg]	$h_1-h_4$ [kJ/kg]	$A_{\text{evap}}$ [m <sup>2</sup> ]	$A_{\text{cond}}$ [m <sup>2</sup> ]
Propan (R290)	42,9	60	862,1	909,5	0,177	339,5	242,8	7,15	5,31
Isobutan (R600a)	45,5	60	913	1059	0,192	312	236,3	7,15	4,56
Ammoniakk (R717)	46,1	60	904,5	1293	0,045	1344,1	1032,1	7,32	3,73

Tabellen viser at fordamperarealene  $A_{\text{evap}}$  er ganske like for alle kuldemedier. Årsaken til det er at forholdet mellom fordampereffekt og varmegjennomgangskoeffisienten,  $U_{\text{evap}}$  for samtlige kuldemedier er ganske like. På kondensatorsiden er varmeeffekten  $\dot{Q}_{\text{cond}}$  lik, mens  $U_{\text{cond}}$  er forskjellig. For beregning av U verdiene ble det benyttet eksperimentelle korrelasjoner for beregning av konvektivt varmeovergangstall. Resultatene er presentert i tabellen under:

Tabell 23: Nusselt tall og konvektivt varmeovergangstall for fordamper og kondensator

Parameter	Propan (R290)	Isobutan (R600a)	Ammoniakk (R717)
$Nu_{\text{cond,wf}}$	4 420	8 945	34 036
$Nu_{\text{evap,wf}}$	25 231	62 344	29 459
$Nu_{\text{cond,water}}$	566	566	566
$Nu_{\text{evap,brine}}$	589	612	617
$h_{\text{cond,wf}}$ [W/m <sup>2</sup> *K]	2 756	4 805	27 289
$h_{\text{evap,wf}}$ [W/m <sup>2</sup> *K]	10 381	23 411	17 977
$h_{\text{cond,water}}$ [W/m <sup>2</sup> *K]	8 250	8 250	8 250
$h_{\text{evap,brine}}$ [W/m <sup>2</sup> *K]	3 352	3482	3 513



Konvektiv varmeovergangstall i fordamper er vesentlig større i kondensatoren. Det skulle tilsi at  $U_{\text{evap}} > U_{\text{cond}}$ . Dette er ikke tilfelle, og skyldes at fouling factor,  $R_f$  for briner er mye større enn for vann. Dette vil redusere  $U_{\text{evap}}$  mer enn  $U_{\text{cond}}$ .

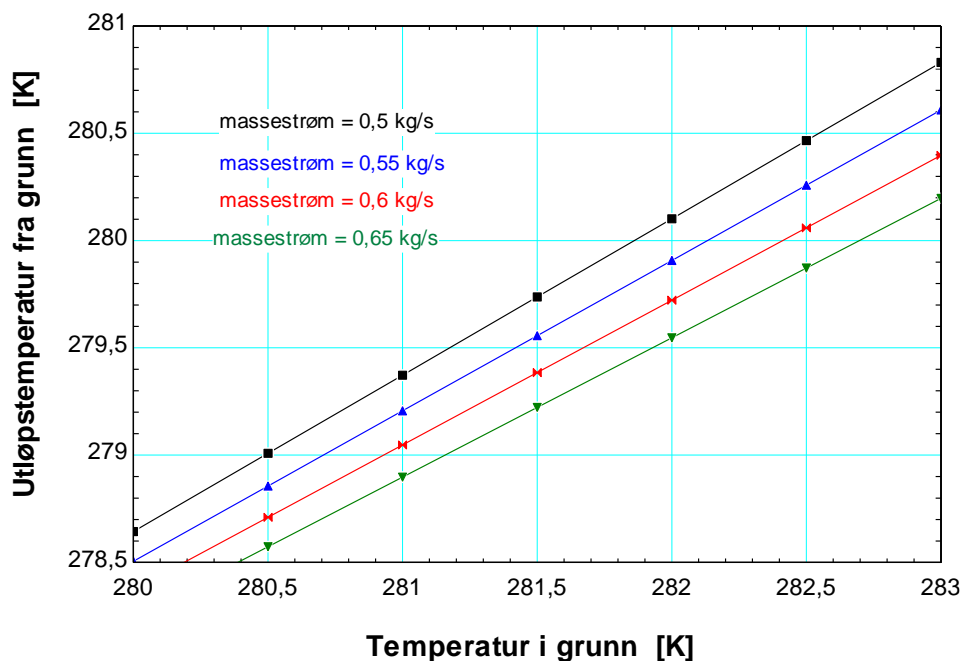
Det bemerkes at entalpiendringene  $h_{2a} - h_3$  i kondensatoren, og  $h_1 - h_4$  i fordamperen, som vist i tabell 22, er ganske like for isobutan og propan, mens for ammoniakk er den mye høyere. Det resulterer i at massestrømmen,  $\dot{m}_{\text{wf}}$  for ammoniakk blir vesentlig mindre enn for de to andre.

Varmevekslerarealene er sterkt avhengig av LMTD. En høy verdi for LMTD vil redusere varmevekslerarealet. For fordamperen er det derfor gunstig at temperaturen inn på fordamper fra brønnsiden,  $T_9$  blir så høy som mulig.  $T_9$  ble beregnet til 279,4 K, noe som tilsvarer et temperaturløft for kollektorvæsken på 4,4 K i grunn. Da dette er en statisk beregning ved dimensjonerende forhold, er 4,4 K temperaturløft akseptabelt. LMTD for kondensator og fordamper er presentert i tabellen under. LMTD er i dette studiet lik for samtlige kuldemedier.

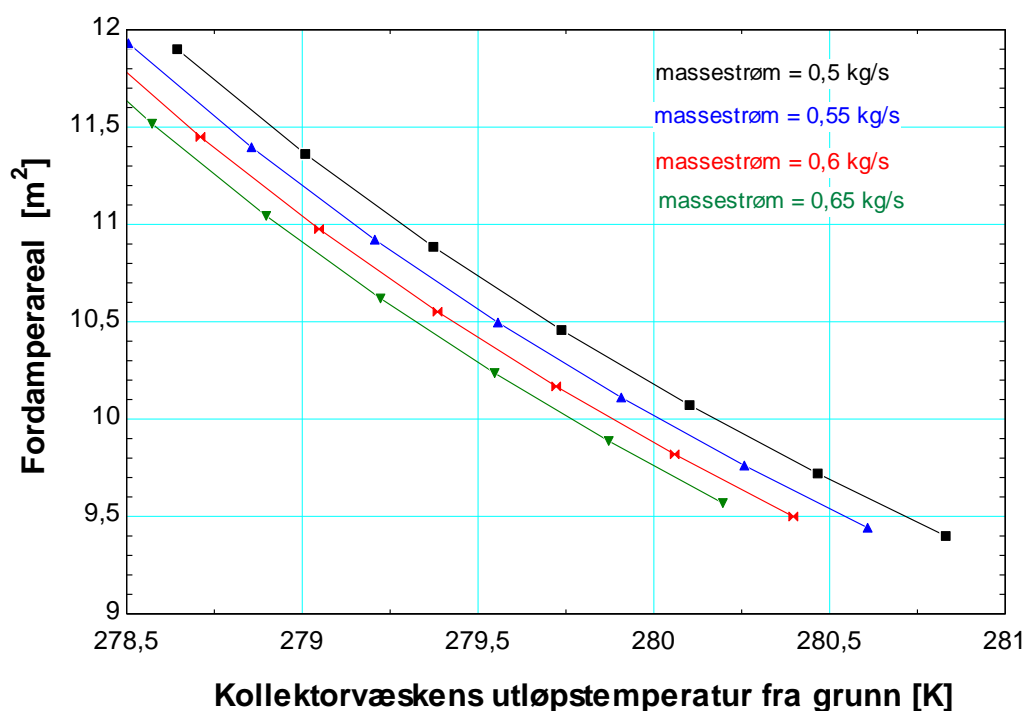
Tabell 24: LMTD for kondensator og fordamper

Komponent	LMTD
Kondensator	12,43
Fordamper	6,96

Det er forutsatt en homogen temperatur i grunn på 281 K. Det er undersøkt hvilken påvirkning ulike temperaturer i grunn har for innløpstemperaturen på fordamperen,  $T_9$  og fordamperarealet for ulike massestrømmer. Det forutsettes at kollektorvæskens utløpstemperatur fra grunn tilsvarer innløpstemperaturen på fordamperen.



Figur 21: Kollektorvæskens utløpstemperaturen fra energibrønn ved varierende temperaturer i grunn og massestrømmer for brønnedybde 200 m.

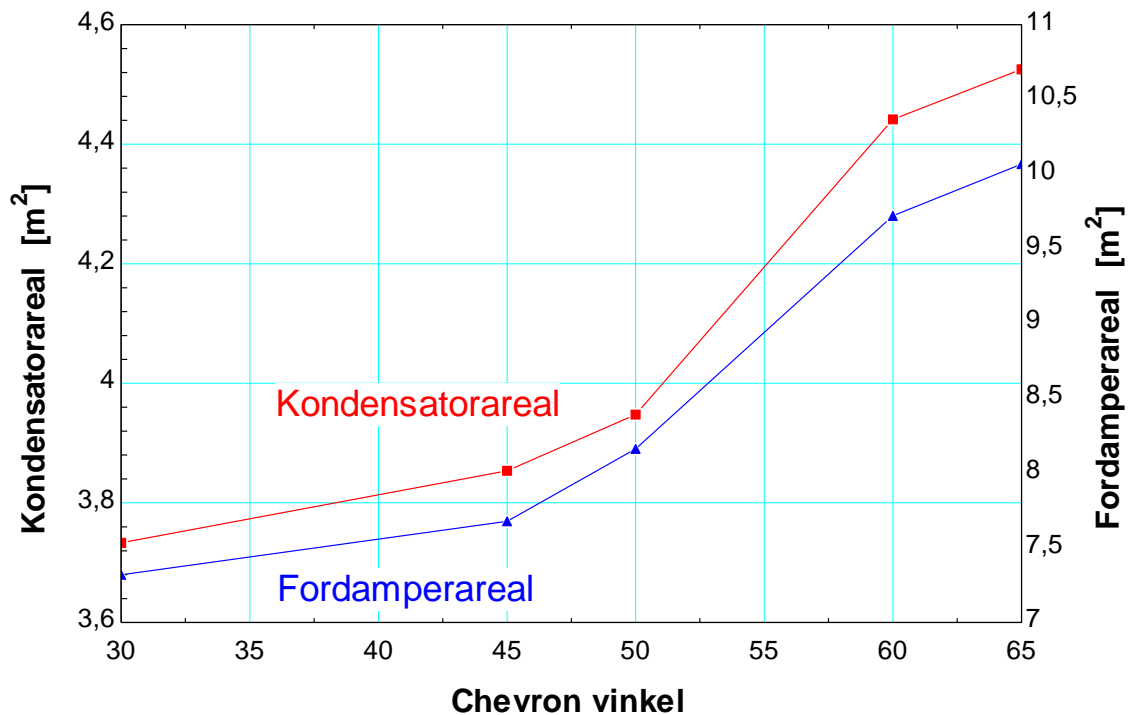


Figur 22: Endring av fordamperareal ved ulike utløpstemperaturer fra grunn og massestrømmer for energibrønner med brønnedybde 200 m

Figurene over viser at utløpstemperaturene  $T_9$  endres lineært med temperaturen i grunn, som igjen påvirker varmevekslerarealet. Resultatene viser viktigheten av å holde berggrunnen i termisk balanse gjennom hele varmepumpens levetid. Ved underdimensjonering av brønnpark vil temperaturen i grunn kunne reduseres i forhold til startbetingelsene, og man vil ikke kunne hente ut nødvendig energi

fra energibrønnene. Konsekvensene av dette er at varmepumpens COP reduseres og bruken av spisslast vil øke.

Varmevekslerarealet gjelder for en Chevron-vinkel på 30°. Det er undersøkt hvordan chevronvinkelen påvirker fordamer- og kondensatorareal i R717 varmepumpen ved å variere chevronvinkelen mellom 30° – 65°. Resultatet vises i figur 23.



Figur 23: Endring av fordamer- og kondensatorareal ved ulike Chevron vinkler

Figuren over viser at en Chevron vinkel på 30° gir det minste varmevekslerarealet. Årsaken til at arealet endres, er at varmevekslerens U-verdi påvirkes av Chevron vinkelen.

#### 4.2.4 Eksergi

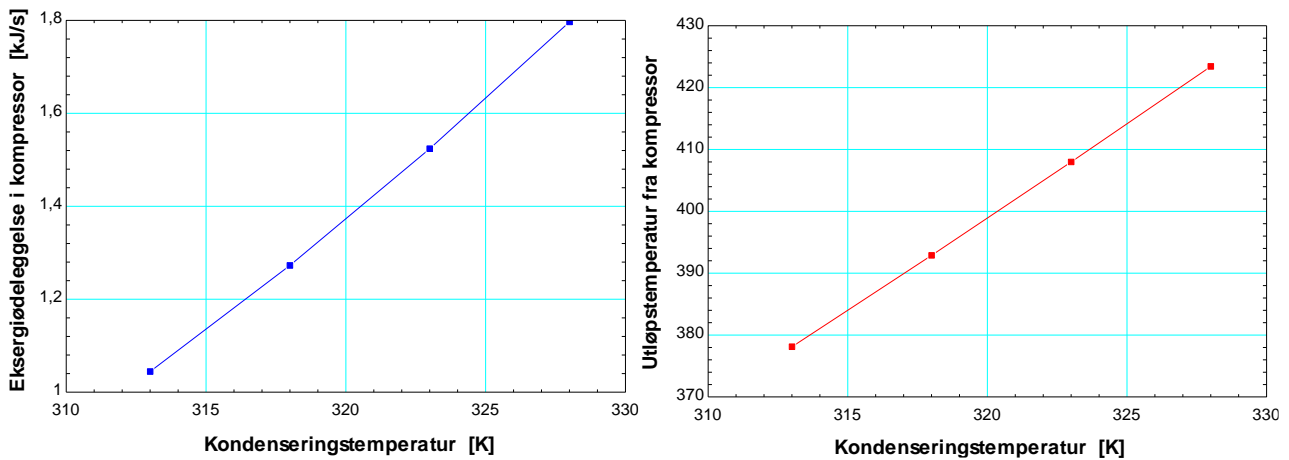
Eksergiødeleggelse for hver sentral komponent i varmepumpen, og eksergivirkningsgrad for kompressor, kondensator og fordamer er beregnet og vist i tabell 25.

Tabell 25: Eksergiødeleggelse og eksergivirkningsgrad for varmepumpen

Komponent	$\dot{X}_{\text{dest,R290}}$ [kW]	$\dot{X}_{\text{dest,R600a}}$ [kW]	$\dot{X}_{\text{dest,R717}}$ [kW]	$\eta_{II,R290}$	$\eta_{II,R600a}$	$\eta_{II,R717}$
Fordamper	1,558	1,65	1,681	0,607	0,601	0,605

Kompressor	4,664	2,526	1,797	0,727	0,826	0,871
Kondensator	0,298	0,022	1,459	0,946	0,996	0,781
Strupeventil	2,967	2,611	1,215			
Sum	9,487	6,809	6,152			

Varmepumpen med ammoniakk har minst total eksergiødeleggelse for hele prosessen. For propan og isobutan viser beregningen at eksergiødeleggelsen i kondensator er minimal. Det korrelerer med trykkgasstemperaturen  $T_2$  vist i T-s diagrammene, der disse kuldemediene har liten overtemperatur med lite tap. Ammoniakk har høy trykkgasstemperatur, og vil derfor ha større tap i kondensatoren. I dette studiet antas det at det ikke er noe varmetap til omgivelsene, samt at det sees bort i fra kuldemediets friksjonstap. Dette bidrar til en høyere beregnet eksergivirkningsgrad enn for et virkelig system. Ved å variere kondenseringstemperaturen vil trykkgasstemperaturen  $T_2$  endes. Det vil påvirke eksergiødeleggelsen i kompressoren. Figuren under viser hvordan eksergiødeleggelsen og utløpstemperaturen i kompressoren varierer som følge av endret kondensatortemperatur. Kondensatortemperaturen varieres mellom 55 – 40 °C. Resultatet vises i figur 24.



Figur 24: Eksergiødeleggelse i kompressor ved ulike kondensatortemperaturer til venstre, og utløpstemperatur fra kompressor ved ulike kondensatortemperaturer til høyre

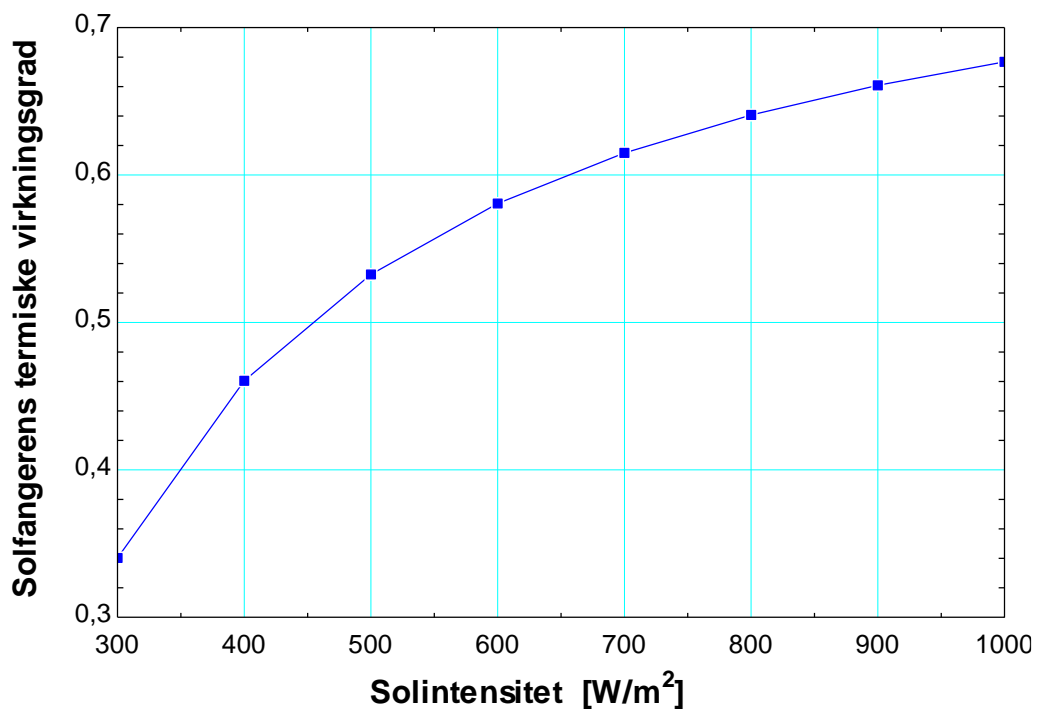
Som figurene over viser er det en klar korrelasjon mellom kondensatortemperatur, trykkgasstemperaturen og eksergiødeleggelsen i kompressoren. Ved å senke kondenseringstemperaturen vil trykkgasstemperaturen reduseres, som igjen vil redusere kompressorens eksergiødeleggelse. Dette vil igjen gi en høyere eksergivirkningsgrad for kompressoren.

### 4.3 Analyse av solfangere

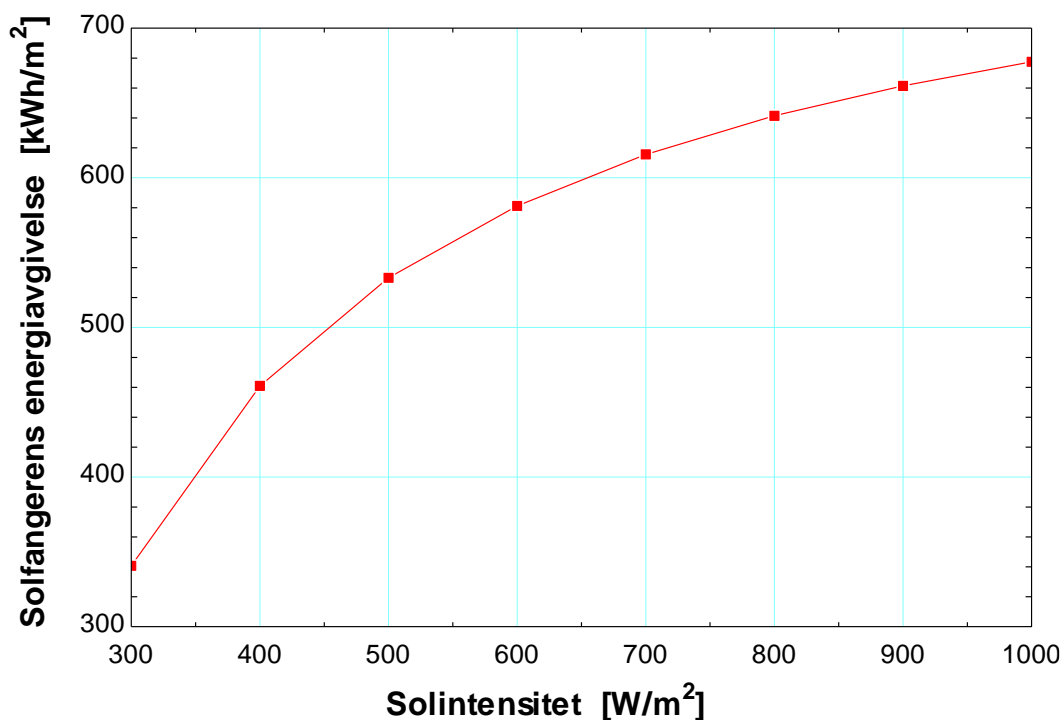
I dette kapittelet presenteres resultater fra solfangeranlegget. Komplette EES koding og resultater for solfangeranlegget finnes i vedlegg K.

#### 4.3.1 Solfangerens termiske virkningsgrad

Solfangerens termiske virkningsgrad  $\eta_{th}$  er beregnet ved dimensjonerende forhold. Det vil si at den er beregnet ved en solintensitet på  $1000 \text{ W/m}^2$ .  $\eta_{th,max}$  er beregnet til 0,67. Virkningsgraden vil variere med solintensiteten, og i figur 25 og 26 vises henholdsvis solintensitetens påvirkning på solfangerens termiske virkningsgrad og energiproduksjon. Solintensiteten varieres mellom  $300 - 1000 \text{ W/m}^2$ .



Figur 25: Solintensitetens påvirkning på solfangerens termiske virkningsgrad



Figur 26: Solintensitetens påvirkning på energiproduksjon

Figurene viser betydningen av en høy solintensitet for utbytte av solfangeren. Som figuren viser, vil solfangerens energiavgivelse avta ved overskyet vær eller tåke. Det bemerkes at det kun er solintensiteten som er variert her. I praksis vil også solintensiteten påvirke temperaturen på solarvæsken, noe som vil redusere ytelsen ytterligere.

#### 4.3.2 Solfangerareal, effektavgivelse og energi

Solfangeranlegget er dimensjonert for å kunne levere en energimengde på 75 000 kWh til tappevannsoppvarming, samt kunne benyttes til lading av energibrønner. Dette resulterer i et totalt solfangerareal på 110 m<sup>2</sup>, og maksimal effektavgivelse på 269,3 kW.

Systemkonfigurasjon i system 1 viser en fordeling av solenergien, slik at 2/3 går til tappevannsoppvarming, og 1/3 til lading av energibrønner. Siden solfangerne skal dekke både oppvarming av varmt tappevann, og forvarming av energibrønner skulle i utgangspunktet solfangeranlegget vært dimensjonert for 75000 kWh til oppvarming av varmt tappevann + 37 500 kWh til lading av energibrønner, totalt 112 500 kWh dersom man ønsket å opprettholde 60 % dekningsgrad for oppvarming av varmt tappevann. Det utgjør et solfangerareal på 167 m<sup>2</sup>. Som vist i figur 15, har vi plass til ca. 110 m<sup>2</sup>. Det betyr at det er mulig å dekke 40 % av antatt energibehov til oppvarming av varmt tappevann i perioder hvor brønnene lades.

For å kunne utføre en fullverdig dimensjonering av solfangeranlegget i forhold til produsert energi må det utføres en dynamisk simulering over året som tar høyde for temperatur-, sol- og vindvariasjoner gjennom anleggets driftstid.

### 4.3.3 Dimensjonering av HX<sub>2</sub>

Det er antatt i dette studie at det ikke er noen tap i systemet, slik at  $\dot{Q}_{\text{sun}} = Q_{\text{HX2}}$ . Resultat for dimensjonering av HX 2 er vist i tabell 26.

Tabell 26: Dimensjonering av HX<sub>2</sub>

$Q_{\text{HX2}}$	$U_{\text{HX2}}$	LMTD	$A_{\text{HX2}}$
[kW]	[W/m <sup>2</sup> *K]	[K]	[m <sup>2</sup> ]
269,3	948,4	5	56,79

Dimensjonerende effekt for varmeveksler HX<sub>2</sub> gjelder for maksimal effektavgivelse for solfangeranlegget. Temperaturen på solarvæsken vil variere med ulike solintensiteter. Figuren nedenfor viser hvordan effektavgivelse i HX<sub>2</sub> varierer med ulike  $\Delta T$  på solarvæsken.

### 4.3.4 Eksergi

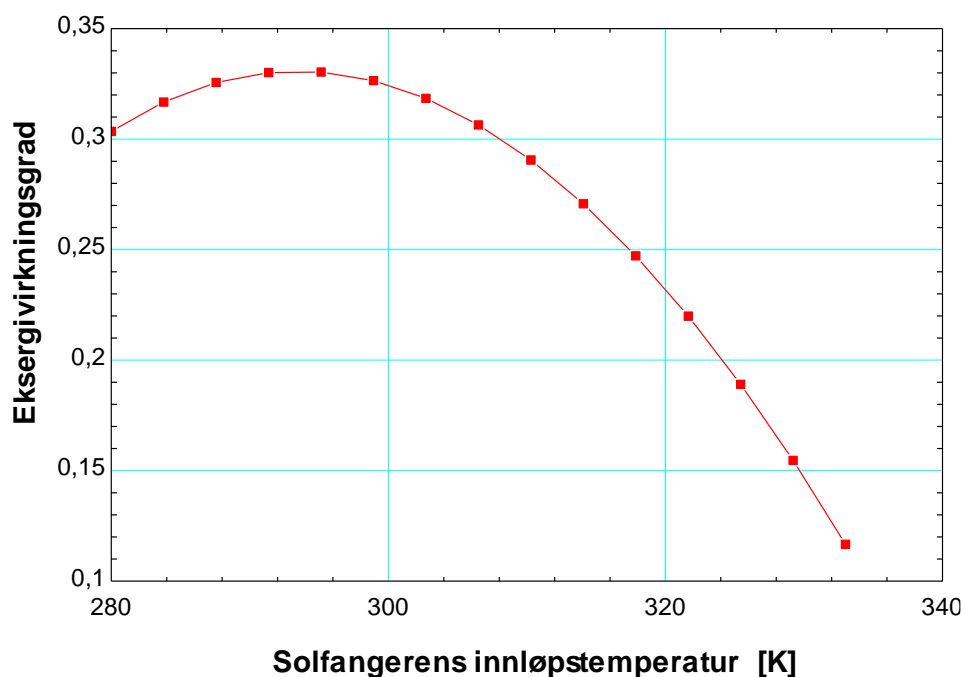
Resultater fra eksergiberegning for solfangeren er presentert i tabell 27:

Tabell 27: Eksergiberegning

$\dot{X}_{\text{inn,f}}$	$\dot{X}_{\text{inn,r}}$	$\dot{X}_{\text{inn}}$	$\dot{X}_{\text{ut,f}}$	$\dot{X}_{\text{dest}}$	$\eta_{\text{II,sf}}$
5,9	103,3	109,1	34,4	74,7	0,28

Stråling fra solen har høy eksergi på grunn av dens høye temperatur. Det største eksergitapet i solfangeren vil derfor være på grunn av temperaturdifferanse mellom absorberer i solfangeren og solstrålene.

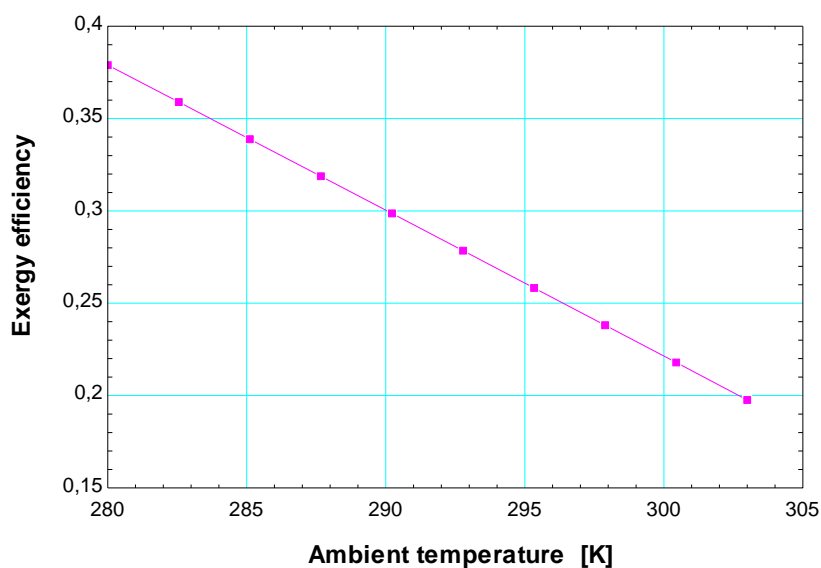
Innløpstemperaturen til solfangeren påvirker eksergivirkningsgraden. Figuren under viser hvordan denne påvirkes ved å endre innløpstemperaturen  $T_{20}$  til solfangeren.



Figur 27: Endring i eksergivirkningsgrad ved ulike innløpstemperaturer i solfangeren

Figuren viser at for denne systemkonfigurasjonen vil eksergivirkningsgraden øke med innløpstemperaturen frem til ca. 295 K, før den avtar brått. I vår beregning er det benyttet en innløpstemperatur på 313 K, og det burde vurderes om denne kan senkes. Resultatet samsvarer godt med funn i studiet til (Farahat et al., 2009).

I løpet av en dag vil det være temperaturvariasjoner over dagen. Det er derfor undersøkt hvordan varierende utetemperaturer påvirker eksergivirkningsgraden. Resultatet er vist i figuren under.



Figur 28: Endring av eksergivirkningsgrad ved ulike utetemperaturer



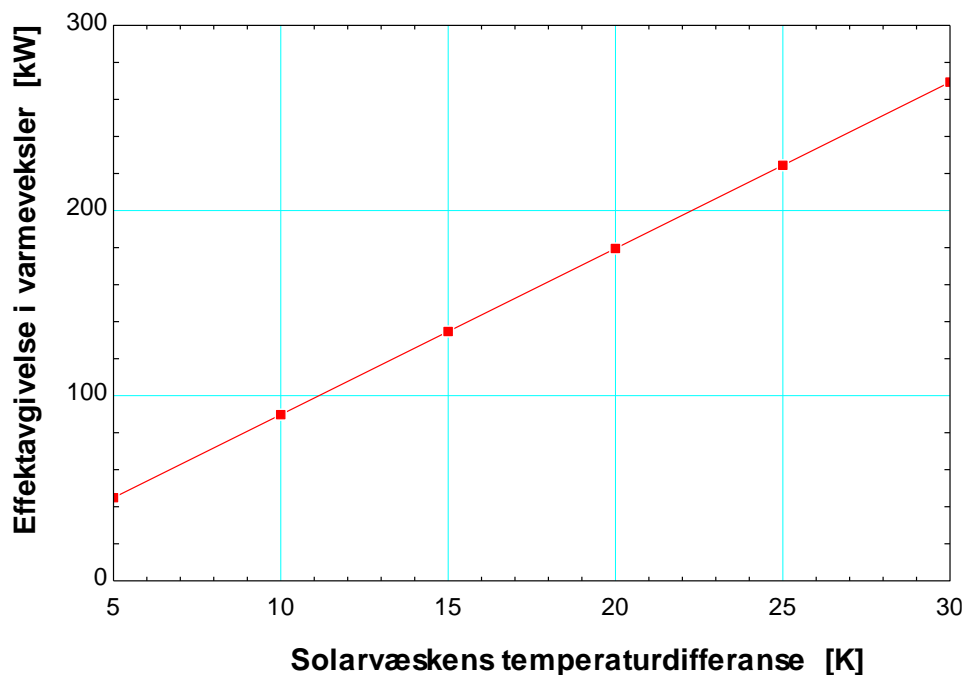
Figur 28 viser at eksergivirkningsgraden avtar jevnt med økende utetemperatur.

Eksergiberegning for  $HX_2$  viser følgende resultater:

Tabell 28: Resultater fra eksergiberegning

$T_0$	$S_{\text{gen},HX2}$	$\dot{X}_{\text{dest},HX2}$	$\eta_{II,HX2}$
295	0,01273	3,76	0,86

Eksergivirkningsgrad for  $HX_2$  er høyere enn den vil være i virkeligheten. I denne beregningen er det antatt ingen varmeavgivelse til omgivelsene, og ingen friksjonstap i væsken. Disse faktorene vil påvirke eksergivirkningsgraden.



Figur 29: Endring av effektavgivelse i  $HX_2$  ved endret temperaturdifferanse i solfanger

Figuren viser at effektavgivelsen reduseres med ca. 1/3 pr. 10 grader reduksjon i  $\Delta T$ . Da det er store klimavariasjoner i Oslo over året, kan det da forventes at effektavgivelsen i  $HX_2$  varierer betraktelig.

## 4.4 Analyse av brønnpark

Beregningen tar utgangspunkt i en forenklet dimensjonering av energibrønnene. Ved et forventet effektuttak på 30 W/m, og effektiv dybde per hull på 200 m vil det være behov for 7 brønner. Hovedresultater er temperaturen,  $T_{11}$  fra  $HX_1$  som benyttes for å lade energibrønnene fra solfangeren, dimensjonering av  $HX_1$ , samt eksregiberegninger.

### 4.4.1 Beregning av innløpstemperatur, $T_{11}$ til grunn

Beregningen av  $T_{11}$ , er utført ved dimensjonerende forhold, slik at det forutsettes maksimalt utbytte av solfangeranlegget, samt maksimalt oppvarmingsbehov av tappevann. Resultatene er presentert i tabellen under.

Tabell 29: Beregning av innløpstemper til grunn,  $T_{11}$

Kulde- medium	Massestrøm brønnkrets $\dot{m}_{\text{brine}}$ [kg/s]	Massestrøm tappevannskrets $\dot{m}_{\text{water}}$ [kg/s]	Turtemp tappevann, $T_{12}$ [K]	Returtemp tappevann, $T_{13}$ [K]	Turtemp brønnkrets, $T_{10}$ [K]	Returtemp brønnkrets, $T_{11}$ [K]
R290	3,065	2,146	318	308	279,4	286,4
R600a	3,246	2,146	318	308	279,4	286
R717	3,291	2,146	318	308	279,4	285,9

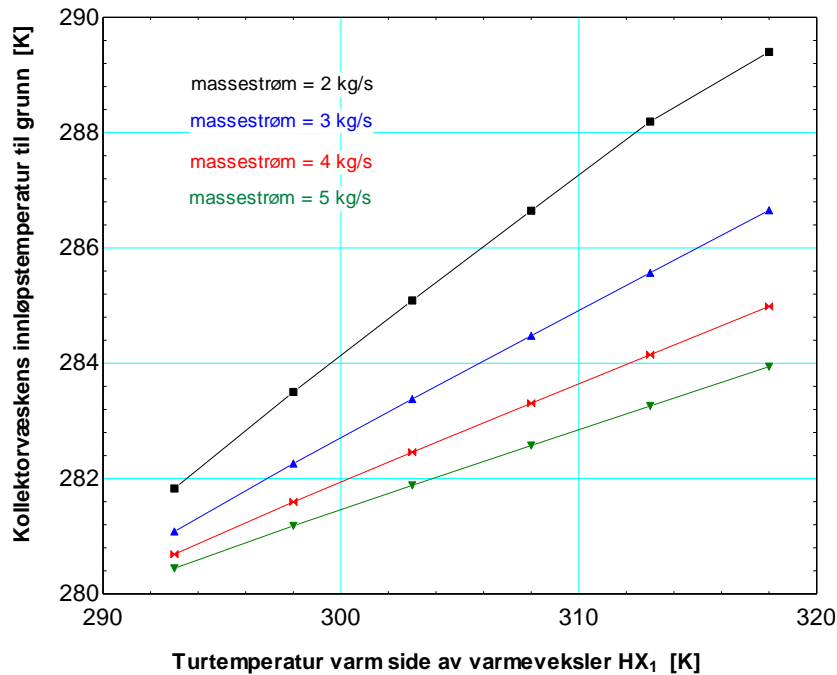
Resultatene viser at under dimensjonerende forhold kan det forventes en temperatur på ca. 286 K tilbake til energibrønnene for lading. Massestrømmen i energibrønnene varierer for de ulike kuldemediene. Årsaken til det er at varmepumpens COP varierer med kuldemediene, og en høy COP gir større fordampereffekt, og større uttak fra grunn. Det antas at fordampereffekten tilsvarer effektuttaket i grunn. Effektuttakene fra grunn for de forskjellige kuldemediene er som følger:

$$\dot{Q}_{R290} = 42,9 \text{ kW}$$

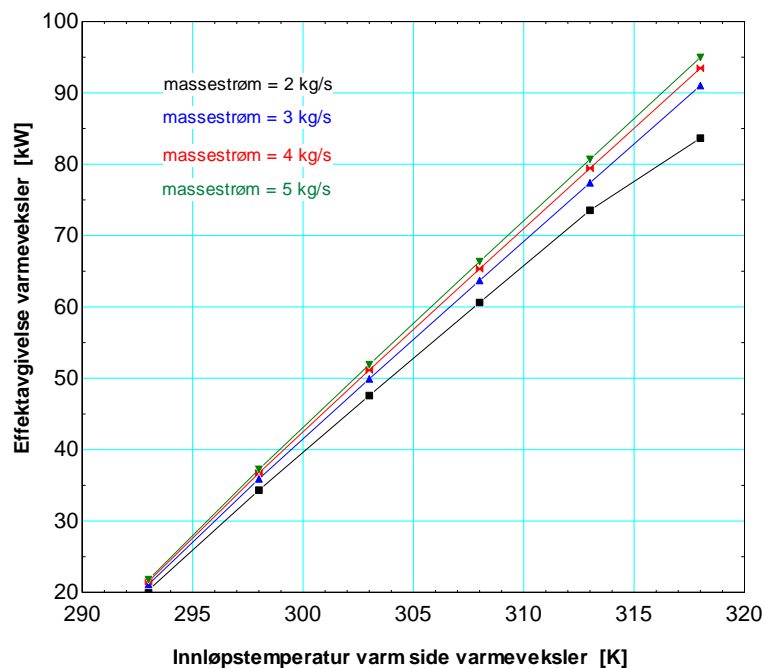
$$\dot{Q}_{R600a} = 45,5 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{R717} = 46,1 \text{ kW}$$

Solfangerens ytelse vil variere gjennom driftssesongen. For  $HX_1$  betyr det at temperaturene  $T_{12}$  og  $T_{13}$  vil variere. Det påvirker effektavgivelsen i varmeveksleren og temperaturen  $T_{11}$  som benyttes til lading av brønnene. Det er kun ved dimensjonerende forhold tur/returtemperaturer på vannsiden er  $45^\circ\text{C}/35^\circ\text{C}$ . Figurene nedenfor viser konsekvensene ved varierende temperaturer på varm side av  $HX_1$ .  $\Delta T$  holdes konstant, og turtemperaturen varierer fra  $45 - 20^\circ\text{C}$ .



Figur 30: Innløpstemperatur til grunn ved ulike turtemperaturer på varm siden av varmeveksleren for forskjellige massestrømmer.



Figur 31: Avgitt effekt fra  $HX_1$  ved ulike turtemperatur på varm siden av veksleren for forskjellige massestrømmer

Figur 31 viser en stor reduksjon i effektavgivelse i varmeveksler  $HX_1$  som følge av temperaturendring på varm side. Ved en turtemperaturendring fra  $45^\circ\text{C}$  til  $20^\circ\text{C}$  reduseres effektavgivelsen i varmeveksleren fra ca. 90 kW til ca. 20 kW. Årsaken til det er endringen i LMTD som følge av temperaturendringene på varm side. Dette medfører at innløpstemperaturen faller fra 286,4 K til 281. Jo større massestrøm, jo raskere faller temperaturen  $T_{11}$ .

#### 4.4.2 Dimensjonering av $HX_1$

Arealet til  $HX_1$  er dimensjonert ut fra et maksimalt temperaturnivå levert fra solfangeranlegget, og resultatene er presentert i tabell 30.

Tabell 30: Dimensjonering av  $HX_1$

Kuldemedium	$\dot{m}_{\text{brine}}$ [kg/s]	$Q_{HX1}$ [kW]	$U_{HX1}$ [W/m <sup>2</sup> *K]	LMTD [K]	$A_{HX1}$ [m <sup>2</sup> ]
R290	3,065	89,7	1006	30,1	2,97
R600a	3,246	89,7	1013	30,3	2,93
R717	3,291	89,7	1014	30,3	2,92

Resultatene viser et vekslerareal på 3 m<sup>2</sup> ved en avgitt effekt på ca. 90 kW. Årsaken til at arealet er så lite, er en høy LMTD ved dimensjonerende forhold.

#### 4.4.3 Eksergi

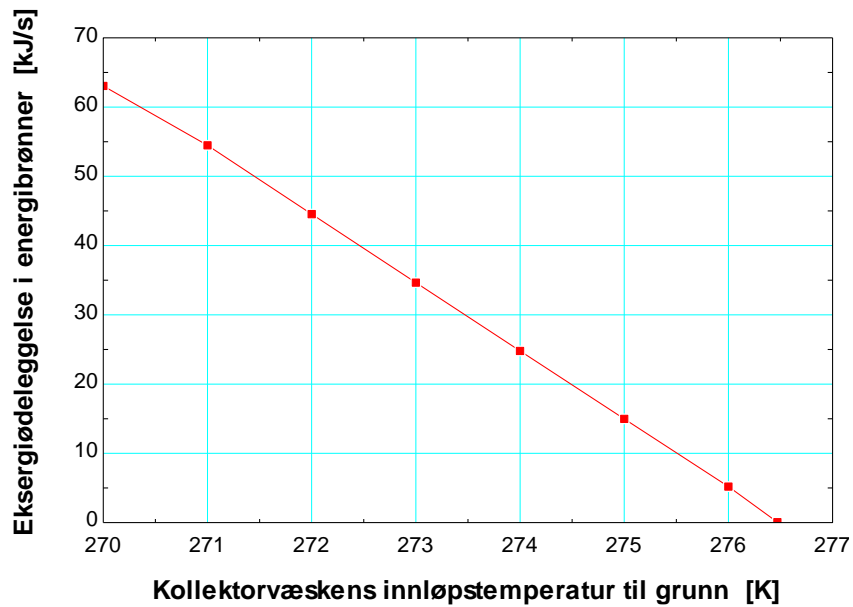
Resultater fra eksergiberegningene for  $HX_1$  og brønnpark presenteres i tabellen under.

Tabell 31: Eksergiberegninger

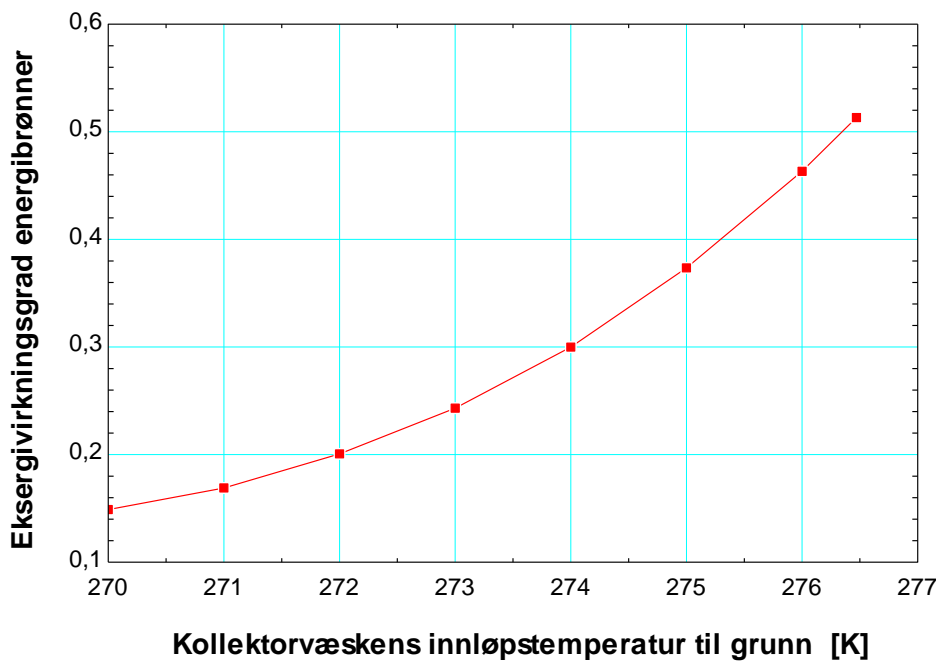
Kuldemedium	$\dot{X}_{\text{dest},HX1}$	$\dot{X}_{\text{dest},EB}$	$\eta_{II,HX1}$	$\eta_{II,EB}$
R290	8,99	13,94	0,96	0,37
R600a	9,06	14,76	0,96	0,37
R717	9,07	14,97	0,96	0,37

Tilsvarende som for  $HX_2$  vil også eksergivirkningsgraden for  $HX_1$  være høyere enn i virkeligheten på grunn av at veksleren antas å være adiabatisk, og ingen friksjonstap i rørene.

Eksergiødeleggelsen og eksergivirkningsgraden i brønnskretsen vil variere med innløpstemperaturen til grunn T<sub>5</sub>. Figuren under viser hvordan disse vil endres for ulike T<sub>5</sub>.



Figur 32: Endring i eksergiødeleggelse i energibrønnene ved ulike innløpstemperaturer til grunn



Figur 33: Endring i eksergivirkningsgrad ved ulike innløpstemperaturer til grunn

Figurene over viser en tydelig korrelasjon mellom eksergivirkningsgrad og innløpstemperaturen til grunn T<sub>5</sub>. Dersom grunnen rundt brønnene ikke holdes i termisk balanse risikerer man en reduksjon

i fordampertemperaturen som vil påvirke både COP for varmepumpen, samt systemets eksergivirkningsgrad.

#### 4.4.4 Energi til lading av energibrønner

Tabellen under viser energiuttak fra grunn per år for de ulike kuldemediene og energi fra solfangeranlegget benyttet til lading av brønnene.

Tabell 32: Energiuttak og lading av energibrønner

Kuldemedium	Dimensjonerende Effektuttak [kW]	Driftstimer [h]	Energiuttak fra grunn [kWh]	Energi tilbake til grunn fra solfanger [kWh]	Diff. mellom uttak og lading [kWh]	Dekningsgrad %
R290	42,91	1408	60 417	24624	35 417	40,7
R600a	45,45	1408	63 994	24624	38 994	38,4
R717	46,07	1408	64 867	24624	39 867	38

Tabellen viser at energiuttaket om vinteren er større enn solfangerne kan lade om sommeren. I denne beregningen er det ikke forutsatt noe grunnvannsgjennomstrømming i borehullene. I realiteten vil det være noe, som også vil bidra til å holde grunnen i termisk balanse. Uansett er det viktig at hullene plasseres med tilstrekkelig avstand, slik at de ikke «stjeler» varme fra berggrunnen fra hverandre. Avstanden mellom hullene er typisk 15 m (NOVAP, 2019a). Dette gjelder for brønner som ikke lades om sommeren. I vårt tilfelle klarer solfangeranlegget å produsere nok energi til å dekke ca. 38-40 % av energiuttaket.

#### 4.5 Analyse av rørforbindelse mellom varmevekslere

For tappevannskretsen er massestrømmen, effektavgivelse i coilen og energiproduksjon fra solfangeranlegget til forvarming av varmt tappevann. Resultatene er presentert i tabell 33.

Tabell 33: Resultater fra tappevannsberegning

$\dot{m}_{17}$ [kg/s]	$h_{14}$ [kJ/kg]	$h_{15}$ [kJ/kg]	$h_{17}$ [kJ/kg]	$h_{18}$ [kJ/kg]	Effekt coil [kW]	Energi coil [kWh]
2,146	146,2	271,6	271,6	188	179,5	49248

Beregningene viser at med systemalternativ 1 kan det forventes at solfangeranlegget dekker 40 % av byggets energibehov til varmt tappevann. Dette er mindre en ønsket dekningsgrad, men byggets takareal setter begrensninger på tilstrekkelig solfangerareal. I perioder uten lading av energibrønner vil andelen oppvarming av tappevann fra solfangeranlegget kunne øke.

## 5 Konklusjoner

I denne masteroppgaven er det gjennomført en termodynamisk analyse av en solassistert bergvarmepumpe. Beregningene er utført i dataprogrammet Engineering Equation Solver.

Hovedresultater fra beregninger og termodynamiske analyser er som følger:

- Med de gitte forutsetninger har varmepumpen med R717 høyest COP, tett etterfulgt av R600a. Årsaken til det er høyere virkningsgrad i kompressoren for disse kuldemediene enn R290.
- Kondensatorarealet er minst for R717 og størst for R290. Arealet varierer med den totale varmeoverføringskoeffisienten  $U$ .  $U$ -verdien er størst for ammoniakkvarmepumpen, og følgelig er nødvendig varmevekslerareal minst i kondensatoren. På fordampersiden er arealene like.  $U$ -verdien gjennom fordampere varierer mindre, og i tillegg varierer effektuttaket fra grunn med COP, slik at varmepumpene med R600a og R717 henter ut en større effekt enn propanvarmepumpen.
- Solfangeranlegget er beregnet til å dekke ca. 40 % av oppvarmingsbehovet til varmt tappevann. Det medfører at solfangeranlegget kan dekke mellom 60-70 % av energiuttaket i grunn. Dette vil redusere en eventuell temperatursenkning i grunn, og sikre varmepumpen bedre driftsbetingelser gjennom hele levetiden. Det bemerkes at energien fra solfangeranlegget vil variere mye med værforholdene. I perioder med lite sol og lave utetemperaturer vil ikke solfangeranlegget kunne bidra mye.
- Det er viktig å etablere en god reguleringsstrategi for at dette systemet skal fungere godt. Det må sikres at forvarming av tappevann stopper når turtemperaturen fra  $HX_2$  blir lavere enn ca. 10 grader over temperaturen for kaldt tappevann. Da bør hele vannmengden gå utenom tappevannscoilen og kun benyttes til lading av brønner.
- $p$ - $h$  og  $T$ - $s$  diagrammene viser at R717 har et større driftsområde enn R600a og R290. Det gjør at ammoniakk er mer fleksibelt i forhold til temperatur- og trykkendringer i systemet.
- Kompresjonen av R717 medfører en meget høy trykkgasstemperatur etter kompressoren. Denne kan utnyttes ved installering av overhetingsveksler som kan utnyttes til oppvarming av varmt tappevann.
- Eksergiødeleggelsen er størst for varmepumpen med R290 som kuldemedium. Ammoniakk kommer best ut med lavest eksergiødeleggelse.
- Av de tre ulike kuldemediene er det varmepumpen med R717 som under de gitte driftsbetingelser egner seg best. Ammoniakk er et meget godt kuldemedium med gode termofysiske egenskaper. Ulempen med ammoniakk er at det er en giftig gass, slik at det kreves ekstra sikkerhet i tekniske rom ved eventuelle lekkasjer.



## 6 Fremtidig arbeid

Basert på erfaringer fra dette studiet anbefales følgende forslag for fremtidig arbeid.

- I dette studiet er det kun utført stasjonære beregninger. Det anbefales at det utføres dynamiske beregninger for å kunne bedre dokumentere gevinst av solfangeranlegget, samt hvordan utløpstemperaturen fra grunnen påvirkes over tid.
- Det bør gjennomføres lønnsomhetsanalyser for å kunne avgjøre om systemet er økonomisk fordelaktig.
- Det bør gjennomføres en casestudie på et virkelig anlegg for å kunne sammenligne reelle verdier med beregnede.
- I bygg med kjøling kan det være interessant å sammenligne energi fra solfangeranlegg mot dumping av overskuddsvarme fra kjølemaskinen.
- For beregning av utløpstemperatur fra grunn er det i denne oppgaven kun forutsatt termisk motstand til væsken og gjennom røret. Det vil derfor være interessant å inkludere termisk motstand fra fyllmassen i energibrønnene, og se på ulike fyllmasser med forskjellig termisk konduktivitet.
- Det anbefales at det utføres tilsvarende beregning med andre systemløsninger enn det som er valgt i denne masteroppgaven, og sammenligne resultater for å kunne anbefale foretrukket systemalternativ.

## 7 Referanser

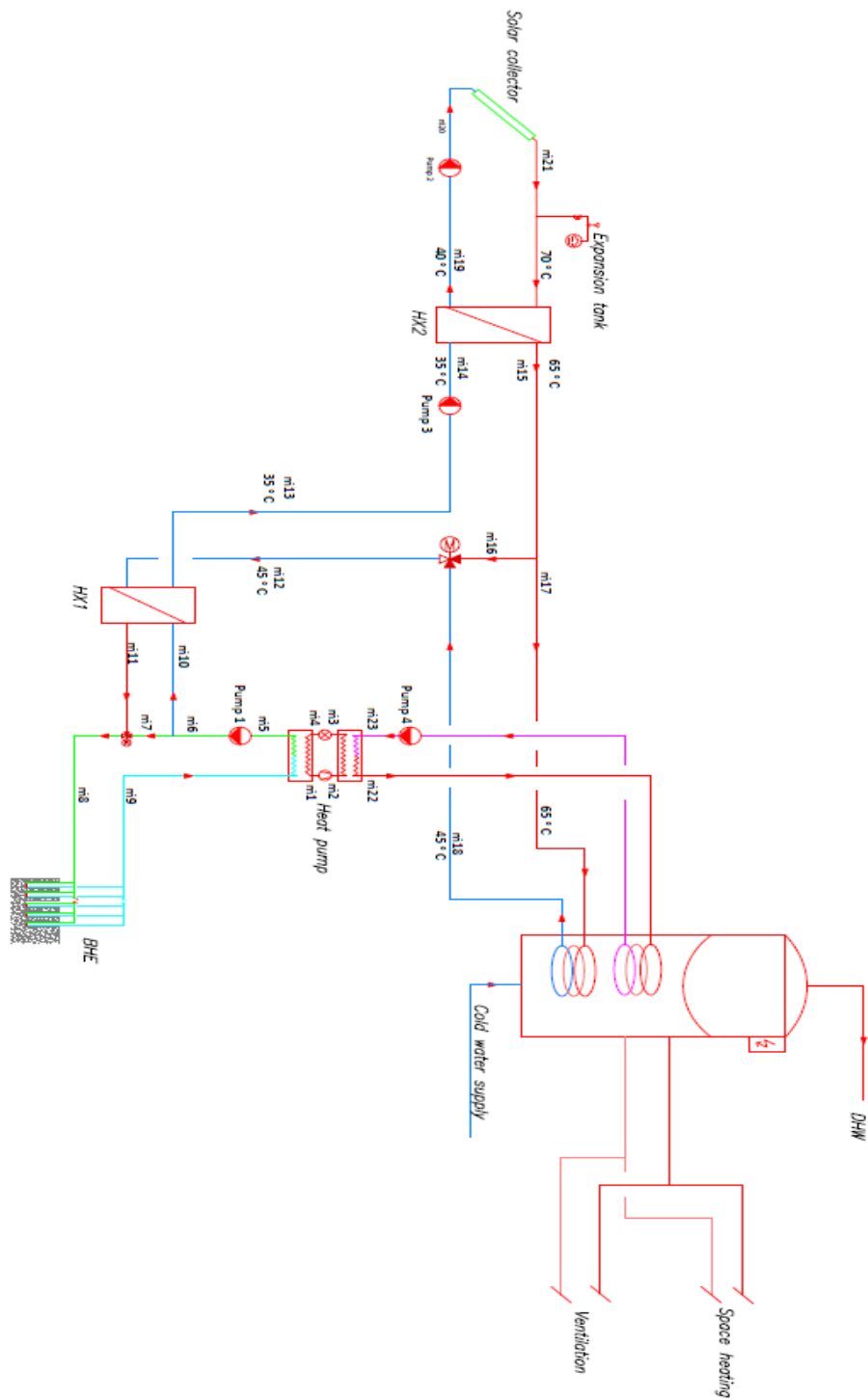
- Andresen, M., & Larmerud, O. (2020). *Rørhåndboka*. Nemitek.
- Ayub, Z. H. (2003). Plate Heat Exchanger Literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators. *Heat transfer engineering*.  
<https://doi.org/10.1080/01457630304056>
- Berre, T., Bye, P. F., & Abrahamsen, E. (2015). *Energy and exergy analysis of ground source heat pump with different ground depth and working fluids* [Hovedprosjekt, HIOA]. Fagarkivet - hioa.  
<https://doczz.net/doc/7198676/bacheloroppgave---fagarkivet-hioa>
- Blom, P. (1991). *Solstrålingsdata for energi- og effektberegninger*.  
[https://www.byggforsk.no/dokument/222/solstraalingsdata\\_for\\_energi\\_og\\_effektberegninger#i35](https://www.byggforsk.no/dokument/222/solstraalingsdata_for_energi_og_effektberegninger#i35)
- Borgnes, B. G. (2011). *Energibrønner i fjell*. Retrieved 03.05 from  
[http://kompetansebiblioteket.no/Prenok/Distribusjonsnett/3\\_6\\_Energibrønner\\_i\\_fjell.aspx?searchStr=kollektorv%C3%A6ske](http://kompetansebiblioteket.no/Prenok/Distribusjonsnett/3_6_Energibrønner_i_fjell.aspx?searchStr=kollektorv%C3%A6ske)
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Thermodynamics - An engineering approach* (8th ed.). McGraw-Hill Education.
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). *Heat and Mass Transfer Fundamentals & Applications* (5th ed.). McGraw-Hill Education.
- Elsheniti, M. B., Kotb, A., & Elsamni, O. (2019). Thermal performance of a heat-pipe evacuated-tube solar collector at high inlet temperatures. *Applied Thermal Engineering*, 154, 315-325.  
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.106>
- Emmi, G., Zarrella, A., De Carli, M., & Galgaro, A. (2015). An analysis of solar assisted ground source heat pumps in cold climates. *Energy Conversion and Management*, 106, 660-675.  
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.10.016>
- F-Chart Software. (u.å.). *Engineering Equation Solver*. Retrieved 30.05 from  
<http://fchartsoftware.com/ees/>
- Farahat, S., Sarhaddi, F., & Ajam, H. (2009). Exergetic optimization of flat plate solar collectors. *Renewable Energy*, 34(4), 1169-1174.  
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.renene.2008.06.014>
- 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>
- Forente Nasjoner. (u.å.). *Climate Change*. Retrieved 1. Desember from  
<https://www.un.org/en/sections/issues-depth/climate-change/index.html>
- Garimella, S. (2006). Chapter 6 - Condensation in minichannels and microchannels. In S. G. Kandlikar, S. Garimella, D. Li, S. Colin, & M. R. King (Eds.), *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels* (pp. 227-408). Elsevier Science Ltd.  
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-008044527-4/50008-6>
- Ge, Z., Wang, H., Wang, H., Zhang, S., & Guan, X. (2014). Exergy Analysis of Flat Plate Solar Collectors. *Entropy*, 16(5). <https://doi.org/10.3390/e16052549>
- Guarracino, I., Freeman, J., Ramos, A., Kalogirou, S. A., Ekins-Daukes, N. J., & Markides, C. N. (2019). Systematic testing of hybrid PV-thermal (PVT) solar collectors in steady-state and dynamic outdoor conditions. *Applied Energy*, 240, 1014-1030.  
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.12.049>
- IEA. (2019). *Global Status Report for Buildings and Construction 2019*.  
<https://www.iea.org/reports/global-status-report-for-buildings-and-construction-2019>
- Kim, D., Lee, D., Jang, D. S., Jeon, Y., & Kim, Y. (2018). Comparative evaluation of flow boiling heat transfer characteristics of R-1234ze(E) and R-134a in plate heat exchangers with different Chevron angles. *Applied Thermal Engineering*, 132, 719-729.  
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.019>
- Kvande, T., Lisø, K. R., & Hygen, H. O. (2018). *451.021 Klimadata for termisk dimensjonering og frostsikring*.

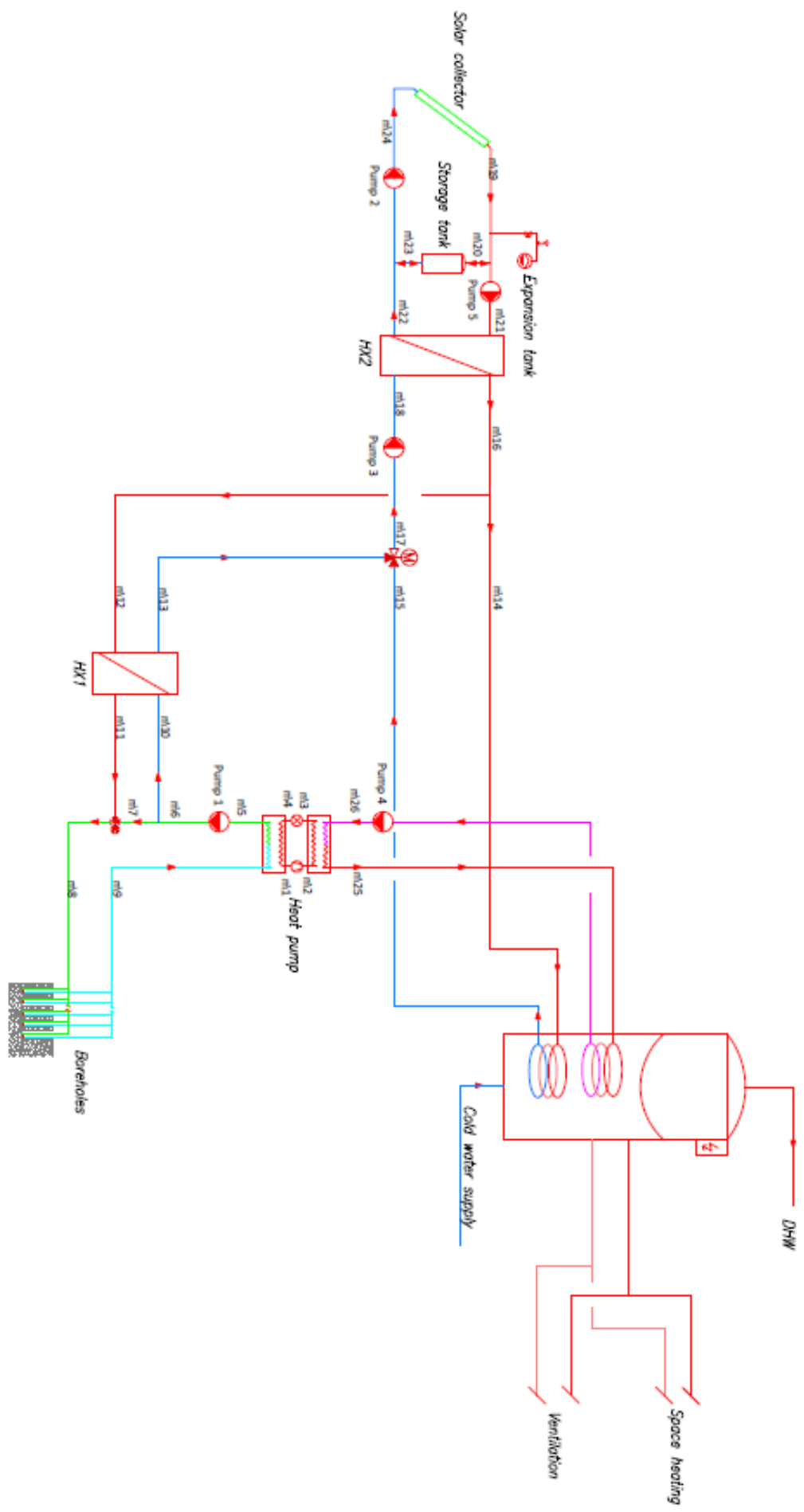
- [https://www.byggforsk.no/dokument/204/klimadata for termisk dimensjonering og frostsikring#tab3](https://www.byggforsk.no/dokument/204/klimadata%20for%20termisk%20dimensjonering%20og%20frostsikring#tab3)
- Liu, L., Zhu, N., & Zhao, J. (2016). Thermal equilibrium research of solar seasonal storage system coupling with ground-source heat pump. *Energy*, 99, 83-90.  
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.01.053>
- Lund, H. (2014). *Renewable Energy Systems* (2 ed.). Academic Press.  
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-410423-5.00001-8>
- Ma, Z., Zhou, A., Wang, Y., & Zhang, J. (2017). Experimental Study of Single-phase Pressure Drop Characteristics in Horizontal Internal Helical Finned Tubes. *Procedia Engineering*, 205, 4098-4104. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.09.907>
- Madessa, H. B., Torger, B., Bye, P. F., & Erlend, A. (2017). Parametric Study of a Vertically Configured Ground Source Heat Pump System. *Energy Procedia*, 111, 1040-1049.  
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.267>
- Nemitek. (2017). *Varmenormen*. Nemitek.
- Nielsen, G. (2014). *Inneklima - Termodynamisk vinner*. Retrieved 07.05 from <https://docplayer.me/1591327-Inneklima-2014-energisparing-i-nordens-storste-bakeri-side-4-totalteknisk-pa-tiller-side-19-synlig-bevis-bedret-inneklima-side-22.html>
- NOVAP. (2019a, 19.09.2019). *Bergvarme- og jordvarmepumpe*. Norsk varmepumpeforening Retrieved 13.05 from <https://www.varmepumpeinfo.no/varmepumpetyper/bergvarmepumpe-og-jordvarmepumpe>
- NOVAP. (2019b, 31.01.2019). *Hva er COP*. Norsk varmepumpeforening. Retrieved 29.04 from <https://www.varmepumpeinfo.no/sporsmal-og-svar-om-varmepumper/hva-er-cop>
- Ommen, T., Jensen, J. K., Markussen, W. B., Reinholdt, L., & Elmegaard, B. (2015). Technical and economic working domains of industrial heat pumps: Part 1 – Single stage vapour compression heat pumps. *International Journal of Refrigeration*, 55, 168-182.  
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.02.012>
- Ozturk, M. (2014). Energy and exergy analysis of a combined ground source heat pump system. *Applied Thermal Engineering*, 73(1), 362-370.  
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.08.016>
- Reda, F. (2015). Long term performance of different SAGSHP solutions for residential energy supply in Finland. *Applied Energy*, 144, 31-50.  
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.059>
- Simonsen, I. (2011). 552.455 *Vannbaserte solfangere*. *Funksjon og energiutbytte*. Sintef Byggforsk. Retrieved 27.04 from [https://www.byggforsk.no/dokument/542/vannbaserte solfangere funksjon og energiutbytte#i42](https://www.byggforsk.no/dokument/542/vannbaserte%20solfangere%20funksjon%20og%20energiutbytte#i42)
- Singh, A., Sarkar, J., & Sahoo, R. R. (2019). Comparative analyses on a batch-type heat pump dryer using low GWP refrigerants. *Food and Bioprocess Processing*, 117, 1-13.  
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.fbp.2019.06.009>
- Sintef. (2020). *Gode systemløsninger gir mer forvarming av varmtvann*. Retrieved 03.05 from <https://www.sintef.no/siste-nytt/2020/gode-systemlosninger-gir-mer-forvarming-av-varmtvann/>
- Standard Norge. (2013). *NS 3700 Kriterier for passivhus og lavenergibygninger - Boligbygninger*.
- Standard Norge. (2020). *SN-NSPEK 3031 Bygningers energiytelse - Beregning av energibehov og energiforsyning*.
- Stene, J. (2009). 552.403 *Varmepumper i bygninger*. *Funksjonsbeskrivelse*. Sintef Byggforsk.
- Sørensen, Å. L., Torp, C. B., & Nylund, H. K. (2017). *Solvarme i kombinasjon med andre varmekilder*. Norsk Solenergiforening. Retrieved 25.03.2021 from [https://static1.squarespace.com/static/597512eb579fb3d3de0207aa/t/59afb36de3df28513645e6dd/1504686997570/NorskSolenergi ha%CC%8Aandbok solvarme A4 web.pdf](https://static1.squarespace.com/static/597512eb579fb3d3de0207aa/t/59afb36de3df28513645e6dd/1504686997570/NorskSolenergi%20ha%CC%8Aandbok%20solvarme%20A4%20web.pdf)
- Time and date. (u.å). *Årlig gjennomsnittsvær i Oslo*. Retrieved 04.05 from <https://www.timeanddate.no/vaer/norge/oslo/klima>
- Toldnæs, J. P. (2019, 17. juli 2019). *Globale oppvarmingspotensialer*. Store norske leksikon. Retrieved 23.03.2021 from

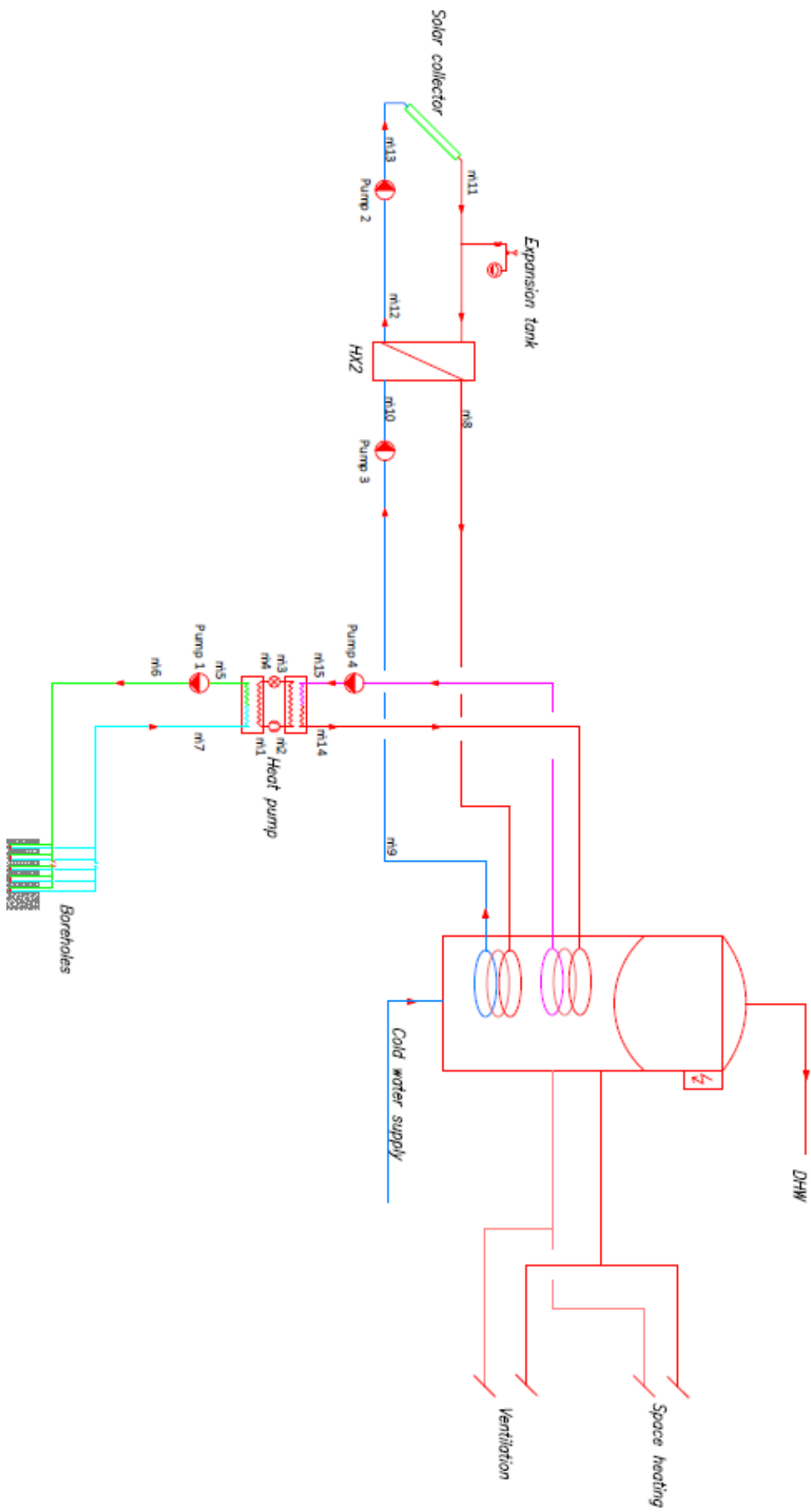
- Wang, J. F., Brown, C., & Cleland, D. J. (2018). Heat pump heat recovery options for food industry dryers. *International Journal of Refrigeration*, *86*, 48-55. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.11.028>
- Wuebbles, D. J. (2015). OZONE DEPLETION AND RELATED TOPICS | Ozone Depletion Potentials. In G. R. North, J. Pyle, & F. Zhang (Eds.), *Encyclopedia of Atmospheric Sciences (Second Edition)* (pp. 364-369). Academic Press. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-382225-3.00293-0>
- Yan, G., Cui, C., & Yu, J. (2015). Energy and exergy analysis of zeotropic mixture R290/R600a vapor-compression refrigeration cycle with separation condensation. *International Journal of Refrigeration*, *53*, 155-162. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.01.007>
- Yu, X., Li, H., Yao, S., Nielsen, V., & Heller, A. (2020). Development of an efficient numerical model and analysis of heat transfer performance for borehole heat exchanger. *Renewable Energy*, *152*, 189-197. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.01.044>
- Zijdemans, D. (2014). *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer* (3 ed.). Skarland press.

# VEDLEGG

## Vedlegg A Systemskjemaer for systemalternativer 1-3







Component	Mass balance equations	Energy balance equations		Energy balance equations	DOI / URL
Solar collector	$\dot{m}_{1,9} = \dot{m}_{2,0} = \dot{m}_{2,1} = \dot{m}_{3,un}$	$Q_{s,c} = \dot{m}_{3,un} \cdot C_{p,sun} \cdot (T_{2,1} - T_{2,0}) = \dot{m}_{3,un} \cdot (h_{2,1} - h_{2,0})$		$Ex_{s,c} = \dot{m}_{3,un} \cdot C_{p,sun} \cdot (T_{2,1} - T_{2,0}) = Ex - Ex_{in}$ $Ex = A_{s,c} \cdot N_s \cdot G_{sun} \cdot (1 - 1/4)^3 \cdot [T_0/T_{sun}] \cdot H_{(1/3)} \cdot [T_0/T_{sun}] \cdot (4)$ $Ex_{in} = \dot{m}_{3,un} \cdot C_{p,sun} \cdot (T_{2,1} - T_{2,0}) \cdot (1 - [T_0/T_{2,1}])$	<a href="https://doi.org/10.11591/iece.v9i1.pp109-112">https://doi.org/10.11591/iece.v9i1.pp109-112</a> <a href="https://doi.org/10.11591/iece.v9i1.pp109-112">https://doi.org/10.11591/iece.v9i1.pp109-112</a> <a href="https://doi.org/10.11591/iece.v9i1.pp109-112">https://doi.org/10.11591/iece.v9i1.pp109-112</a>
Geothermal loop	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{5,boiler} = \dot{m}_{5,cond}$	$Q_{g,2} = \dot{m}_2 \cdot C_{p,g} \cdot (T_2 - T_0) = \dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_0)$		$Ex_{g,2} = T_0 \cdot S_{gen,2} = T_0 \cdot (\dot{m}_{boiler} \cdot [S_2 - S_0] - [Q_{g,2}/T_0])$	<a href="https://doczz.net/doc/7198676/bacheloroppave...fagar/kyet-hioa">https://doczz.net/doc/7198676/bacheloroppave...fagar/kyet-hioa</a>
Heat pump					
1. Evaporator	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{w,1}$	$Q_{evap} = \dot{m}_{w,1} \cdot (h_1 - h_2) = \dot{m}_{boiler} \cdot (h_2 - h_3)$		$Ex_{1,comp} = T_0 \cdot S_{gen,1,2} = T_0 \cdot (\dot{m}_{w,1} \cdot [S_1 - S_2] - [Q_{evap}/T_0])$	
2. Compressor	$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{w,2}$	$W_{comp} = \dot{m}_{w,2} \cdot (h_2 - h_1)$ $W_{comp} = \dot{m}_{w,2} \cdot (h_2 - h_1)$ $W_{comp} = W_{comp,2} / \eta_{comp}$	Actual Isentropic (theoretical) Actual	$Ex_{2,comp} = T_0 \cdot S_{gen,2,3} = T_0 \cdot (\dot{m}_{w,2} \cdot [S_2 - S_3])$	
3. Condenser	$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{w,3}$	$Q_{cond} = \dot{m}_{w,3} \cdot (h_2 - h_3) = \dot{m}_{2,2} \cdot (h_{2,2} - h_{2,3})$		$Ex_{3,cond} = T_0 \cdot S_{gen,2,3} = T_0 \cdot (\dot{m}_{w,3} \cdot [S_2 - S_3] - [Q_{evap}/T_0])$	
4. Expansion Valve	$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{w,4}$	$h_4 = h_3$		$Ex_{4,exp} = T_0 \cdot S_{gen,3,4} = T_0 \cdot (\dot{m}_{w,4} \cdot [S_3 - S_4])$	
Heat exchanger					
HX1	$\dot{m}_{1,2} = \dot{m}_{1,3}$ $\dot{m}_{1,0} = \dot{m}_{1,1}$	$\dot{m}_{1,2} \cdot (h_{1,2} - h_{1,3}) = \dot{m}_{1,0} \cdot (h_{1,1} - h_{1,0})$		$Ex_{HX1} = T_0 \cdot S_{gen,HX1} = T_0 \cdot (\dot{m}_{1,2} \cdot [S_{1,2} - S_{1,3}] + \dot{m}_{1,0} \cdot [S_{1,1} - S_{1,0}])$	
HX2	$\dot{m}_{2,1} = \dot{m}_{1,9}$ $\dot{m}_{1,4} = \dot{m}_{1,5}$	$\dot{m}_{2,1} \cdot (h_{2,1} - h_{1,9}) = \dot{m}_{1,5} \cdot (h_{1,5} - h_{1,4})$		$Ex_{HX2} = T_0 \cdot S_{gen,HX2} = T_0 \cdot (\dot{m}_{2,1} \cdot [S_{2,1} - S_{1,9}] + \dot{m}_{1,5} \cdot [S_{1,5} - S_{1,4}])$	
Tank	$\dot{m}_{1,7} = \dot{m}_{1,8}$	$Q_{tank} = \dot{m}_{1,7} \cdot C_{p,1,7} \cdot (T_{1,7} - T_{1,8}) = \dot{m}_{1,7} \cdot (h_{1,7} - h_{1,8})$		$Ex_{tank} = T_0 \cdot S_{gen,tank} = T_0 \cdot (\dot{m}_{1,7} \cdot [S_{1,7} - S_{1,8}] - [Q_{tank}/T_{gen,t}])$	<a href="https://doczz.net/doc/7198676/bacheloroppave...fagar/kyet-hioa">https://doczz.net/doc/7198676/bacheloroppave...fagar/kyet-hioa</a>

Vedlegg B Formelverk



Component	$\eta_{th}$	DOI / URL	$\eta_{th}$	DOI / URL
Solar collector	$\eta_{solar} = \eta_c + \eta_r \left[ \frac{(T_c - T_a)}{T_c} \right] \left[ \frac{(T_c - T_a)}{T_c} \right] + \eta_r \left[ \frac{(T_c - T_a)}{T_c} \right] \left[ \frac{(T_c - T_a)}{T_c} \right]$	<a href="https://www.researchgate.net/publication/315620013/figure/fig/1/figure-fig1/2015:01007">https://www.researchgate.net/publication/315620013/figure/fig/1/figure-fig1/2015:01007</a>	$\eta_{solar} = \eta_c + \eta_r \left[ \frac{(T_c - T_a)}{T_c} \right] \left[ \frac{(T_c - T_a)}{T_c} \right]$	<a href="https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.08.016">https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.08.016</a>
Geothermal loop				
Heat pump				
1. Evaporator			Evaporator:	$\dot{X}_{gen4-1} = T_0 \dot{S}_{gen4-1} = T_0 \left[ m(s_4 - s_3) - \frac{\dot{Q}_L}{T_L} \right]$ $\eta_{Exp} = \frac{\dot{X}_{recovered}}{\dot{X}_{expended}} = \frac{\dot{X}_{Qa}}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1} = \frac{\dot{Q}_L(T_0 - T_L)/T_L}{m[h_4 - h_1 - T_0(s_4 - s_1)]} = 1 - \frac{\dot{X}_{gen4-1}}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1}$
2. Compressor	$\eta_c = \frac{W_{act}}{W_{is}} = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1} / \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1} = W_{act} / W_{is}$ $\eta_{c,general} = 0.978695 - 0.0386732P^{0.00033789P^2}$ (Ammonia (R-717)) <a href="https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.032">https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.032</a> $\eta_{c,prop} = 0.858 - 0.015P^{0.00015P^2}$ , where $P$ = Pressure (at) Propane (R-290) <a href="https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.028">https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.028</a> $\eta_{c,isobutane} = 0.874 - 0.01351P^{0.00015P^2}$ , where $P$ = Pressure (at) Isobutane (R-600) <a href="https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.007">https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.007</a>	General	Compressor:	$\dot{X}_{gen1-2} = T_0 \dot{S}_{gen1-2} = m[h_2(s_2 - s_1)]$ $\eta_{Comp} = \frac{\dot{X}_{recovered}}{\dot{X}_{expended}} = \frac{W_{act}}{W_{is}} = \frac{m[h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)]}{m(h_2 - h_1)} = \frac{h_2 - h_1}{h_2 - h_1} = 1 - \frac{\dot{X}_{gen1-2}}{W_{act}}$
3. Condenser			Condenser:	$\dot{X}_{gen2-3} = T_0 \dot{S}_{gen2-3} = T_0 \left[ m(s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_H}{T_H} \right]$ $\eta_{Cool} = \frac{\dot{X}_{recovered}}{\dot{X}_{expended}} = \frac{\dot{X}_{Qa}}{\dot{X}_2 - \dot{X}_3} = \frac{\dot{Q}_H(1 - T_0/T_H)}{\dot{Q}_H(1 - T_0/T_H)} = 1 - \frac{\dot{X}_{gen2-3}}{m[h_2 - h_3 - T_0(s_2 - s_1)]} = 1 - \frac{\dot{X}_{gen2-3}}{\dot{X}_2 - \dot{X}_3}$
4. Expansion Valve			Expansion valve:	$\dot{X}_{gen3-4} = T_0 \dot{S}_{gen3-4} = mT_0(s_4 - s_3)$ $\eta_{ExpValve} = \frac{\dot{X}_{recovered}}{\dot{X}_{expended}} = \frac{0}{\dot{X}_3 - \dot{X}_4} = 0 \quad \text{or}$ $\eta_{ExpValve} = 1 - \frac{\dot{X}_{gen3-4}}{\dot{X}_3 - \dot{X}_4} = 1 - \frac{\dot{X}_3 - \dot{X}_4}{\dot{X}_3 - \dot{X}_4} = 0$
Heat exchanger				
HX1				
HX2				

Heat exchanger	Reynolds number			Nusselt correlation	DOI / URL																																																												
	Laminar flow: Re < 2300	Transient flow: 2300 < Re < 10 000	Fully turbulent flow: Re > 10 000																																																														
Borehole heat exchanger		x		$Nu = f(L, D, k) \cdot (1 + 1.2 \cdot 7000 / Re) \cdot (1 - 0.5 \cdot (1 - 2300 / Re)^{1.1})$	General																																																												
All two-phase refrigerant exchangers explicit for propane and isobutane		x	x	$Nu = 0.027 \cdot Pr^{0.4} \cdot (Pr/0.6)^{1/4} \cdot (1 + 0.4 \cdot (Pr^{0.6} - 1)) \cdot (1 + (D/0.025)^{0.4}) \cdot (1 + (D/0.05)^{1.1})$	Gnielinski correlation Propane (Pr=90) & Isobutane (Pr=600a)																																																												
Plate (Condense and evaporator)	x	x	x	$h_{eq} = C \cdot (k/d)^m \cdot (Pr)^n \cdot (Pr/0.6)^{1/4} \cdot (1 + 0.4 \cdot (Pr^{0.6} - 1)) \cdot (1 + (D/0.025)^{0.4}) \cdot (1 + (D/0.05)^{1.1})$	Ammonia (Pr=77)																																																												
Plate	x	x	x	Kumar [5] $Nu = C_1 \cdot Re^m \cdot Pr^{0.4} \cdot (Pr/0.6)^{1/4}$ $f = C_2 / (Re)^P$	Chemion engesz																																																												
				<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\beta</math></th> <th>Re</th> <th><math>C_1</math></th> <th><math>m</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>\leq 30</math></td> <td><math>\leq 10</math></td> <td>0.718</td> <td>0.349</td> </tr> <tr> <td></td> <td><math>&gt; 10</math></td> <td>0.348</td> <td>0.663</td> </tr> <tr> <td>45</td> <td><math>&lt; 10</math></td> <td>0.718</td> <td>0.349</td> </tr> <tr> <td></td> <td>10-100</td> <td>0.400</td> <td>0.598</td> </tr> <tr> <td></td> <td><math>&gt; 100</math></td> <td>0.300</td> <td>0.663</td> </tr> <tr> <td>50</td> <td><math>&lt; 20</math></td> <td>0.630</td> <td>0.333</td> </tr> <tr> <td></td> <td>20-300</td> <td>0.291</td> <td>0.591</td> </tr> <tr> <td></td> <td><math>&gt; 300</math></td> <td>0.130</td> <td>0.732</td> </tr> <tr> <td>60</td> <td><math>&lt; 20</math></td> <td>0.562</td> <td>0.336</td> </tr> <tr> <td></td> <td>20-400</td> <td>0.306</td> <td>0.529</td> </tr> <tr> <td></td> <td><math>&gt; 400</math></td> <td>0.108</td> <td>0.703</td> </tr> <tr> <td><math>\geq 65</math></td> <td><math>&lt; 20</math></td> <td>0.562</td> <td>0.336</td> </tr> <tr> <td></td> <td>20-500</td> <td>0.331</td> <td>0.503</td> </tr> <tr> <td></td> <td><math>&gt; 500</math></td> <td>0.087</td> <td>0.718</td> </tr> </tbody> </table>	$\beta$	Re	$C_1$	$m$	$\leq 30$	$\leq 10$	0.718	0.349		$> 10$	0.348	0.663	45	$< 10$	0.718	0.349		10-100	0.400	0.598		$> 100$	0.300	0.663	50	$< 20$	0.630	0.333		20-300	0.291	0.591		$> 300$	0.130	0.732	60	$< 20$	0.562	0.336		20-400	0.306	0.529		$> 400$	0.108	0.703	$\geq 65$	$< 20$	0.562	0.336		20-500	0.331	0.503		$> 500$	0.087	0.718	<a href="https://www.chemionline.com/doi/10.1080/014576303000567096">https://www.chemionline.com/doi/10.1080/014576303000567096</a>
$\beta$	Re	$C_1$	$m$																																																														
$\leq 30$	$\leq 10$	0.718	0.349																																																														
	$> 10$	0.348	0.663																																																														
45	$< 10$	0.718	0.349																																																														
	10-100	0.400	0.598																																																														
	$> 100$	0.300	0.663																																																														
50	$< 20$	0.630	0.333																																																														
	20-300	0.291	0.591																																																														
	$> 300$	0.130	0.732																																																														
60	$< 20$	0.562	0.336																																																														
	20-400	0.306	0.529																																																														
	$> 400$	0.108	0.703																																																														
$\geq 65$	$< 20$	0.562	0.336																																																														
	20-500	0.331	0.503																																																														
	$> 500$	0.087	0.718																																																														

## Vedlegg C Produktdatablad varmevekslere

### PRODUCT SHEET

# B220

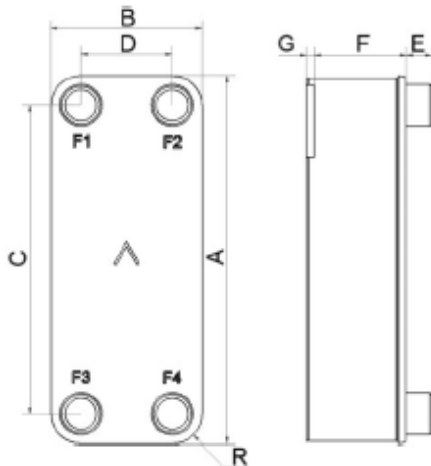
B220 is a compact but highly efficient Brazed Plate Heat Exchanger, which offers great heat transfer efficiency at a low cost. One main application is high efficiency tap water heating, but it can also be used in other single-phase applications such as oil cooling, space heating and desuperheaters. Thanks to its two-stack feature, the thermal length can be varied, and it is possible to get a tailored top performing product for each application.



### Basic specifications

Maximum number of plates (NoP)	300
Max flow	39 m <sup>3</sup> /h (171.71 gpm)
Channel volume	0.14/0.14 dm <sup>3</sup> (0.0049/0.0049 ft <sup>3</sup> )
Material	316 stainless steel plates, copper brazing
Weight excl. connections	5.30+(0.321*NoP) kg 11.68+(0.708*NoP) lb

### Standard dimensions



#	MM	N
A	524	20.63
B	202	7.95
C	442	17.4
D	120	4.72
F	6.00+1.73*(NoP)	0.24+0.07*(NoP)
G	4	0.16
R	41.60	1.64
E_1	54	2.13

**PRODUCT SHEET**

# B400T

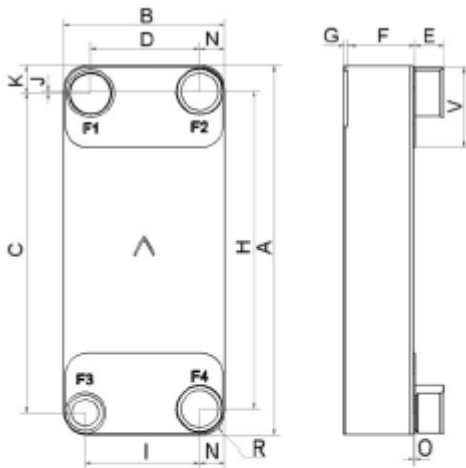
The B400T has been developed to work extremely effectively at high capacities, enabling compact solutions in demanding chiller applications.



## Basic specifications

Maximum number of plates (NoP)	280
Max flow	83 m <sup>3</sup> /h (365.44 gpm)
Channel volume	0.403/0.403 dm <sup>3</sup> (0.0142/0.0142 ft <sup>3</sup> )
Material	316 stainless steel plates, copper brazing
Weight excl. connections	15.43+(0.639*NoP) kg 34.02+(1.409*NoP) lb

## Standard dimensions



#	MM	N
A	694	27.32
B	304	11.97
C	601	23.66
D	205.50	8.09
F	18.00+2.29*(NoP)	0.71+0.09*(NoP)
G	0	0
H	597	23.5
I	215.50	8.48
J	3.50	0.14
K	52	2.05
N	47.50	1.87
O	2	0.08
R	44	1.73
V	150	5.91
E_1	54	2.13

## Vedlegg D Materialegenskaper rustfritt stål

### Egenskaber for metaller og andre materialer

Metaller	Temp. [°C]	Densitet [kg/m <sup>3</sup> ]	Varmekapacitet [kJ/kgK]	Varmeledningsevne [W/mK]	Smeltepunkt [°C]
Babits	20	10000	0.16		
Bly	20	11340	0.13	34.6	327
Bronze	20	8670	0.34	26.0	1000
Støbejern	20	7000-7800	0.54	55-64	1200
Incoloy800	20	8030	0.50	14.0	1357
Kopper	20	8950	0.42	388.0	1083
Messing	20	8100-8600	0.38	110-150	925
Rustfritt stål	20	7840	0.46	15.0	1440
Sihumin	20	2700	0.90	160.0	570
Stål	20	7850	0.50	65.8	1516
<b>Andre materialer</b>					
ABS	20	1100-1220	1.42	0.19	
Akryl	20	1100-1180	0.81	0.14	
Asbest	0	470-700	2.09	0.15-0.23	
Asfalt	20	1100-1500	1.60	0.7	120
Bakelit	20	1400	0.88	0.23	
Beton	20	1800-2500	2.38	0.8-1.4	
Bivoks	20	965			65
Eg (lufttøret)	20	690-1030	1.46	0.1-0.46	
Fedt	20	920-940	0.71-0.83		
Glas	20	2400-2900	0.75-1.25	0.9	
Grafit (ren)	20	1800-2350	2.72	146	3000
Gran (lufttøret)	20	350-600	3.34	0.1-0.46	
Grus (tør)	20	1800-2100	2.09	0.34	
Gummi (ren)	20	900-1000	1.42-2.1	0.23	125
Harpiks	20	1030-1340			70200
Is	0	920	1.92	2.25	0
Marmor	20	2500-2800	0.83	2.1-3.5	
Nylon	20	1070-1150	1.26-2.09	0.24	
Papir	20	700-1200	1.88	0.19(0.13)	
Parafin (fast)	20	900	2.88	0.28 (0.24)	54
Polyetylen	20	910-960	2.26	0.33	
Polyamid	20	1440	1.31-1.30	0.36-0.98	
Polycarbonat	20	1180-1250	1.26	0.20	
Polypropylen	20	880-910	1.93	0.25	
Polystyren	20	1060	1.34	0.05-0.14	
Polyester	20	1060-1470	0.84-1.46	0.57-0.72	
Porcelæn	20	2150-2360	1.09	1.05(1.52)	1550
Sand (tør)	20	1410-1600	0.80	0.32	
Steatit	20	2590	0.84	2.94	1580
Tegl	20	1400-2000	0.83-1.09	0.41	2200
2 lag tagpap	-			0.048	

Kilde: [www.norskebacker.no](http://www.norskebacker.no)

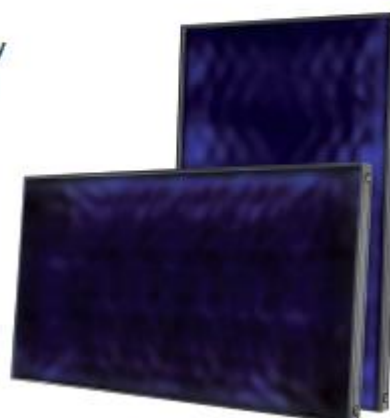
## Flat solfanger Pro C250 V - Pro C250 H

De Dietrich 

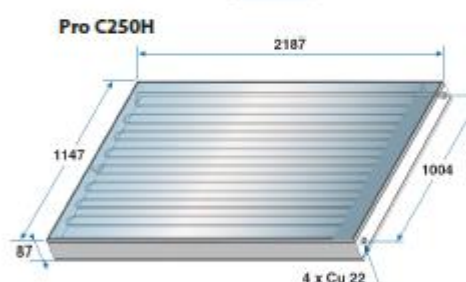
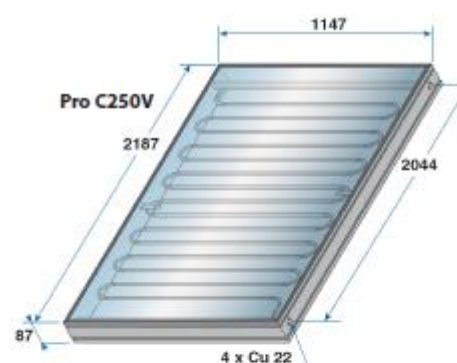
En flat, trykksatt solfanger er den mest utprøvde og mest utbredte typen solfanger. Solfangerene har en høy virkningsgrad ved tilberedning av varmt tappevann, og forvarming av tappevann. Solfangeren er mindre utsatt for skader og kan enklere integreres med bygningen/ taket enn vakumsolfangere.

Solfangerene er utstyrt med 3,2 mm sikkerhetsglass.

Panelene kan monteres på tak, integreres i taket, henges på vegg eller monteres på stativ.



	Pro C250V	Pro C250H
Totalt brutto areal, m <sup>2</sup>	2,51	2,51
Totalt netto areal, m <sup>2</sup>	2,354	2,354
Væskeinnhold, l	2,9	2,9
Trykktap (30 l/h.m <sup>2</sup> ) mbar	75	75
Testtrykk, bar	10	10
Arbsopsjonsfaktor (a)	95 +/- 1	95 +/- 1
Refleksjon (b)	5 +/- 1	5 +/- 1
Optisk virkningsgrad	0,819	0,821
Overføringstap (a1) W/m <sup>2</sup> .K	3,671	3,669
Overføringstap (a1) W/m <sup>2</sup> .K <sup>2</sup>	0,0129	0,0129
Vekt (tom), kg	47	47



Oslo / Asker  
Bergen  
Moss  
www.sgp.no

Tel: 67 52 21 21  
Tel: 55 95 06 00  
Tel: 69 20 54 90



# THE DIETRISOL PRO C250V OR C250H SOLAR COLLECTORS

**KEY MARK**  
 - C250V: n° 011-7S1362F  
 - C250H: n° 011-7S1363F

For DIETRISOL PRO C250 flat collectors, connection in series is possible with up to 10 collectors in mounting on a roof, a terrace or in roof integration. Nevertheless, to maintain high efficiency in the battery as a whole, we recommend limiting batteries to 8 collectors.

For the installation of more than 10 collectors, the hydraulic connection must be divided into branches connected in parallel in a Tichelmann loop, each branch having a same number of collectors. Fields should be balanced.

## USE

All applications for DHW or heating water production at temperatures of up to 65°C maximum.

## PACKAGING

1 PRO C250V flat collector: package ER 240  
 1 PRO C250H flat collector: package ER 241

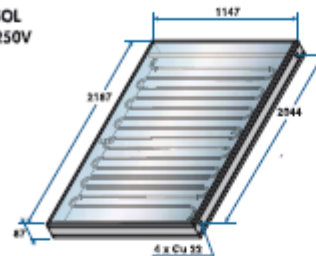
Note: Several collectors can be delivered upright on 1 pallet

## DESCRIPTION

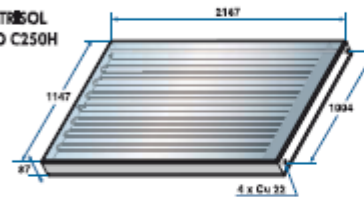
Flat glazed high efficiency solar collector for mounting in series of 10 collectors comprising:

- a casing in anthracite grey colour in aluminium profiling with fastening groove along each edge and back sheet in aluminium treated against corrosion,
- a translucent pane in safety glass, thickness 3.2mm, translucency > 91%,
- a flat absorber in aluminium with selective coating and single pipe exchanger, sinusoid in shape Ø 10mm, laser-welded drainable, connected to 2 collector pipes Ø 22mm for connection in series on 4 point in battery (o-ring connection)
- rear and lateral insulation in rockwool 40mm thick

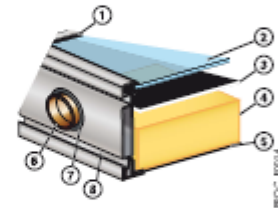
DIETRISOL PRO C250V



DIETRISOL PRO C250H



- ① Glass gasket EPDM
- ② Glass thickness 3.2mm
- ③ Absorber
- ④ Glass fibre thickness 40mm
- ⑤ Rear closing cover in aluminium
- ⑥ Collector pipe
- ⑦ Passing EPDM pipes with ventilation holes
- ⑧ Groove for holding flanges

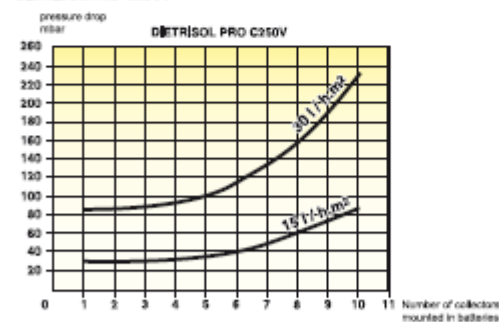


## TECHNICAL DATA

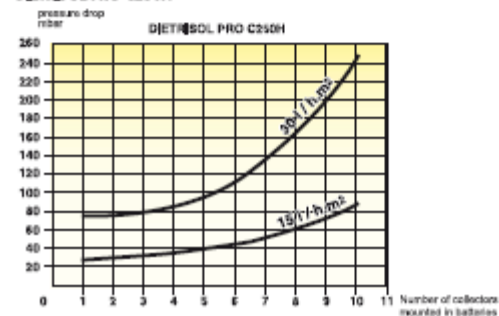
Collector	Type	DIETRISOL PRO C250V	DIETRISOL PRO C250H	
Gross surface area $A_g$	m <sup>2</sup>	2.51	2.51	
Input area $A_a$	m <sup>2</sup>	2.373	2.373	
Absorber area $A_A$	m <sup>2</sup>	2.354	2.354	
Net weight	kg	47	47	
Fluid capacity	l	2.9	2.9	
Recommended flow rate	l/h.	50-250	50-250	
Operating temperature	°C	120 (max. return)	120 (max. return)	
Operating pressure	bar	2.5	2.5	
Max. operating pressure	bar	10.0	10.0	
Values according to EN12975	Optical efficiency $\eta_{0A}$	0.819	0.821	
	Transmission loss coeff. $a_{1A}$	W/m <sup>2</sup> K	3.671	3.669
	Transmission loss coeff. $a_{2A}$	W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup>	0.0129	0.0090
Values according to NF50401	Optical factor B	0.81	0.81	
	Heat transmission coefficient K	W/m <sup>2</sup> K	4.65	4.65

↳ Pressure drop curve for collectors mounted in batteries (vertical mounting)

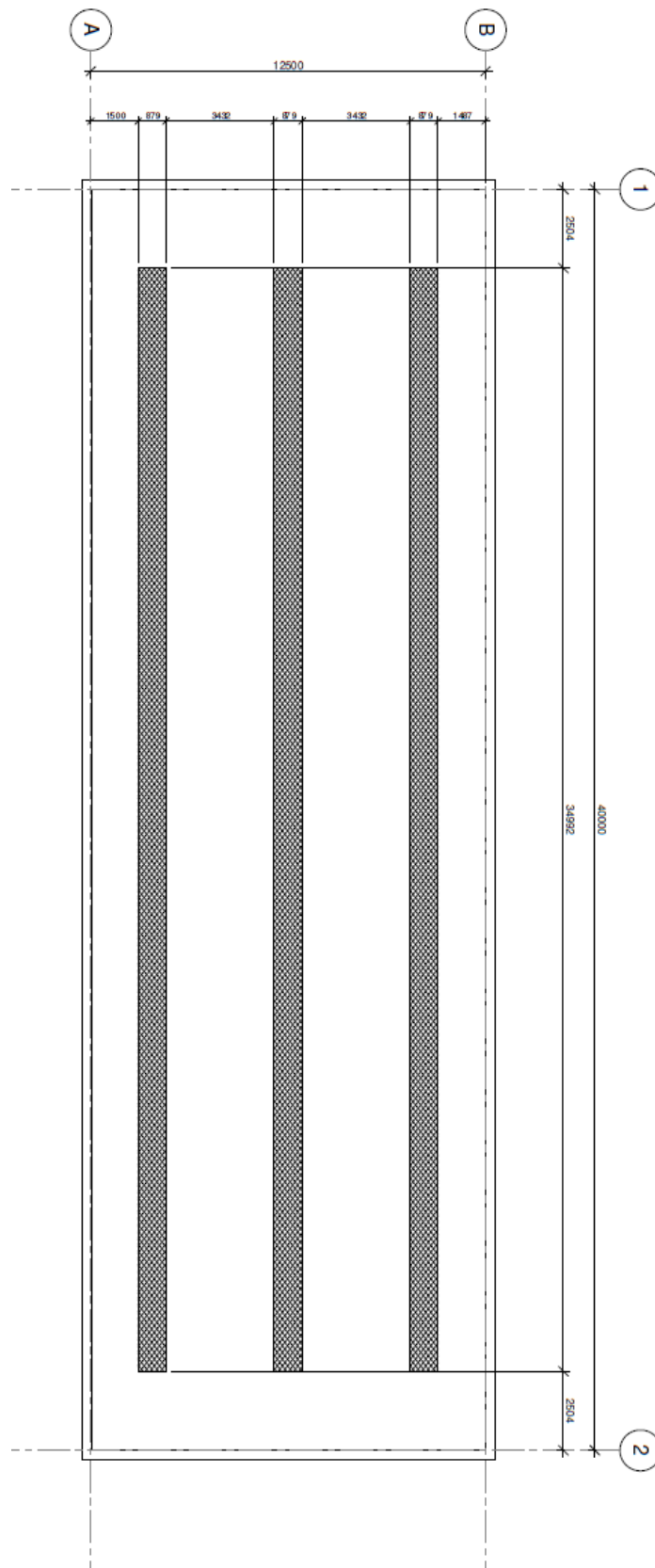
DIETRISOL PRO C250V



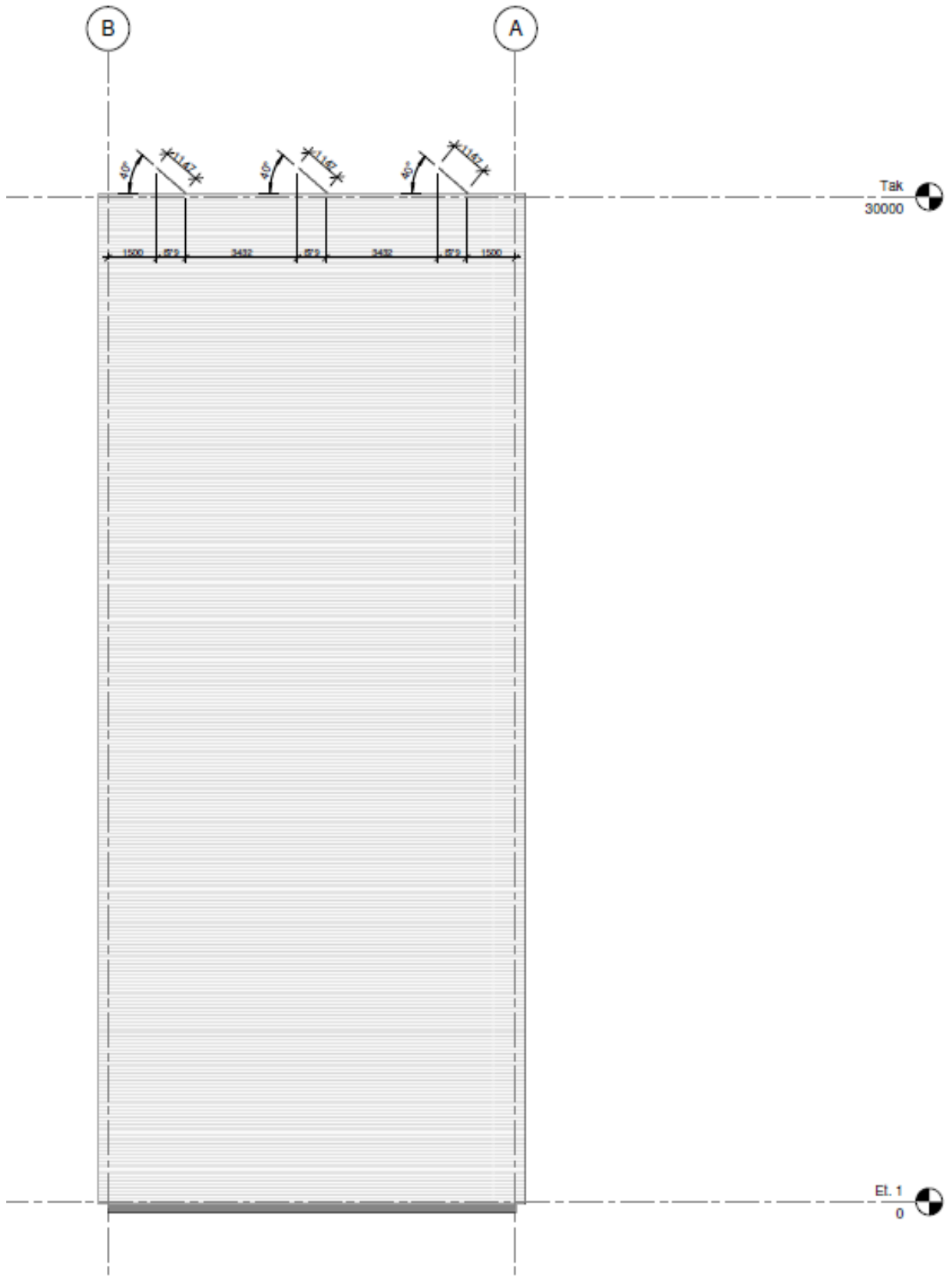
DIETRISOL PRO C250H

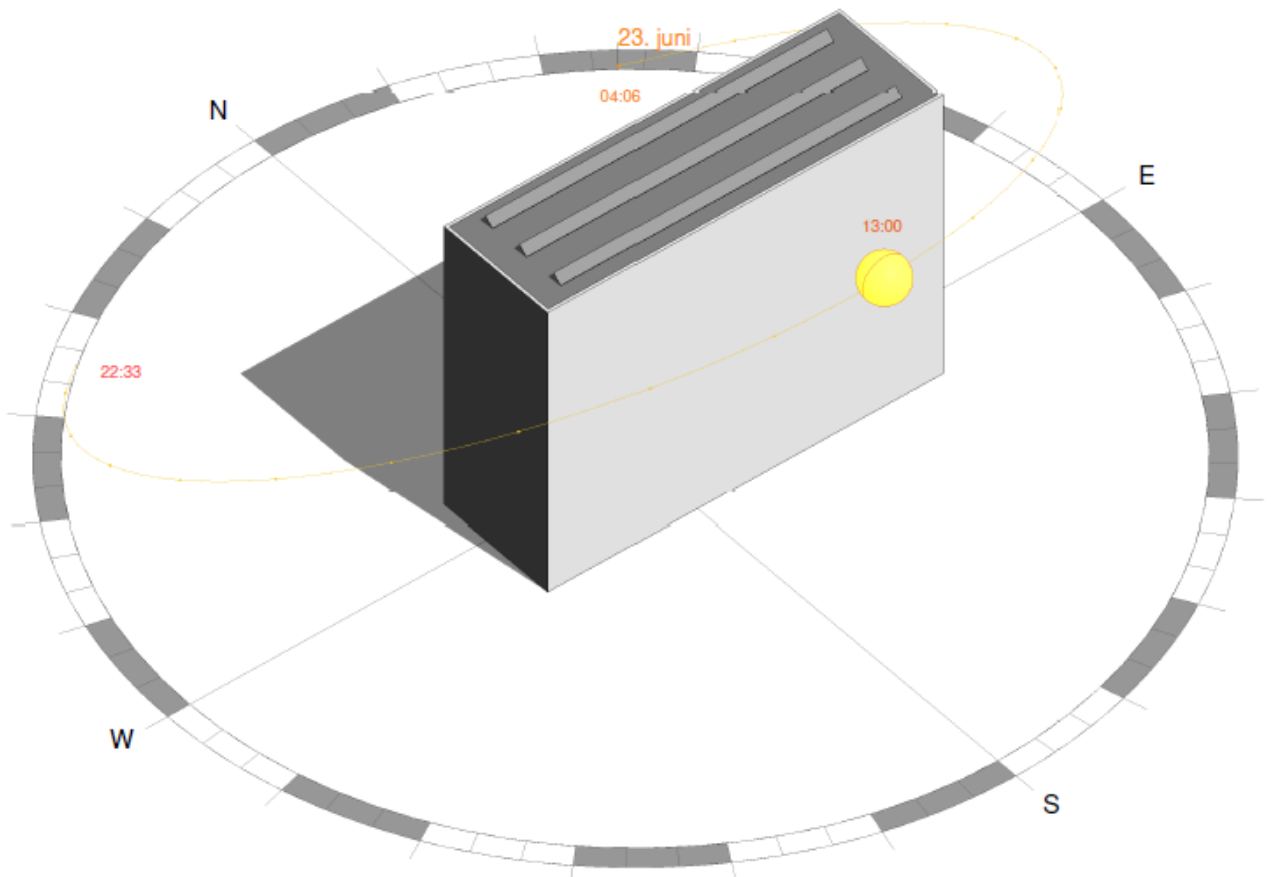
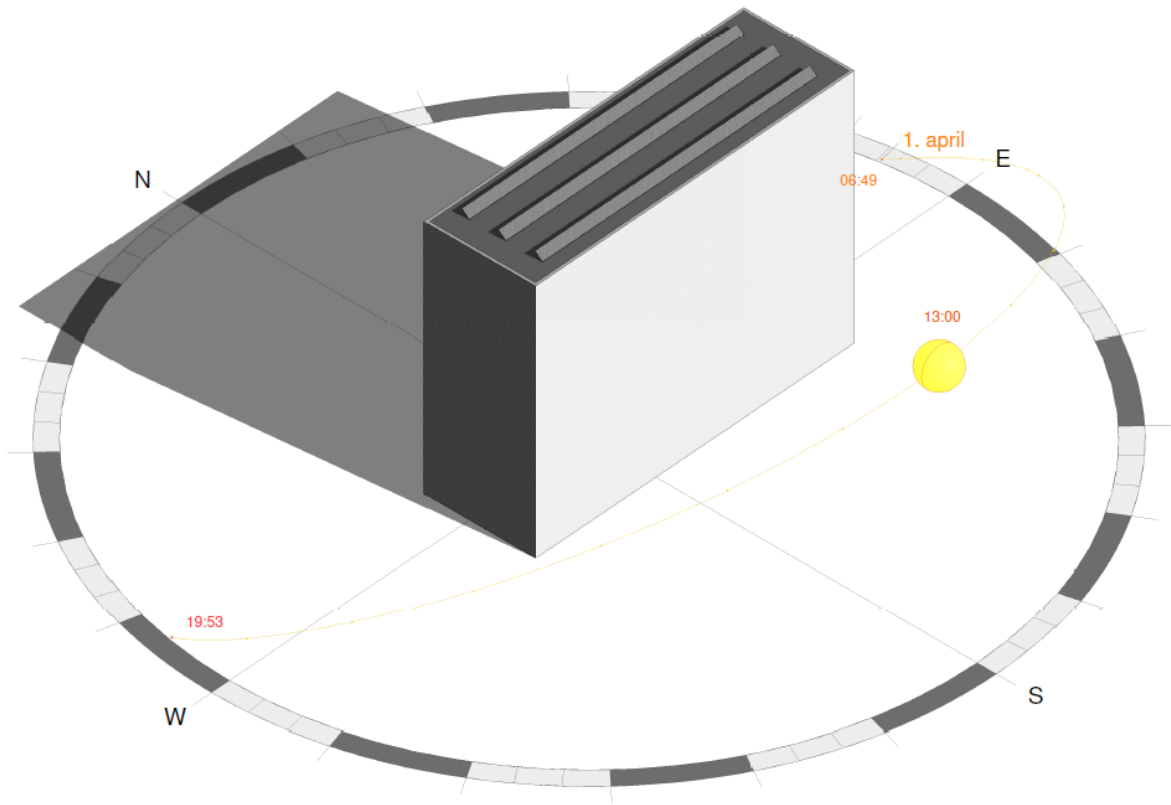


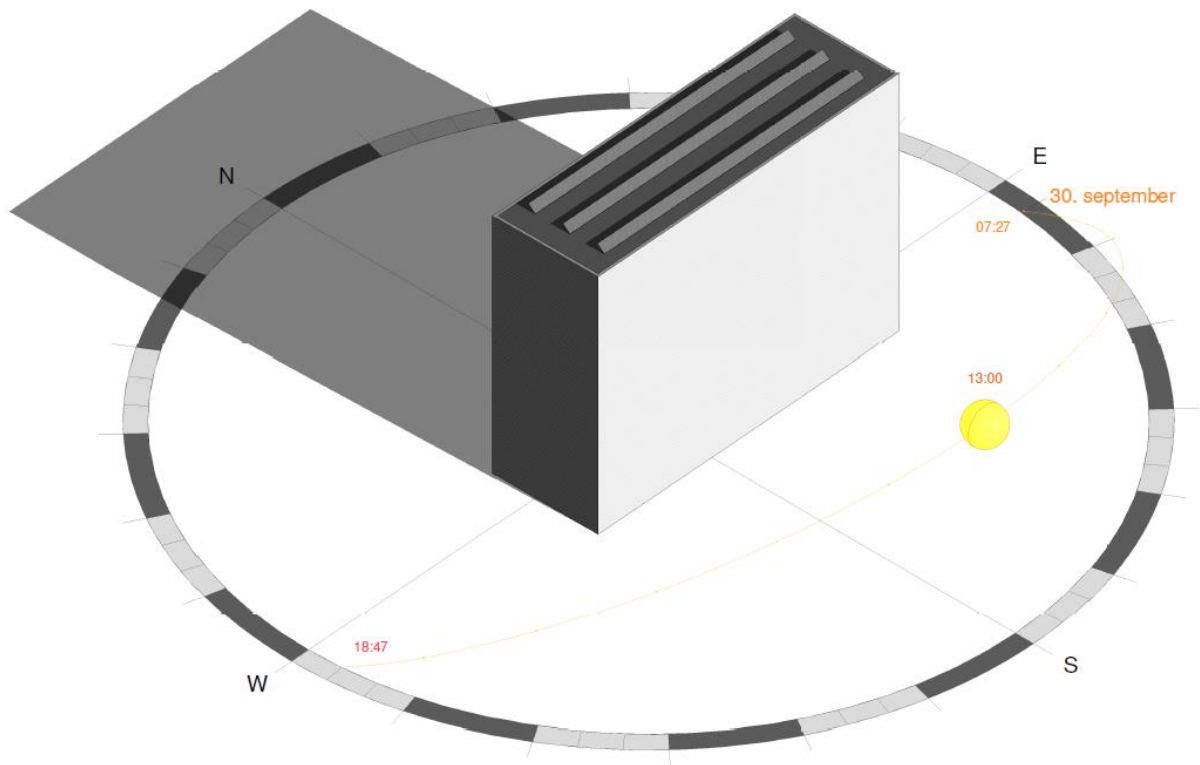
# Vedlegg F Plan, snitt og 3D tegninger av solfangerplassering på tak











## Vedlegg G EES koding for varmpumpeberegning for R290 og R600a

---

"Parametre"

---

```

T_22 = 323 [K]
HP"
T_23 = 303 [K]
HP"

m_dot_wf = Q_dot_cond / (h_2a - h_3)
arbeidsmedie"

T_m_HP_hot = (T_22 + T_23)/2
vannsiden gjennom kondensator"

T_m_cond_wall = (T_m_HP_hot + T_sat_cond)/2
kondensatorvegger"

T_m_evap_brine = (T_9 + T_5)/2
gjennom fordampner for frostvæske brønnpark"

T_m_evap_wf = (T_1 + T_4)/2
gjennom fordampner for kuldemedie"

T_m_evap_brine_w = (T_m_evap_brine + T_m_evap_wf)/2
fordampnervegg"

P_22 = 50 [kPa]
P_23 = 50 [kPa]
P_10 = 200 [kPa]

cp_heating=cp(Water;T=T_m_HP_hot;P=P_22)
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)
rho_evap_L=density(R$;T=T_m_evap;x=0)
rho_evap_V=density(R$;T=T_m_evap;x=1)
mu_evap_L=viscosity(R$;T=T_m_evap;x=0)
mu_evap_V=viscosity(R$;T=T_m_evap;x=1)
mu_cond_water_w=viscosity(Water;T=T_m_cond_wall;P=P_22)
mu_evap_brine_w=viscosity(EA;T=T_m_evap_brine_w;C=C_EA)
nu_cond=kinematicviscosity(R$;T=T_sat_cond;P=P_2)
cp_cond_wf=cp(R$;T=T_sat_cond;P=P_2)

D_pipe_HP = 0,0381 [m]
g_gravity = 9,81 [m/s^2]

```

"Turtemperatur vannside

"Returtemperatur vannside

"Massestrøm

"Middeltemperatur på

"Middeltemperatur i

"Middeltemperatur

"Middeltemperatur

"Middeltemperatur i

"Trykk vannsiden"

"Trykk vannsiden"

```

omega =acentricfactor(R$)
k_cond_wf=conductivity(R$;T=T_sat_cond;P=P_2)
k_evap_wf=conductivity(R$;T=T_m_evap;P=P_4)
m_dot_heating = Q_dot_cond / (cp_heating * (T_22-T_23))
rho_heating=density(Water;T=T_m_HP_hot;P=P_22)
mu_heating=viscosity(Water;T=T_m_HP_hot;P=P_22)
k_heating=conductivity(Water;T=T_m_HP_hot;P=P_22)
T_m_evap = (T_1 + T_4)/2
T_m_evap_bhe = (T_5 + T_9)/2
rho_evap_bhe=density(EA;T=T_m_evap_bhe;C=C_EA)
k_evap_bhe=conductivity(EA;T=T_m_evap_bhe;C=C_EA)
mu_evap_bhe=viscosity(EA;T=T_m_evap_bhe;C=C_EA)

cp_evap_bhe=cp(EA;T=T_m_evap_bhe;C=C_EA)

phi_borehole = 0,035 [kW/m]
Statsbygg"
L_tot_borehole = Q_dot_evap / phi_borehole
N_borehole = L_tot_borehole / L_pipe
m_dot_brine = N_borehole * m_dot_borehole

m_dot_borehole = 0,5 [kg/s]
5 og 0,65 iht presentasjon Asplan Viak"
C_EA = 30

T_s = 281 [K]
overflatetemperatur på røret"
T_5 = 275 [K]
cp_brine=cp(EA;T=T_5;C=C_EA)
rho_brine=density(EA;T=T_5;C=C_EA)
mu_brine=viscosity(EA;T=T_5;C=C_EA)
rho_mean_evap_wf=density(R$;T=T_m_evap;P=P_1)

T_0 = 295 [K]
P_0 = 101 [kPa]
temperatur"
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)

```

---

{Varmepumpe}

"Varmepumpeveileder

"Væskestrøm mellom 0,

"Utvendig

"Deadstate temperatur"

"Trykk ved deadstate

---

"R290 - Propan"  
"R600a - Isobutan"  
"R 717 - Ammoniak"

R\$ = 'R600a'

T\_C=t\_crit(R\$)  
P\_C=p\_crit(R\$)

"Punkt 1: Inn på 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]

overopphetet ut av fordamper"

"Kuldemedie 5 grader"

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

"Punkt 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))

"Carnot - Isentropisk"

"Punkt 3: Ut av kondensator"

T\_sat\_cond = 328 [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))

"Isobar"

"Punk 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 = 270 [K]

T\_sat\_evap=t\_sat(R\$,P=P\_1)

"Isobar"

"Isentalpisk"

P\_sat\_evap=p\_sat(R\$,T=T\_sat\_evap)

psi\_4 = h\_4 - T\_0 \* s\_4

"Varmefaktor COP"

Q\_dot\_cond = 60 [kJ/s]

45 % av varmebehovet

Q\_dot\_evap = m\_dot\_wf \* (h\_1 - h\_4)

W\_comp = m\_dot\_wf \* (h\_2a - h\_1)

COP\_HP = Q\_dot\_cond/W\_comp

COP\_carnot = (h\_2s-h\_3)/(h\_2s-h\_1)

"Varmepumpe dekker

"Energi og Eksergivirkningsgrad"

{Eta\_comp = 0,65 + 0,015 \* PR - 0,0015 \* PR^2}

R290"

Eta\_comp = 0,874 - 0,0135 \* PR

R600a"

" Virkningsgrad for

"Virkningsgrad for

eta\_ll\_evap = 1 - (X\_dot\_dest\_evap / ((m\_dot\_wf \* (h\_4 - h\_1 - T\_0 \* (s\_4 - s\_1))))

eta\_ll\_cond = 1 - (X\_dot\_dest\_cond / ((m\_dot\_wf \* (h\_2a - h\_3 - T\_0 \* (s\_2 - s\_3))))

eta\_ll\_comp = 1 - (X\_dot\_dest\_comp / (m\_dot\_wf\*(h\_2a - h\_1)))

s\_22=entropy(Water;T=T\_22;P=P\_22)

h\_22=enthalpy(Water;T=T\_22;P=P\_22)

s\_23=entropy(Water;T=T\_23;P=P\_23)

h\_23=enthalpy(Water;T=T\_23;P=P\_23)

psi\_22 = (h\_22 - h\_0\_water) - (T\_0 \* (s\_22 - s\_0\_water))

psi\_23 = h\_23 - h\_0\_water - (T\_0 \* (s\_23 - s\_0\_water))

"Exergy destruction"

X\_dot\_dest\_evap = T\_0\*(m\_dot\_wf \* (s\_1 - s\_4) - (Q\_dot\_evap / T\_9))

X\_dot\_dest\_comp = T\_0 \* m\_dot\_wf \* (s\_2 - s\_1)

X\_dot\_dest\_cond = T\_0\*(m\_dot\_wf \* (s\_3 - s\_2) + (Q\_dot\_cond / T\_22))

X\_dot\_dest\_exp = T\_0 \* m\_dot\_wf \* (s\_4 - s\_3)

"Nusselt korrelasjon kondensator R290 og R600a"

Nusselt\_cond\_wf = 0,027 \* Pr\_L\_cond \* Re\_L\_cond^0,6792 \* x\_cond\_mean^0,02208 \* ((1,376 + 8 \* X\_tt\_cond^0,5) / X\_tt\_cond^2)

"Sing et al. 2019"

Nusselt\_L\_cond = 0,16 \* Re\_L\_cond^0,89 \* Pr\_L\_cond^0,3

Re\_L\_cond = (G\_wf \* (1 - x\_cond\_mean) \* D\_pipe\_HP) / mu\_cond\_L

Reynoldsnummer for kuldemedie i væskeform, x er gjennomsnittlig kvalitet i kondensator. Tilsvarende x = 0,5"

x\_L = 0

x\_V = 1

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

$G_{wf} = \dot{m}_{wf} / (\pi * D_{pipe\_HP}^2 / 4)$  "Masseflux"  
 $Pr_{L\_cond} = \text{prandtl}(R; T=T_{sat\_cond}; x=0)$  "  
 Prandtnummer for kuldemedie i væskeform"  
 $X_{tt\_cond} = ((1-x_{cond\_mean}) / x_{cond\_mean})^{0,9} * (\rho_{cond\_V} / \rho_{cond\_L})^{0,5} * (\mu_{cond\_L} / \mu_{cond\_V})^{0,1}$  "  
 Martinelli parameter"  
 $\phi_{L\_cond} = (1 + (12/X_{tt\_cond}) + (1/X_{tt\_cond}^2))^{0,5}$  "Two-phase  
 multipler"  
 $Ga = (g_{gravity} * D_{pipe\_HP}^3) / \nu_{cond}^2$  "Gallileo tallet"  
 $P_{red\_cond} = PR$   
 $h_{cond\_wf} = (Nusselt_{cond\_wf} * k_{cond\_wf}) / D_{pipe\_HP}$   
 "Nusselt korrelasjon kondensator vannside"  
 $D_{i\_heating} = 0,0431 \text{ [m]}$  "Indre diameter ved  
 $\dot{m}_{dot\_heating}$  og maksimalt trykkfall 100 Pa/m"  
 $v_{avg\_heating} = (\dot{m}_{dot\_heating} / (\rho_{heating})) / (\pi * D_{i\_heating}^2 / 4)$   
 $Re_{heating} = (\rho_{heating} * v_{avg\_heating} * D_{i\_heating}) / \mu_{heating}$   
 $Pr_{heating} = \text{prandtl}(Water; T=T_{m\_HP\_hot}; P=P_{22})$   
 $Nusselt_{heating} = C_1 * Re_{heating}^m * Pr_{heating}^{0,33} * (\mu_{heating} / \mu_{cond\_water\_w})^{0,17}$  "Nusselt  
 korrelasjon fra Kumar"  
 $C_1 = 0,348$  "Chevron angle  
 dependant constant @ 30 degrees"  
 $m = 0,663$  "Chevron angle  
 dependant constant @ 30 degrees"  
 $h_{heating} = Nusselt_{heating} * k_{heating} / D_{i\_heating}$  "Konvektivt  
 varmeovergangstall"  
 $\Delta T_{AT\_1\_cond} = T_{sat\_cond} - T_{22}$   
 $\Delta T_{AT\_2\_cond} = T_{sat\_cond} - T_{23}$   
 $\Delta T_{AT\_lm\_cond} = (\Delta T_{AT\_1\_cond} - \Delta T_{AT\_2\_cond}) / \ln(\Delta T_{AT\_1\_cond} / \Delta T_{AT\_2\_cond})$  "LMTD i  
 kondensator"  
 "Areal kondensator"  
 $U_{cond} = 1 / ((1 / h_{cond\_wf}) + (t_p / k_p) + (1 / h_{heating}) + R_{f\_cond\_wf} + R_{f\_heating})$  "Varmeove  
 føringskoeffisient for kondensator"  
 $t_p = 0,00173 \text{ [m]}$  "Platetykkelse i veksler,  
 hentet fra produktdatablad SWEP B220"  
 $k_p = 15 \text{ [W/m}^2\text{K]}$  "Termisk konduktivitet i  
 veksler Hentet fra materialegenskaper."



$R_{f\_cond\_wf} = 0,0003 \text{ [m}^2\text{K/W]}$  "Fouling faktor hentet  
 fra table 11-2 i Cengel Heat & Mass"  
 $R_{f\_heating} = 0,0002 \text{ [m}^2\text{K/W]}$  "Fouling faktor hentet  
 fra table 11-2 i Cengel Heat & Mass"

$A_{condensator} = Q_{dot\_cond} \cdot \text{convert(kW;W)} / (U_{cond} \cdot \text{DELTA}T_{lm\_cond})$  "Areal av varmeveksler"

"Nusselt korrelasjon fordamper R600a"

$Nusselt_{evap\_wf} = 0,027 \cdot Pr_{L\_evap} \cdot Re_{L\_evap}^{0,6792} \cdot x_{evap\_mean}^{0,02208} \cdot ((1,376 + 8 \cdot X_{tt\_evap}^{0,5}) / X_{tt\_evap}^2)$

$X_{tt\_evap} = ((1 - x_{evap\_mean}) / x_{evap\_mean})^{0,9} \cdot (\rho_{evap\_V} / \rho_{evap\_L})^{0,5} \cdot (\mu_{evap\_L} / \mu_{evap\_V})^{0,1}$

$Re_{L\_evap} = (G_{wf} \cdot (1 - x_{evap\_mean}) \cdot D_{pipe\_HP}) / \mu_{evap\_L}$

$x_{evap\_mean} = (x_4 + x_{sat\_vapor}) / 2$

$x_{sat\_vapor} = 1$

$Pr_{L\_evap} = \text{prandtl}(R\$; T=T_{sat\_evap}; x=0)$

$h_{evap\_wf} = (Nusselt_{evap\_wf} \cdot k_{evap\_wf}) / D_{pipe\_HP}$

"Nusselt korrelasjon fordamper brønnparkside"

$D_{i\_bhe} = 0,0703 \text{ [m]}$  "Indre diameter ved  
 $m_{dot\_heating}$  og maksimalt trykkfall 100 Pa/m"

$v_{avg\_bhe} = (m_{dot\_brine} / (\rho_{evap\_bhe})) / (\text{PI} \cdot D_{i\_bhe}^2 / 4)$

$Re_{evap\_bhe} = (\rho_{evap\_bhe} \cdot v_{avg\_bhe} \cdot D_{i\_bhe}) / \mu_{evap\_bhe}$

$Pr_{evap\_bhe} = \text{prandtl}(EA; T=T_{m\_evap\_bhe}; C=C_{EA})$

$Nusselt_{evap\_bhe} = C_1 \cdot Re_{evap\_bhe}^m \cdot Pr_{evap\_bhe}^{0,33} \cdot (\mu_{evap\_bhe} / \mu_{evap\_brine\_w})^{0,17}$  "  
 Nusselt korrelasjon fra Kumar"

$h_{evap\_bhe} = Nusselt_{evap\_bhe} \cdot k_{evap\_bhe} / D_{i\_bhe}$  "Konvektivt  
 varmeovergangstall"

$\text{DELTA}T_{1\_evap} = T_9 - T_{sat\_evap}$

$\text{DELTA}T_{2\_evap} = T_5 - T_{sat\_evap}$

$\text{DELTA}T_{lm\_evap} = (\text{DELTA}T_{1\_evap} - \text{DELTA}T_{2\_evap}) / \ln(\text{DELTA}T_{1\_evap} / \text{DELTA}T_{2\_evap})$

"Temperatur fra grunn inn på fordamper"

$D_{pipe\_i} = D_{pipe\_y} - (2 \cdot 0,0024) \text{ [m]}$  "Indre diameter"

kollektorrør"

$D_{\text{pipe}_y} = 0,032$  [m]  
kollektorrør"

"Ytre diameter

$D_{\text{ed}_y} = N_{\text{tube}}^{0,5} * D_{\text{pipe}_y}$   
diameter. Hentet fra X. Yu et al. 2020"

"Ekvivalent ytre

$N_{\text{tube}} = 2$

"Antall rør"

$D_{\text{ed}_i} = N_{\text{tube}}^{0,5} * D_{\text{pipe}_i}$   
diameter. Hentet fra X. Yu et al. 2020"

"Ekvivalent indre

$k_{\text{pipe}} = 0,42$  [W/m\*K]

$R_{\text{pipe}} = \ln((D_{\text{ed}_y}/2)/(D_{\text{ed}_i}/2))/(2 * \pi * k_{\text{pipe}} * L_{\text{pipe}})$

$T_9 = T_s - (T_s - T_5) * \exp(-1/(m_{\text{dot\_borehole}} * C_{p\_brine} * R_{\text{tot}} * \text{convert}(kW;W)))$   
fordamper"

"Temperatur inn på

$R_{\text{brine}} = 1/(h_{\text{brine}} * A_s)$

$L_{\text{pipe}} = 200$  [m]  
kollektorrøret"

"Lengden på

$k_{\text{brine}} = \text{conductivity}(EA; T=T_5; C=C_{EA})$

"Hentet fra Haug, 2016"

$R_{\text{tot}} = (R_{\text{brine}} + R_{\text{pipe}})$

$A_s = \pi * D_{\text{ed}_i} * L_{\text{pipe}}$

$h_{\text{brine}} = (\text{Nusselt}_{\text{brine}} * k_{\text{brine}}) / D_{\text{pipe}_i}$

$\text{Pr}_{\text{brine}} = \text{prandtl}(EA; T=T_5; C=C_{EA})$

$\text{Re}_{\text{brine}} = (\rho_{\text{brine}} * V_{\text{avg\_brine}} * D_{\text{pipe}_i}) / \mu_{\text{brine}}$

$V_{\text{avg\_brine}} = (m_{\text{dot\_borehole}} / \rho_{\text{brine}}) / (\pi * D_{\text{pipe}_i}^2/4)$

$\text{Nusselt}_{\text{brine}} = ((f/8) * (\text{Re}_{\text{brine}} - 1000) * \text{Pr}_{\text{brine}}) / (1 + 12,7 * (f/8)^{0,5} * (\text{Pr}_{\text{brine}}^{2/3} - 1))$

"Gnielinski"

$f = 1 / (1,82 * \log_{10}(\text{Re}_{\text{brine}} - 1,64))^2$

"Filonienko"

"Areal fordamper"

$U_{\text{evap}} = 1 / ((1/h_{\text{evap\_wf}}) + (t_p/k_p) + (1/h_{\text{evap\_bhe}})) + R_{f\_evap\_wf} + R_{f\_evap\_brine}$

$R_{f\_evap\_wf} = 0,0003$  [m<sup>2</sup>\*K/W]  
fra table 11-2 i Cengel Heat & Mass"

"Fouling faktor hentet

$R_{f\_evap\_brine} = 0,00035$  [m<sup>2</sup>\*K/W]  
fra table 11-2 i Cengel Heat & Mass"

"Fouling faktor hentet

$A_{\text{evaporator}} = Q_{\text{dot\_evap}} * \text{convert}(kW;W) / (U_{\text{evap}} * \text{DELTA}T_{\text{lm\_evap}})$

"Fordamperareal"

## Vedlegg H Resultater fra varmpumpeberegning for R290

### SOLUTION

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

$A_{\text{condensator}} = 5,309 \text{ [m}^2\text{]}$   
 $A_s = 24,17 \text{ [m}^2\text{]}$   
 $\text{COP}_{\text{HP}} = 3,511$   
 $c_{p\text{cond,wf}} = 2,433 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $c_{p\text{heating}} = 4,18 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $\text{CEA} = 30 \text{ [\%]}$   
 $\Delta T_{1,\text{evap}} = 9,373 \text{ [K]}$   
 $\Delta T_{2,\text{evap}} = 5 \text{ [K]}$   
 $\Delta T_{\text{im,evap}} = 6,959 \text{ [K]}$   
 $D_{\text{ed,y}} = 0,04525 \text{ [m]}$   
 $D_{\text{i,heating}} = 0,0431 \text{ [m]}$   
 $D_{\text{pipe,l}} = 0,0272 \text{ [m]}$   
 $\eta_{\text{comp}} = 0,6859$   
 $\eta_{\text{il,cond}} = 0,9459$   
 $f = 0,02347$   
 $g_{\text{gravity}} = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$   
 $h_{\text{0,water}} = 91,75 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_1 = 579,9 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{23} = 125,1 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{2s} = 646,2 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_4 = 337,1 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{\text{cond,wf}} = 2756 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $h_{\text{evap,wf}} = 10381 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $k_{\text{brine}} = 0,3987 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$   
 $k_{\text{evap,bhe}} = 0,4002 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$   
 $k_{\text{heating}} = 0,6283 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$   
 $k_{\text{pipe}} = 0,42 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$   
 $L_{\text{tot,borehole}} = 1226 \text{ [m]}$   
 $\dot{m}_{\text{brine}} = 0,006066 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$   
 $\dot{m}_{\text{cond,v}} = 0,00001024 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$   
 $\dot{m}_{\text{evap,bhe}} = 0,005412 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$   
 $\dot{m}_{\text{evap,l}} = 0,0001294 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$   
 $\dot{m}_{\text{heating}} = 0,0006548 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$   
 $\dot{m}_{\text{brine}} = 3,065 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{\text{wf}} = 0,1767 \text{ [kg/s]}$   
 $\text{Nusselt}_{\text{cond,wf}} = 4420$   
 $\text{Nusselt}_{\text{evap,wf}} = 25231$   
 $\text{Nusselt}_{\text{L,cond}} = 2838$   
 $N_{\text{borehole}} = 6,13$   
 $\phi = 0,1524$   
 $q_{\text{L,cond}} = 6,266$   
 $P_{\text{brine}} = 63,42$   
 $P_{\text{heating}} = 4,356$   
 $P_{\text{L,evap}} = 3,006$   
 $\psi_2 = 149,1 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_{23} = 0,3944 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_4 = -107,8 \text{ [kJ/kg]}$   
 $P_1 = 430,5 \text{ [kPa]}$   
 $P_2 = 1708 \text{ [kPa]}$   
 $P_{23} = 50 \text{ [kPa]}$   
 $P_4 = 430,5 \text{ [kPa]}$   
 $P_{\text{red,cond}} = 3,967$   
 $P_{\text{sat,evap}} = 430,5 \text{ [kPa]}$   
 $\dot{Q}_{\text{evap}} = 42,91 \text{ [kJ/s]}$   
 $R_{\text{brine}} = 3859$   
 $R_{\text{heating}} = 32382$   
 $R_{\text{L,evap}} = 14096$   
 $\rho_{\text{cond,L}} = 438,8 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $\rho_{\text{evap,bhe}} = 963 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

$A_{\text{evaporator}} = 7,153 \text{ [m}^2\text{]}$   
 $\text{COP}_{\text{camot}} = 4,662$   
 $c_{p\text{brine}} = 4,169 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $c_{p\text{evap,bhe}} = 4,176 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $C_1 = 0,348$   
 $\Delta T_{1,\text{cond}} = 5 \text{ [K]}$   
 $\Delta T_{2,\text{cond}} = 25 \text{ [K]}$   
 $\Delta T_{\text{im,cond}} = 12,43 \text{ [K]}$   
 $D_{\text{ed,l}} = 0,03847 \text{ [m]}$   
 $D_{\text{L,bhe}} = 0,0703 \text{ [m]}$   
 $D_{\text{pipe,HP}} = 0,0381 \text{ [m]}$   
 $D_{\text{pipe,y}} = 0,032 \text{ [m]}$   
 $\eta_{\text{il,comp}} = 0,7271$   
 $\eta_{\text{il,evap}} = 0,6065$   
 $G_a = 7,358\text{E}+09$   
 $G_{\text{wf}} = 155 \text{ [kg/m}^2\text{s]}$   
 $h_{\text{0,wf}} = 625,4 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{22} = 208,7 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{2a} = 676,6 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_3 = 337,1 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{\text{brine}} = 693 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $h_{\text{evap,bhe}} = 3352 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $h_{\text{heating}} = 8250 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $k_{\text{cond,wf}} = 0,02375 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$   
 $k_{\text{evap,wf}} = 0,01568 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$   
 $k_p = 15 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$   
 $L_{\text{pipe}} = 200 \text{ [m]}$   
 $m = 0,663$   
 $\dot{m}_{\text{cond,L}} = 0,00007008 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$   
 $\dot{m}_{\text{cond,water,w}} = 0,0005721 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$   
 $\dot{m}_{\text{evap,brine,w}} = 0,006117 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$   
 $\dot{m}_{\text{evap,v}} = 0,000007772 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$   
 $\dot{m}_{\text{borehole}} = 0,5 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{\text{heating}} = 0,7178 \text{ [kg/s]}$   
 $\text{Nusselt}_{\text{brine}} = 47,27$   
 $\text{Nusselt}_{\text{evap,bhe}} = 588,8$   
 $\text{Nusselt}_{\text{heating}} = 566$   
 $\nu_{\text{cond}} = 2,715\text{E}-07 \text{ [m}^2\text{/s]}$   
 $N_{\text{tube}} = 2$   
 $q_{\text{borehole}} = 0,035 \text{ [kW/m]}$   
 $\text{PR} = 3,967$   
 $P_{\text{evap,bhe}} = 56,47$   
 $P_{\text{L,cond}} = 2,774$   
 $\psi_1 = -130,2 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_{22} = 5,175 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_3 = 118 \text{ [kJ/kg]}$   
 $P_0 = 101 \text{ [kPa]}$   
 $P_{10} = 200 \text{ [kPa]}$   
 $P_{22} = 50 \text{ [kPa]}$   
 $P_3 = 1708 \text{ [kPa]}$   
 $P_c = 4247 \text{ [kPa]}$   
 $P_{\text{sat}} = 430,5 \text{ [kPa]}$   
 $\dot{Q}_{\text{cond}} = 60 \text{ [kJ/s]}$   
 $R\$ = \text{'R290'}$   
 $R_{\text{Evap,bhe}} = 10258$   
 $R_{\text{L,cond}} = 42139$   
 $\rho_{\text{brine}} = 964,1 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $\rho_{\text{cond,v}} = 43,6 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $\rho_{\text{evap,L}} = 529,6 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

$\rho_{\text{evap,v}} = 10,16 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $\rho_{\text{mean,evap,wf}} = 9,31 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $R_{\text{f,cond,wf}} = 0,0003 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $R_{\text{f,evap,wf}} = 0,0003 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $R_{\text{pipe}} = 0,0003079 \text{ [K/W]}$   
 $S_{0,\text{water}} = 0,3228 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_1 = 2,407 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_{22} = 0,7018 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_{2s} = 2,407 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_4 = 1,508 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $T_1 = 275 \text{ [K]}$   
 $T_{22} = 323 \text{ [K]}$   
 $T_3 = 323 \text{ [K]}$   
 $T_5 = 275 \text{ [K]}$   
 $T_c = 369,8 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{m,evap}} = 272,5 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{m,evap,brine}} = 277,2 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{m,evap,wf}} = 272,5 \text{ [K]}$   
 $t_p = 0,00173 \text{ [m]}$   
 $T_{\text{sat},1} = 270 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{sat,evap}} = 270 \text{ [K]}$   
 $U_{\text{evap}} = 862,1 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $V_{\text{avg,brine}} = 0,8926 \text{ [m/s]}$   
 $W_{\text{comp}} = 17,09 \text{ [kJ/s]}$   
 $X_4 = 0,3826$   
 $\dot{X}_{\text{dest,comp}} = 4,664 \text{ [kJ/s]}$   
 $\dot{X}_{\text{dest,evap}} = 1,558 \text{ [kJ/s]}$   
 $X_{\text{evap,mean}} = 0,6913$   
 $X_{\text{sat,vapor}} = 1$   
 $X_{\text{tt,evap}} = 0,08884$

$\rho_{\text{heating}} = 992,3 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $R_{\text{brine}} = 0,0000597 \text{ [K/W]}$   
 $R_{\text{f,evap,brine}} = 0,00035 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $R_{\text{f,heating}} = 0,0002 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $R_{\text{tot}} = 0,0003676 \text{ [K/W]}$   
 $S_{0,\text{wf}} = 2,829 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_2 = 2,497 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_{23} = 0,4347 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_3 = 1,451 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $T_0 = 295 \text{ [K]}$   
 $T_2 = 346,1 \text{ [K]}$   
 $T_{23} = 303 \text{ [K]}$   
 $T_4 = 270 \text{ [K]}$   
 $T_9 = 279,4 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{m,cond,wall}} = 320,5 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{m,evap,bhe}} = 277,2 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{m,evap,brine,w}} = 274,8 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{m,HP,hot}} = 313 \text{ [K]}$   
 $T_s = 281 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{sat,cond}} = 328 \text{ [K]}$   
 $U_{\text{cond}} = 909,5 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $V_{\text{avg,bhe}} = 0,8201 \text{ [m/s]}$   
 $V_{\text{avg,heating}} = 0,4958 \text{ [m/s]}$   
 $X_3 = 0$   
 $X_{\text{cond,mean}} = 0,5$   
 $\dot{X}_{\text{dest,cond}} = 0,2976 \text{ [kJ/s]}$   
 $\dot{X}_{\text{dest,exp}} = 2,967 \text{ [kJ/s]}$   
 $X_L = 0$   
 $X_{\text{tt,cond}} = 0,3821$   
 $X_V = 1$

No unit problems were detected.

## Vedlegg I Resultater fra varmepumpeberegning for R600a

### SOLUTION

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

Acondensator = 4,561 [m<sup>2</sup>]

A<sub>s</sub> = 24,17 [m<sup>2</sup>]

COP<sub>HP</sub> = 4,123

c<sub>pcond,wt</sub> = 2,037 [kJ/kg\*K]

c<sub>pheating</sub> = 4,18 [kJ/kg\*K]

C<sub>EA</sub> = 30 [%]

ΔT<sub>1,evap</sub> = 9,373 [K]

ΔT<sub>2,evap</sub> = 5 [K]

ΔT<sub>im,evap</sub> = 6,959 [K]

D<sub>ed,y</sub> = 0,04525 [m]

D<sub>l,heating</sub> = 0,0431 [m]

D<sub>pipe,l</sub> = 0,0272 [m]

η<sub>comp</sub> = 0,8082

η<sub>ll,cond</sub> = 0,9959

f = 0,02347

g<sub>gravity</sub> = 9,81 [m/s<sup>2</sup>]

h<sub>0,water</sub> = 91,75 [kJ/kg]

h<sub>1</sub> = 558,9 [kJ/kg]

h<sub>23</sub> = 125,1 [kJ/kg]

h<sub>2s</sub> = 620,1 [kJ/kg]

h<sub>4</sub> = 322,6 [kJ/kg]

h<sub>cond,wt</sub> = 4805 [W/m<sup>2</sup>\*K]

h<sub>evap,wt</sub> = 23411 [W/m<sup>2</sup>\*K]

k<sub>brine</sub> = 0,3987 [W/m\*K]

k<sub>evap,bhe</sub> = 0,4002 [W/m\*K]

k<sub>heating</sub> = 0,6283 [W/m\*K]

k<sub>pipe</sub> = 0,42 [W/m\*K]

L<sub>tot,borehole</sub> = 1299 [m]

μ<sub>brine</sub> = 0,006066 [kg/m\*s]

μ<sub>cond,v</sub> = 0,00008839 [kg/m\*s]

μ<sub>evap,bhe</sub> = 0,005412 [kg/m\*s]

μ<sub>evap,l</sub> = 0,0002006 [kg/m\*s]

μ<sub>heating</sub> = 0,0006548 [kg/m\*s]

ṁ<sub>brine</sub> = 3,246 [kg/s]

ṁ<sub>wt</sub> = 0,1923 [kg/s]

Nusselt<sub>cond,wt</sub> = 8945

Nusselt<sub>evap,wt</sub> = 62344

Nusselt<sub>l,cond</sub> = 2255

N<sub>borehole</sub> = 6,493

ω = 0,1853

ϕ<sub>L,cond</sub> = 7,993

Pr<sub>brine</sub> = 63,42

Pr<sub>heating</sub> = 4,356

Pr<sub>l,evap</sub> = 4,724

ψ<sub>2</sub> = 76,99 [kJ/kg]

ψ<sub>23</sub> = 0,3944 [kJ/kg]

ψ<sub>4</sub> = -106,4 [kJ/kg]

P<sub>1</sub> = 139,9 [kPa]

P<sub>2</sub> = 681,9 [kPa]

P<sub>23</sub> = 50 [kPa]

P<sub>4</sub> = 139,9 [kPa]

P<sub>red,cond</sub> = 4,875

P<sub>sat,evap</sub> = 139,9 [kPa]

Q̇<sub>evap</sub> = 45,45 [kJ/s]

Re<sub>brine</sub> = 3859

Re<sub>heating</sub> = 32382

Re<sub>l,evap</sub> = 10211

ρ<sub>cond,l</sub> = 508,9 [kg/m<sup>3</sup>]

ρ<sub>evap,bhe</sub> = 963 [kg/m<sup>3</sup>]

A<sub>evaporator</sub> = 7,153 [m<sup>2</sup>]

COP<sub>carnot</sub> = 4,865

c<sub>pbrine</sub> = 4,169 [kJ/kg\*K]

c<sub>pEvap,bhe</sub> = 4,176 [kJ/kg\*K]

C<sub>1</sub> = 0,348

ΔT<sub>1,cond</sub> = 5 [K]

ΔT<sub>2,cond</sub> = 25 [K]

ΔT<sub>im,cond</sub> = 12,43 [K]

D<sub>ed,l</sub> = 0,03847 [m]

D<sub>l,bhe</sub> = 0,0703 [m]

D<sub>pipe,HP</sub> = 0,0381 [m]

D<sub>pipe,y</sub> = 0,032 [m]

η<sub>ll,comp</sub> = 0,8264

η<sub>ll,evap</sub> = 0,6064

G<sub>A</sub> = 2,067E+09

G<sub>wt</sub> = 168,7 [kg/m<sup>2</sup>\*s]

h<sub>0,wt</sub> = 593,6 [kJ/kg]

h<sub>22</sub> = 208,7 [kJ/kg]

h<sub>2a</sub> = 634,6 [kJ/kg]

h<sub>3</sub> = 322,6 [kJ/kg]

h<sub>brine</sub> = 693 [W/m<sup>2</sup>\*K]

h<sub>evap,bhe</sub> = 3482 [W/m<sup>2</sup>\*K]

h<sub>heating</sub> = 8250 [W/m<sup>2</sup>\*K]

k<sub>cond,wt</sub> = 0,02047 [W/m\*K]

k<sub>evap,wt</sub> = 0,01431 [W/m\*K]

k<sub>p</sub> = 15 [W/m\*K]

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

m = 0,663

μ<sub>cond,l</sub> = 0,0001085 [kg/m\*s]

μ<sub>cond,water,w</sub> = 0,0005721 [kg/m\*s]

μ<sub>evap,brine,w</sub> = 0,006117 [kg/m\*s]

μ<sub>evap,v</sub> = 0,000006951 [kg/m\*s]

ṁ<sub>borehole</sub> = 0,5 [kg/s]

ṁ<sub>heating</sub> = 0,7178 [kg/s]

Nusselt<sub>brine</sub> = 47,27

Nusselt<sub>evap,bhe</sub> = 611,7

Nusselt<sub>heating</sub> = 566

v<sub>cond</sub> = 5,123E-07 [m<sup>2</sup>/s]

N<sub>tube</sub> = 2

ϕ<sub>borehole</sub> = 0,035 [kW/m]

PR = 4,875

Pr<sub>evap,bhe</sub> = 56,47

Pr<sub>l,cond</sub> = 3,675

ψ<sub>1</sub> = -128,2 [kJ/kg]

ψ<sub>22</sub> = 5,175 [kJ/kg]

ψ<sub>3</sub> = 49,84 [kJ/kg]

P<sub>0</sub> = 101 [kPa]

P<sub>10</sub> = 200 [kPa]

P<sub>22</sub> = 50 [kPa]

P<sub>3</sub> = 681,9 [kPa]

P<sub>c</sub> = 3640 [kPa]

P<sub>sat</sub> = 139,9 [kPa]

Q̇<sub>cond</sub> = 60 [kJ/s]

R\$ = 'R600a'

Re<sub>evap,bhe</sub> = 10864

Re<sub>l,cond</sub> = 29605

ρ<sub>brine</sub> = 964,1 [kg/m<sup>3</sup>]

ρ<sub>cond,v</sub> = 19,81 [kg/m<sup>3</sup>]

ρ<sub>evap,l</sub> = 581,2 [kg/m<sup>3</sup>]

$\rho_{\text{evap,v}} = 4,159 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $\rho_{\text{mean,evap,wf}} = 3,78 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $R_{\text{f,cond,wf}} = 0,0003 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $R_{\text{f,evap,wf}} = 0,0003 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $R_{\text{pipe}} = 0,0003079 \text{ [K/W]}$   
 $S_{0,\text{water}} = 0,3228 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_1 = 2,329 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_{22} = 0,7018 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_{2s} = 2,329 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_4 = 1,454 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $T_1 = 275 \text{ [K]}$   
 $T_{22} = 323 \text{ [K]}$   
 $T_3 = 323 \text{ [K]}$   
 $T_s = 275 \text{ [K]}$   
 $T_c = 407,8 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{m,evap}} = 272,5 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{m,evap,brine}} = 277,2 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{m,evap,wf}} = 272,5 \text{ [K]}$   
 $t_p = 0,00173 \text{ [m]}$   
 $T_{\text{sat},1} = 270 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{sat,evap}} = 270 \text{ [K]}$   
 $U_{\text{evap}} = 913 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $V_{\text{avg,brine}} = 0,8926 \text{ [m/s]}$   
 $W_{\text{comp}} = 14,55 \text{ [kJ/s]}$   
 $x_4 = 0,3626$   
 $\dot{X}_{\text{dest,comp}} = 2,526 \text{ [kJ/s]}$   
 $\dot{X}_{\text{dest,evap}} = 1,65 \text{ [kJ/s]}$   
 $x_{\text{evap,mean}} = 0,6813$   
 $x_{\text{sat,vapor}} = 1$   
 $x_{\text{tt,evap}} = 0,05976$

$\rho_{\text{heating}} = 992,3 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $R_{\text{brine}} = 0,0000597 \text{ [K/W]}$   
 $R_{\text{f,evap,brine}} = 0,00035 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $R_{\text{f,heating}} = 0,0002 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $R_{\text{tot}} = 0,0003676 \text{ [K/W]}$   
 $S_{0,\text{wf}} = 2,496 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_2 = 2,374 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_{23} = 0,4347 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_3 = 1,408 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $T_0 = 295 \text{ [K]}$   
 $T_2 = 329,5 \text{ [K]}$   
 $T_{23} = 303 \text{ [K]}$   
 $T_4 = 270 \text{ [K]}$   
 $T_9 = 279,4 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{m,cond,wall}} = 320,5 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{m,evap,bhe}} = 277,2 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{m,evap,brine,w}} = 274,8 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{m,HP,hot}} = 313 \text{ [K]}$   
 $T_s = 281 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{sat,cond}} = 328 \text{ [K]}$   
 $U_{\text{cond}} = 1059 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $V_{\text{avg,bhe}} = 0,8685 \text{ [m/s]}$   
 $V_{\text{avg,heating}} = 0,4958 \text{ [m/s]}$   
 $x_3 = 0$   
 $x_{\text{cond,mean}} = 0,5$   
 $\dot{X}_{\text{dest,cond}} = 0,02159 \text{ [kJ/s]}$   
 $\dot{X}_{\text{dest,exp}} = 2,611 \text{ [kJ/s]}$   
 $x_L = 0$   
 $x_{\text{tt,cond}} = 0,2535$   
 $x_V = 1$

No unit problems were detected.

## Vedlegg J EES koding og resultater fra varmpumpeberegning for R717

```

-----
"Parametre"
-----
T_22 = 323 [K] "Turtemperatur
vannside HP"
T_23 = 303 [K] "
Returtemperatur vannside HP"

m_dot_wf = Q_dot_cond / (h_2a - h_3) "Massestrøm
arbeidsmedie"

T_m_HP_hot = (T_22 + T_23)/2 "
Middeltemperatur på vannsiden gjennom kondensator"

T_m_cond_wall = (T_m_HP_hot + T_sat_cond)/2 "
Middeltemperatur i kondensatorvegg"

T_m_evap_brine = (T_9 + T_5)/2 "
Middeltemperatur gjennom fordampner for frostvæske brønnpark"

T_m_evap_wf = (T_1 + T_4)/2 "
Middeltemperatur gjennom fordampner for kuldemedie"

T_m_evap_brine_w = (T_m_evap_brine + T_m_evap_wf)/2 "
Middeltemperatur i fordampervegg"

P_22 = 50 [kPa] "Trykk
vannsiden"

P_23 = 50 [kPa]

P_10 = 200 [kPa] "Trykk
vannsiden"

cp_heating=cp(Water,T=T_m_HP_hot,P=P_22)
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)
rho_evap_L=density(R$;T=T_m_evap;x=0)
rho_evap_V=density(R$;T=T_m_evap;x=1)
mu_evap_L=viscosity(R$;T=T_m_evap;x=0)
mu_evap_V=viscosity(R$;T=T_m_evap;x=1)
mu_cond_water_w=viscosity(Water,T=T_m_cond_wall,P=P_22)
mu_evap_brine_w=viscosity(EA;T=T_m_evap_brine_w,C=C_EA)
nu_cond=kinematicviscosity(R$;T=T_sat_cond;P=P_2)
cp_cond_wf=cp(R$;T=T_sat_cond;P=P_2)

D_pipe_HP = 0,0381 [m]
g_gravity = 9,81 [m/s^2]

```

```

omega =acentricfactor(R$)
k_cond_wf=conductivity(R$;T=T_sat_cond;P=P_2)
k_evap_wf=conductivity(R$;T=T_m_evap;P=P_4)
m_dot_heating = Q_dot_cond / (cp_heating * (T_22-T_23))
rho_heating=density(Water;T=T_m_HP_hot;P=P_22)
mu_heating=viscosity(Water;T=T_m_HP_hot;P=P_22)
k_heating=conductivity(Water;T=T_m_HP_hot;P=P_22)
T_m_evap = (T_1 + T_4)/2
T_m_evap_bhe = (T_5 + T_9)/2
rho_evap_bhe=density(EA;T=T_m_evap_bhe;C=C_EA)
k_evap_bhe=conductivity(EA;T=T_m_evap_bhe;C=C_EA)
mu_evap_bhe=viscosity(EA;T=T_m_evap_bhe;C=C_EA)

cp_evap_bhe=cp(EA;T=T_m_evap_bhe;C=C_EA)

phi_borehole = 0,035 [kW/m]
L_tot_borehole = Q_dot_evap / phi_borehole
N_borehole = L_tot_borehole / L_pipe
m_dot_brine = N_borehole * m_dot_borehole
m_dot_borehole = 0,5 [kg/s]
mellom 0,5 og 0,65 iht presentasjon Asplan Viak"
"Væskestrøm

C_EA = 30

T_s = 281 [K]
overflatetemperatur på røret"
"Utvendig

T_5 = 275 [K]
cp_brine=cp(EA;T=T_5;C=C_EA)
rho_brine=density(EA;T=T_5;C=C_EA)
mu_brine=viscosity(EA;T=T_5;C=C_EA)
rho_mean_evap_wf=density(R$;T=T_m_evap;P=P_1)

T_0 = 295 [K]
temperatur = innetemperatur iht. SN-NSPEK 3031:2020"
"Deadstate
P_0 = 101 [kPa]
deadstate temperatur"
"Trykk ved

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)

```

---



{Varmepumpe}

---

"R290 - Propan"  
"R600a - Isobutan"  
"R 717 - Ammoniak"

R\$ = 'R717'  
T\_C=t\_crit(R\$)  
P\_C=p\_crit(R\$)

"Punkt 1: Inn på 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]  
grader overopphetet ut av fordamper"

"Kuldemedie 5"

s\_1=entropy(R\$;P=P\_1;T=T\_1)  
h\_1=enthalpy(R\$;T=T\_1;P=P\_1)

$$\text{psi}_1 = h_1 - T_0 * s_1$$

"Punkt 2: Ut av kompressor"

s\_2s = S\_1  
Isentropisk"  
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

"Carnot -"

s\_2=entropy(R\$;P=P\_2;h=h\_2a)

$$\text{psi}_2 = h_2a - h_0_{wf} - (T_0 * (s_2 - s_0_{wf}))$$

"Punkt 3: Ut av kondensator"

"Isobar"

T\_sat\_cond = 328 [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]

$$\text{psi}_3 = h_3 - h_0_{wf} - (T_0 * (s_3 - s_0_{wf}))$$

"Punk 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)

"Isobar"  
"Isentalpisk"

```

T_4 = 270 [K]
T_sat_evap=t_sat(R$;P=P_1)
P_sat_evap=p_sat(R$;T=T_sat_evap)

psi_4 = h_4 - T_0 * s_4

```

"Varmefaktor COP"

```

Q_dot_cond = 60 [kJ/s]
Q_dot_evap = m_dot_wf * (h_1 - h_4)
W_comp = m_dot_wf * (h_2a - h_1)
COP_HP = Q_dot_cond/W_comp
COP_carnot = (h_2s-h_3)/(h_2s-h_1)

```

"Energi og Eksergivitvirkningsgrad"

```

Eta_comp = 0,976695 - 0,0366732 * PR + 0,0013378 * PR^2
for R717"

```

"Virkningsgrad"

```

eta_ll_evap = 1 - (X_dot_dest_evap / ((m_dot_wf * (h_4 - h_1 - T_0 * (s_4 - s_1))))))

```

```

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

```

```

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

```

```

s_22=entropy(Water;T=T_22;P=P_22)
h_22=enthalpy(Water;T=T_22;P=P_22)
s_23=entropy(Water;T=T_23;P=P_23)
h_23=enthalpy(Water;T=T_23;P=P_23)

```

```

psi_22 = (h_22 - h_0_water) - (T_0 * (s_22 - s_0_water))
psi_23 = h_23 - h_0_water - (T_0 * (s_23 - s_0_water))

```

"Exergy destruction"

```

X_dot_dest_evap = T_0*(m_dot_wf * (s_1 - s_4) - (Q_dot_evap / T_9))

```

```

X_dot_dest_comp = T_0 * m_dot_wf * (s_2 - s_1)

```

```

X_dot_dest_cond = T_0*(m_dot_wf * (s_3 - s_2) + (Q_dot_cond / T_22))

```

```

X_dot_dest_exp = T_0 * m_dot_wf * (s_4 - s_3)

```

"Varmetransportskoeffisient kondensator R717"

```

h_cond_wf = C_717 * (k_cond_wf_L / D_pipe_HP) * (Re_L_cond^2 * h_fg_cond_wf / L_plate)^0,4124 * (P_2 / P_C)^0,12 *
(65 / beta_chevron)^0,35 "Korrelasjon fra Ayub 2003"
C_717 = 0,0675 "Gjelder for DX"

```

```

beta_chevron = 30 "Chevron vinkel"

```

```

h_g_cond_wf=enthalpy(R$;T=T_sat_cond;x=1)

```

```

h_l_cond_wf=enthalpy(R$;T=T_sat_cond;x=0)

```

```

h_fg_cond_wf = h_g_cond_wf - h_l_cond_wf

```

```

L_plate = 0,524 [m]

```

$k_{cond\_wf\_L} = \text{conductivity}(R\$, T=T_{sat\_cond}, x=0)$

$Re_{L\_cond} = (G_{wf} * (1 - x_{cond\_mean}) * D_{pipe\_HP}) / \mu_{cond\_L}$   
kuldemedie i væskeform, x er gjennomsnittlig kvalitet i kondensator. Tilsvarende  $x = 0,5$ "

"Re for

$x_L = 0$   
 $x_V = 1$

$x_{cond\_mean} = (x_L + x_V) / 2$

$G_{wf} = \dot{m}_{wf} / (\pi * D_{pipe\_HP}^2 / 4)$

"Masseflux"

$h_{cond\_wf} = (\text{Nusselt}_{cond\_wf} * k_{cond\_wf}) / D_{pipe\_HP}$

"Nusselt korrelasjon kondensator vannside"

$D_{i\_heating} = 0,0431$  [m]  
ved  $\dot{m}_{dot\_heating}$  og maksimalt trykkfall 100 Pa/m"

"Indre diameter

$v_{avg\_heating} = (\dot{m}_{dot\_heating} / (\rho_{heating})) / (\pi * D_{i\_heating}^2 / 4)$

$Re_{heating} = (\rho_{heating} * v_{avg\_heating} * D_{i\_heating}) / \mu_{heating}$

$Pr_{heating} = \text{prandtl}(\text{Water}, T=T_{m\_HP\_hot}, P=P_{22})$

$\text{Nusselt}_{heating} = C_1 * Re_{heating}^m * Pr_{heating}^{0,33} * (\mu_{heating} / \mu_{cond\_water\_w})^{0,17}$   
Nusselt korrelasjon fra Kumar"

"

$C_1 = 0,348$   
dependant constant @ 30 degrees"  
 $m = 0,663$   
dependant constant @ 30 degrees"

"Chevron angle

"Chevron angle

$h_{heating} = \text{Nusselt}_{heating} * k_{heating} / D_{i\_heating}$   
varmeovergangstall"

"Konvektivt

$\Delta T_{1\_cond} = T_{sat\_cond} - T_{22}$

$\Delta T_{2\_cond} = T_{sat\_cond} - T_{23}$

$\Delta T_{lm\_cond} = (\Delta T_{1\_cond} - \Delta T_{2\_cond}) / \ln(\Delta T_{1\_cond} / \Delta T_{2\_cond})$   
i kondensator"

"LMTD

"Areal kondensator"

$U_{cond} = 1 / ((1 / h_{cond\_wf}) + (t_p / k_p) + (1 / h_{heating}) + R_{f\_cond\_wf} + R_{f\_heating})$   
Varmeoverføringskoeffisient for HX 2"

"

$t_p = 0,00173$  [m]  
veksler, hentet fra produktdatablad SWEF B220"

"Platetykkelse i

$k_p = 15$  [W/m\*K]  
konduktivitet i veksler"

"Termisk

$R_{f\_cond\_wf} = 0,0003$  [m<sup>2</sup>\*K/W]  
hentet fra table 11-2 i Cengel Heat & Mass"

"Fouling faktor

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

"Fouling faktor

hentet fra table 11-2 i Cengel Heat & Mass"

$A_{\text{condensator}} = Q_{\text{dot\_cond}} * \text{convert}(\text{kW};\text{W}) / (U_{\text{cond}} * \text{DELTAT}_{\text{lm\_cond}})$   
varmeveksler"

"Areal av

"Varmetransportskoeffisient fordampner R717"

$h_{\text{evap\_wf}} = C_{717} * (k_{\text{evap\_wf\_L}} / D_{\text{pipe\_HP}}) * (\text{Re}_{\text{L\_evap}}^2 * h_{\text{fg\_evap\_wf}} / L_{\text{plate}})^{0,4124} * (P_1 / P_C)^{0,12} * (65 / \beta_{\text{chevron}})^{0,35}$   
"Korrelasjon fra Ayub 2003"

$k_{\text{evap\_wf\_L}} = \text{conductivity}(R\$; T=T_{\text{m\_evap}}; x=0)$

$h_{\text{evap\_l}} = \text{enthalpy}(R717; T=T_{\text{m\_evap}}; x=0)$

$h_{\text{evap\_g}} = \text{enthalpy}(R717; T=T_{\text{m\_evap}}; x=1)$

$h_{\text{fg\_evap\_wf}} = h_{\text{evap\_g}} - h_{\text{evap\_l}}$

$\text{Re}_{\text{L\_evap}} = (G_{\text{wf}} * (1 - x_{\text{evap\_mean}}) * D_{\text{pipe\_HP}}) / \mu_{\text{evap\_L}}$

$x_{\text{evap\_mean}} = (x_4 + x_{\text{sat\_vapor}}) / 2$

$x_{\text{sat\_vapor}} = 1$

$\text{Pr}_{\text{L\_evap}} = \text{prandtl}(R\$; T=T_{\text{sat\_evap}}; x=0)$

$h_{\text{evap\_wf}} = (\text{Nusselt}_{\text{evap\_wf}} * k_{\text{evap\_wf}}) / D_{\text{pipe\_HP}}$

"Nusselt korrelasjon fordampner brønnparkside"

$D_{\text{i\_bhe}} = 0,0703 \text{ [m]}$   
ved  $m_{\text{dot\_heating}}$  og maksimalt trykkfall 100 Pa/m"

"Indre diameter

$v_{\text{avg\_bhe}} = (m_{\text{dot\_brine}} / (\rho_{\text{evap\_bhe}})) / (\text{PI} * D_{\text{i\_bhe}}^2 / 4)$

$\text{Re}_{\text{evap\_bhe}} = (\rho_{\text{evap\_bhe}} * v_{\text{avg\_bhe}} * D_{\text{i\_bhe}}) / \mu_{\text{evap\_bhe}}$

$\text{Pr}_{\text{evap\_bhe}} = \text{prandtl}(EA; T=T_{\text{m\_evap\_bhe}}; C=C_{\text{EA}})$

$\text{Nusselt}_{\text{evap\_bhe}} = C_1 * \text{Re}_{\text{evap\_bhe}}^m * \text{Pr}_{\text{evap\_bhe}}^{0,33} * (\mu_{\text{evap\_bhe}} / \mu_{\text{evap\_brine\_w}})^{0,17}$   
"Nusselt korrelasjon fra Kumar"

$h_{\text{evap\_bhe}} = \text{Nusselt}_{\text{evap\_bhe}} * k_{\text{evap\_bhe}} / D_{\text{i\_bhe}}$   
varmeovergangstall"

"Konvektivt

$\text{DELTAT}_{1\_evap} = T_9 - T_{\text{sat\_evap}}$

$\text{DELTAT}_{2\_evap} = T_5 - T_{\text{sat\_evap}}$

$\text{DELTAT}_{\text{lm\_evap}} = (\text{DELTAT}_{1\_evap} - \text{DELTAT}_{2\_evap}) / \ln(\text{DELTAT}_{1\_evap} / \text{DELTAT}_{2\_evap})$

"Temperatur fra grunn inn på fordamper"

$$D_{\text{pipe}_i} = D_{\text{pipe}_y} - (2 \cdot 0,0024) \text{ [m]}$$

kollektorrør"

"Indre diameter

$$D_{\text{pipe}_y} = 0,032 \text{ [m]}$$

kollektorrør"

"Ytre diameter

$$D_{\text{ed}_y} = N_{\text{tube}}^{0,5} \cdot D_{\text{pipe}_y}$$

diameter. Hentet fra X. Yu et al. 2020"

"Ekvivalent ytre

$$N_{\text{tube}} = 2$$

"Antall rør"

$$D_{\text{ed}_i} = N_{\text{tube}}^{0,5} \cdot D_{\text{pipe}_i}$$

indre diameter. Hentet fra X. Yu et al. 2020"

"Ekvivalent

$$k_{\text{pipe}} = 0,42 \text{ [W/m} \cdot \text{K]}$$

$$R_{\text{pipe}} = \ln \left( \frac{D_{\text{ed}_y/2}}{D_{\text{ed}_i/2}} \right) / (2 \cdot \pi \cdot k_{\text{pipe}} \cdot L_{\text{pipe}})$$

$$T_9 = T_s - (T_s - T_5) \cdot \exp \left( -1 / (m_{\text{dot\_borehole}} \cdot C_p_{\text{brine}} \cdot R_{\text{tot}} \cdot \text{convert (kW;W)}) \right)$$

inn på fordamper"

"Temperatur

$$R_{\text{brine}} = 1 / (h_{\text{brine}} \cdot A_s)$$

$$L_{\text{pipe}} = 200 \text{ [m]}$$

kollektorrøret"

"Lengden på

$$k_{\text{brine}} = \text{conductivity}(EA; T=T_5; C=C_{EA})$$

"Hentet fra

Haug, 2016"

$$R_{\text{tot}} = (R_{\text{brine}} + R_{\text{pipe}})$$

$$A_s = \pi \cdot D_{\text{ed}_i} \cdot L_{\text{pipe}}$$

$$h_{\text{brine}} = (\text{Nusselt}_{\text{brine}} \cdot k_{\text{brine}}) / D_{\text{pipe}_i}$$

$$\text{Pr}_{\text{brine}} = \text{prandtl}(EA; T=T_5; C=C_{EA})$$

$$\text{Re}_{\text{brine}} = (\rho_{\text{brine}} \cdot V_{\text{avg\_brine}} \cdot D_{\text{pipe}_i}) / \mu_{\text{brine}}$$

$$V_{\text{avg\_brine}} = (m_{\text{dot\_borehole}} / \rho_{\text{brine}}) / (\pi \cdot D_{\text{pipe}_i}^2 / 4)$$

$$\text{Nusselt}_{\text{brine}} = \left( \frac{f}{8} \right) \cdot (\text{Re}_{\text{brine}} - 1000) \cdot \text{Pr}_{\text{brine}} / (1 + 12,7 \cdot \left( \frac{f}{8} \right)^{0,5} \cdot (\text{Pr}_{\text{brine}}^{2/3} - 1))$$

Gnielinski"

"

$$f = 1 / (1,82 \cdot \log_{10} (\text{Re}_{\text{brine}} - 1,64))^2$$

"Pethukov"

"Areal fordamper"

$$U_{\text{evap}} = 1 / \left( \left( \frac{1}{h_{\text{evap\_wf}}} \right) + \left( \frac{t_p}{k_p} \right) + \left( \frac{1}{h_{\text{evap\_bhe}}} \right) + R_{f\_evap\_wf} + R_{f\_evap\_brine} \right)$$

**SOLUTION****Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg**

$A_{\text{condensator}} = 3,733 \text{ [m}^2\text{]}$   
 $A_s = 24,17 \text{ [m}^2\text{]}$   
 $\text{COP}_{\text{carnot}} = 5,035$   
 $c_{p\text{brine}} = 4,169 \text{ [kJ/kg}\cdot\text{K]}$   
 $c_{p\text{evap,bhe}} = 4,176 \text{ [kJ/kg}\cdot\text{K]}$   
 $C_1 = 0,348$   
 $\text{CEA} = 30 \text{ [\%]}$   
 $\Delta T_{1,\text{evap}} = 9,373 \text{ [K]}$   
 $\Delta T_{2,\text{evap}} = 5 \text{ [K]}$   
 $\Delta T_{\text{im,evap}} = 6,959 \text{ [K]}$   
 $D_{\text{d,y}} = 0,04525 \text{ [m]}$   
 $D_{\text{l,heating}} = 0,0431 \text{ [m]}$   
 $D_{\text{pipe,l}} = 0,0272 \text{ [m]}$   
 $\eta_{\text{comp}} = 0,8196$   
 $\eta_{\text{l,cond}} = 0,7809$   
 $f = 0,02347$   
 $G_{\text{wr}} = 39,16 \text{ [kg/m}^2\cdot\text{s]}$   
 $h_{0,\text{wr}} = 1540 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{22} = 208,7 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{2a} = 1784 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_3 = 439,9 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{\text{orine}} = 693 \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]}$   
 $h_{\text{evap,bhe}} = 3513 \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]}$   
 $h_{\text{evap,l}} = 196,9 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{\text{fg,cond,wr}} = 1025 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{\text{g,cond,wr}} = 1491 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{\text{l,cond,wr}} = 465,4 \text{ [kJ/kg]}$   
 $k_{\text{cond,wr}} = 0,03055 \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]}$   
 $k_{\text{evap,bhe}} = 0,4002 \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]}$   
 $k_{\text{evap,wr,L}} = 0,5614 \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]}$   
 $k_p = 15 \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]}$   
 $L_{\text{pipe}} = 200 \text{ [m]}$   
 $L_{\text{tot,borehole}} = 1316 \text{ [m]}$   
 $\mu_{\text{brine}} = 0,006066 \text{ [kg/m}^3\cdot\text{s]}$   
 $\mu_{\text{cond,v}} = 0,00001085 \text{ [kg/m}^3\cdot\text{s]}$   
 $\mu_{\text{evap,bhe}} = 0,005412 \text{ [kg/m}^3\cdot\text{s]}$   
 $\mu_{\text{evap,L}} = 0,0001714 \text{ [kg/m}^3\cdot\text{s]}$   
 $\mu_{\text{heating}} = 0,0006548 \text{ [kg/m}^3\cdot\text{s]}$   
 $\dot{m}_{\text{brine}} = 3,291 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{\text{wr}} = 0,04465 \text{ [kg/s]}$   
 $\text{Nusselt}_{\text{cond,wr}} = 34036$   
 $\text{Nusselt}_{\text{evap,wr}} = 29459$   
 $\nu_{\text{cond}} = 7,151\text{E-}07 \text{ [m}^2\text{/s]}$   
 $N_{\text{tube}} = 2$   
 $\phi_{\text{borehole}} = 0,035 \text{ [kW/m]}$   
 $P_{\text{rbrine}} = 63,42$   
 $P_{\text{heating}} = 4,356$   
 $\psi_1 = -212,7 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_2 = 5,175 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_3 = 311,2 \text{ [kJ/kg]}$   
 $P_0 = 101 \text{ [kPa]}$   
 $P_{10} = 200 \text{ [kPa]}$   
 $P_{22} = 50 \text{ [kPa]}$   
 $P_3 = 2026 \text{ [kPa]}$

$A_{\text{evaporator}} = 7,319 \text{ [m}^2\text{]}$   
 $\beta_{\text{chevron}} = 30$   
 $\text{COP}_{\text{HP}} = 4,307$   
 $c_{p\text{cond,wr}} = 3,6 \text{ [kJ/kg}\cdot\text{K]}$   
 $c_{p\text{heating}} = 4,18 \text{ [kJ/kg}\cdot\text{K]}$   
 $C_{717} = 0,0675$   
 $\Delta T_{1,\text{cond}} = 5 \text{ [K]}$   
 $\Delta T_{2,\text{cond}} = 25 \text{ [K]}$   
 $\Delta T_{\text{im,cond}} = 12,43 \text{ [K]}$   
 $D_{\text{d,l}} = 0,03847 \text{ [m]}$   
 $D_{\text{l,bhe}} = 0,0703 \text{ [m]}$   
 $D_{\text{pipe,HP}} = 0,0381 \text{ [m]}$   
 $D_{\text{pipe,y}} = 0,032 \text{ [m]}$   
 $\eta_{\text{l,comp}} = 0,871$   
 $\eta_{\text{l,evap}} = 0,6052$   
 $g_{\text{gravity}} = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$   
 $h_{0,\text{water}} = 91,75 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_1 = 1472 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{23} = 125,1 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{2s} = 1727 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_4 = 439,9 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{\text{cond,wr}} = 27289 \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]}$   
 $h_{\text{evap,g}} = 1461 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{\text{evap,wr}} = 17977 \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]}$   
 $h_{\text{fg,evap,wr}} = 1265 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{\text{heating}} = 8250 \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]}$   
 $k_{\text{brine}} = 0,3987 \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]}$   
 $k_{\text{cond,wr,L}} = 0,4027 \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]}$   
 $k_{\text{evap,wr}} = 0,02325 \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]}$   
 $k_{\text{heating}} = 0,6283 \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]}$   
 $k_{\text{pipe}} = 0,42 \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]}$   
 $L_{\text{plate}} = 0,524 \text{ [m]}$   
 $m = 0,663$   
 $\mu_{\text{cond,L}} = 0,00009912 \text{ [kg/m}^3\cdot\text{s]}$   
 $\mu_{\text{cond,water,w}} = 0,0005721 \text{ [kg/m}^3\cdot\text{s]}$   
 $\mu_{\text{evap,brine,w}} = 0,006117 \text{ [kg/m}^3\cdot\text{s]}$   
 $\mu_{\text{evap,v}} = 0,000009036 \text{ [kg/m}^3\cdot\text{s]}$   
 $\dot{m}_{\text{borehole}} = 0,5 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{\text{heating}} = 0,7178 \text{ [kg/s]}$   
 $\text{Nusselt}_{\text{brine}} = 47,27$   
 $\text{Nusselt}_{\text{evap,bhe}} = 617,2$   
 $\text{Nusselt}_{\text{heating}} = 566$   
 $N_{\text{borehole}} = 6,581$   
 $\omega = 0,2558$   
 $\text{PR} = 5,313$   
 $P_{\text{revap,bhe}} = 56,47$   
 $P_{\text{r,evap}} = 1,424$   
 $\psi_2 = 460,4 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_{23} = 0,3944 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_4 = -117,4 \text{ [kJ/kg]}$   
 $P_1 = 381,2 \text{ [kPa]}$   
 $P_2 = 2026 \text{ [kPa]}$   
 $P_{23} = 50 \text{ [kPa]}$   
 $P_4 = 381,2 \text{ [kPa]}$

$P_c = 11333 \text{ [kPa]}$   
 $P_{\text{sat,evap}} = 381,2 \text{ [kPa]}$   
 $\dot{Q}_{\text{evap}} = 46,07 \text{ [kJ/s]}$   
 $R_{\text{brine}} = 3859$   
 $R_{\text{heating}} = 32382$   
 $Re_{L,\text{evap}} = 3482$   
 $\rho_{\text{cond,L}} = 554,4 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $\rho_{\text{evap,bhe}} = 963 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $\rho_{\text{evap,V}} = 3,379 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $\rho_{\text{mean,evap,wf}} = 3,051 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $R_{t,\text{cond,wf}} = 0,0003 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $R_{t,\text{evap,wf}} = 0,0003 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $R_{\text{pipe}} = 0,0003079 \text{ [K/W]}$   
 $s_{0,\text{water}} = 0,3228 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $s_1 = 5,71 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $s_{22} = 0,7018 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $s_{2s} = 5,71 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $s_4 = 1,889 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $T_1 = 275 \text{ [K]}$   
 $T_{22} = 323 \text{ [K]}$   
 $T_3 = 323 \text{ [K]}$   
 $T_5 = 275 \text{ [K]}$   
 $T_c = 405,4 \text{ [K]}$   
 $T_{m,\text{evap}} = 272,5 \text{ [K]}$   
 $T_{m,\text{evap,brine}} = 277,2 \text{ [K]}$   
 $T_{m,\text{evap,wf}} = 272,5 \text{ [K]}$   
 $t_p = 0,00173 \text{ [m]}$   
 $T_{\text{sat},1} = 270 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{sat,evap}} = 270 \text{ [K]}$   
 $U_{\text{evap}} = 904,5 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $V_{\text{avg,brine}} = 0,8926 \text{ [m/s]}$   
 $W_{\text{comp}} = 13,93 \text{ [kJ/s]}$   
 $x_4 = 0,1999$   
 $\dot{X}_{\text{dest,comp}} = 1,797 \text{ [kJ/s]}$   
 $\dot{X}_{\text{dest,evap}} = 1,681 \text{ [kJ/s]}$   
 $x_{\text{evap,mean}} = 0,6$   
 $x_{\text{sat,vapor}} = 1$

$P_{\text{sat}} = 381,2 \text{ [kPa]}$   
 $\dot{Q}_{\text{cond}} = 60 \text{ [kJ/s]}$   
 $R\$ = \text{'R717'}$   
 $Re_{\text{evap,bhe}} = 11013$   
 $Re_{L,\text{cond}} = 7527$   
 $\rho_{\text{brine}} = 964,1 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $\rho_{\text{cond,V}} = 17,93 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $\rho_{\text{evap,L}} = 639,6 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $\rho_{\text{heating}} = 992,3 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $R_{\text{brine}} = 0,0000597 \text{ [K/W]}$   
 $R_{t,\text{evap,brine}} = 0,00035 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $R_{t,\text{heating}} = 0,0002 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $R_{\text{tot}} = 0,0003676 \text{ [K/W]}$   
 $s_{0,\text{wf}} = 6,58 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $s_2 = 5,846 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $s_{23} = 0,4347 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $s_3 = 1,797 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $T_0 = 295 \text{ [K]}$   
 $T_2 = 423,4 \text{ [K]}$   
 $T_{23} = 303 \text{ [K]}$   
 $T_4 = 270 \text{ [K]}$   
 $T_9 = 279,4 \text{ [K]}$   
 $T_{m,\text{cond,wall}} = 320,5 \text{ [K]}$   
 $T_{m,\text{evap,bhe}} = 277,2 \text{ [K]}$   
 $T_{m,\text{evap,brine,w}} = 274,8 \text{ [K]}$   
 $T_{m,\text{HP,hot}} = 313 \text{ [K]}$   
 $T_s = 281 \text{ [K]}$   
 $T_{\text{sat,cond}} = 328 \text{ [K]}$   
 $U_{\text{cond}} = 1293 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $v_{\text{avg,bhe}} = 0,8804 \text{ [m/s]}$   
 $v_{\text{avg,heating}} = 0,4958 \text{ [m/s]}$   
 $X_3 = 0$   
 $x_{\text{cond,mean}} = 0,5$   
 $\dot{X}_{\text{dest,cond}} = 1,459 \text{ [kJ/s]}$   
 $\dot{X}_{\text{dest,exp}} = 1,215 \text{ [kJ/s]}$   
 $x_L = 0$   
 $x_V = 1$

## Vedlegg K EES koding og resultater solfanger

---

"Solfangere"

---

G_s = 1000 [W/m^2] dag"	"Solintensitet for skyfri
T_a = 293 [K]	"Utetemperatur"
T_s = 4350	"Sol temperatur"
T_20 = 313 [K] solfanger"	"Temperatur inn på
T_19 = T_20 T_21 = 343 [K] solfanger"	"Temperatur ut av
T_14 = 308 [K] T_15 = 338 [K]	
P_20 = 202 [kPa]	"Trykk ut av solfanger"
P_19 = P_20 P_21 = 202 [kPa] P_15 = 202 [kPa]	"Trykk inn på solfanger"
P_14 = P_15 h_14=enthalpy(Water,T=T_14;P=P_14) h_15=enthalpy(Water,T=T_15;P=P_15)	
s_14=entropy(Water,T=T_14;P=P_14) s_15=entropy(Water,T=T_15;P=P_15)	
h_21=enthalpy(PG,T=T_21;C=C_PG;P=P_21)	"Entalpi ut av solfanger"
h_20=enthalpy(PG,T=T_20;C=C_PG;P=P_20) solfanger"	"Entalpi inn på
h_19 = h_20	
T_m_sun = (T_20 + T_21) / 2 solfangertemperatur"	"Midlere
T_m_w = (T_15 + T_14) / 2	
T_m_HX2_w = (T_m_sun + T_m_w)/2 HX2 ved veksleren"	"Midlere temperatur i
I_o = 1001 [kWh/m^2] solenergi ved optimal vinkel"	" Årlig innstrålt
f_A = 1 asimutvinkel"	"Korreksjonsfaktor for
f_H = 1 helningsvinkel"	"Korreksjonsfaktor for
Alpha_sf = 40	"Helningsvinkel"
C_PG = 40	"Blandingsforhold glykol"



$cp\_sun = cp(PG; T=T\_m\_sun; C=C\_PG)$   
 varmekapasitet propylenglykol" "spesifikk

$cp\_HX2 = cp(Water; T=T\_m\_w; P=P\_15)$

$\rho\_sun = density(PG; T=T\_m\_sun; C=C\_PG)$   
 "Tetthet propylenglykol"

$\rho\_HX2 = density(Water; T=T\_m\_w; P=P\_15)$

$\mu\_sun = viscosity(PG; T=T\_m\_sun; C=C\_PG)$   
 propylenglykol" "Dynamisk viskositet

$\mu\_HX2 = viscosity(Water; T=T\_m\_w; P=P\_15)$

$\mu\_HX2\_sun\_w = viscosity(PG; T=T\_m\_HX2\_w; C=C\_PG)$

$\mu\_HX2\_water\_w = viscosity(Water; T=T\_m\_HX2\_w; P=P\_15)$

$k\_sun = conductivity(PG; T=T\_m\_sun; C=C\_PG)$

$k\_HX2 = conductivity(Water; T=T\_m\_w; P=P\_15)$

$P\_0 = 101$  [kPa]  
 $T\_0 = 279,3$  [K]  
 klimadata for månedene mai-september"  
 $T\_0\_inne = 295$  [K]  
 $h\_0\_sun = enthalpy(PG; T=T\_0; C=C\_PG; P=P\_0)$   
 $h\_0\_w = enthalpy(Water; T=T\_0; P=P\_0)$   
 $s\_0\_w = entropy(Water; T=T\_0; P=P\_0)$

$\eta_0 = 0,821$  "Årsmiddel hentet fra

$\eta_0 = 0,821$  "Optisk

virkningsgrad solfanger. Hentet fra produktdatablad"  
 $a_1 = 3,669$  [W/m<sup>2</sup>-K]  
 $a_2 = 0,0129$  [W/m<sup>2</sup>-K<sup>2</sup>]  
 $\eta_{sun} = \eta_0 - (a_1 * (T_{m\_sun} - T_a) / G_s) - (a_2 * (T_{m\_sun} - T_a)^2 / G_s)$

$Q_{dot\_dhw} = 125000$  [kWh] "Antar boligbygg 5000  
 m<sup>2</sup>. Årlig energibehov varmttappenvann 25\*5000 = 125 kWh. Solfangere skal dekke 60 % av behovet"  
 $\eta_{dekn} = 0,6$

$A_{sf} = 2,354$  [m<sup>2</sup>]  
 $A_{sf\_tot} = Q_{dot\_dhw} * \eta_{dekn} / Q_{dot\_sun}$

$N_{sf} = A_{sf\_tot} / A_{sf}$  "Antall solfangere"

$Q_{dot\_sun\_tot} = Q_{dot\_sun} * A_{sf\_tot}$

"Massebalanse"

$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} = \dot{m}_{sun}$

$\dot{m}_{dot\_sf} = 0,05$  [kg/s] "Hentet fra produktark"  
 $\dot{m}_{dot\_sun} = \dot{m}_{dot\_sf} * N_{sf}$

"Energibalanse"

$$Q_{\text{sun}} = \dot{m}_{\text{sun}} \cdot C_{p,\text{sun}} \cdot (T_{21} - T_{20})$$

"Effekt solfanger"

$$Q_{\text{dot_sun}} = I_o \cdot \eta_{\text{sun}} \cdot f_A \cdot f_H$$

"Energi solfanger"

$$\dot{m}_{\text{sun}} \cdot (h_{21} - h_{19}) / (h_{15} - h_{14}) = \dot{m}_{15}$$

"HX2"

"Eksergibalanse"

$$\psi_{21} = (h_{21} - h_{0,\text{sun}}) - (T_{0,\text{inne}} \cdot (c_{p,\text{sun}} \cdot \ln(T_{21}/T_{0,\text{inne}})))$$

$$\psi_{20} = (h_{20} - h_{0,\text{sun}}) - (T_{0,\text{inne}} \cdot (c_{p,\text{sun}} \cdot \ln(T_{20}/T_{0,\text{inne}})))$$

$$\psi_{19} = (h_{19} - h_{0,\text{sun}}) - (T_{0,\text{inne}} \cdot (c_{p,\text{sun}} \cdot \ln(T_{19}/T_{0,\text{inne}})))$$

$$\psi_{14} = (h_{14} - h_{0,\text{w}}) - (T_{0,\text{inne}} \cdot (s_{14} - s_{0,\text{w}}))$$

$$\psi_{15} = (h_{15} - h_{0,\text{w}}) - (T_{0,\text{inne}} \cdot (s_{15} - s_{0,\text{w}}))$$

$$X_{\text{dot_inn_f}} = \dot{m}_{\text{sun}} \cdot c_{p,\text{sun}} \cdot (T_{20} - T_a - T_a \cdot \ln(T_{20}/T_a))$$

$$X_{\text{dot_inn_r}} = A_{\text{sf_tot}} \cdot (G_s \cdot \text{convert}(W;kw)) \cdot (1 - (T_a/T_s))$$

$$X_{\text{dot_inn}} = X_{\text{dot_inn_f}} + X_{\text{dot_inn_r}}$$

$$X_{\text{dot_ut}} = \dot{m}_{\text{sun}} \cdot c_{p,\text{sun}} \cdot (T_{21} - T_a - T_a \cdot \ln(T_{21}/T_a))$$

$$X_{\text{dot_dest_sun}} = X_{\text{dot_inn}} - X_{\text{dot_ut}}$$

$$S_{\text{gen_HX2}} = \dot{m}_{\text{sun}} \cdot (c_{p,\text{sun}} \cdot \ln(T_{19}/T_{21})) + \dot{m}_{15} \cdot (s_{15} - s_{14})$$

"HX2"

$$X_{\text{dot_dest_HX2}} = T_{0,\text{inne}} \cdot s_{\text{gen_HX2}}$$

"Second order efficiency"

$$\eta_{\text{II_sun}} = (X_{\text{dot_ut}} - X_{\text{dot_inn_f}}) / (A_{\text{sf_tot}} \cdot (G_s \cdot \text{convert}(W;kw)) \cdot (1 - (T_a/T_s)))$$

$$\eta_{\text{II_HX2}} = (\dot{m}_{15} \cdot (s_{15} - s_{14})) / (\dot{m}_{\text{sun}} \cdot (\psi_{21} - \psi_{19}))$$

"HX2"

"Nusselt sun"

$$D_{i,\text{sun}} = 0,0703 \text{ [m]}$$

$\dot{m}_{\text{sun}}$  og maksimalt trykkfall 100 Pa/m"

"Indre diameter ved

$$v_{\text{avg_sun}} = (\dot{m}_{\text{sun}} / \rho_{\text{sun}}) / (\text{PI} \cdot D_{i,\text{sun}}^2 / 4)$$

$$\text{Re}_{\text{sun}} = (\rho_{\text{sun}} \cdot v_{\text{avg_sun}} \cdot D_{i,\text{sun}}) / \mu_{\text{sun}}$$

$$\text{Pr}_{\text{sun}} = \text{prandtl}(PG; T=T_{m,\text{sun}}; C=C_{PG})$$

$$\text{Nusselt}_{\text{sun}} = C_1 \cdot \text{Re}_{\text{sun}}^m \cdot \text{Pr}_{\text{sun}}^{0,33} \cdot (\mu_{\text{sun}} / \mu_{\text{HX2_sun_w}})^{0,17}$$

Kumar"

"Nusselt korrelasjon fra

$$C_1 = 0,348$$

dependant constant @ 30 degrees"

"Chevron angle

$$m = 0,663$$

"Chevron angle

dependant constant @ 30 degrees"

$$h_{\text{sun}} = \text{Nusselt}_{\text{sun}} * k_{\text{sun}} / D_{\text{i_sun}}$$

varmeovergangstall"

"Konvektivt

$$\text{DELTA}_{\text{T}_1} = T_{\text{21}} - T_{\text{15}}$$

$$\text{DELTA}_{\text{T}_2} = T_{\text{19}} - T_{\text{14}}$$

DELTA<sub>T2</sub>; Betyr at LMTD = DELTA<sub>T1</sub> = DELTA<sub>T2</sub>"

"DELTA<sub>T1</sub> =

$$\text{DELTA}_{\text{T}_m} = \text{DELTA}_{\text{T}_1}$$

"Nusselt HX2"

$$D_{\text{i_HX2}} = 0,0703 \text{ [m]}$$

m<sub>dot\_15</sub> og maksimalt trykfall 100 Pa/m"

"Indre diameter ved

$$v_{\text{avg_HX2}} = (m_{\text{dot_15}} / \rho_{\text{HX2}}) / (\text{PI} * D_{\text{i_HX2}}^2 / 4)$$

$$\text{Re}_{\text{HX2}} = (\rho_{\text{HX2}} * v_{\text{avg_HX2}} * D_{\text{i_HX2}}) / \mu_{\text{HX2}}$$

$$\text{Pr}_{\text{HX2}} = \text{prandtl}(\text{Water}; T=T_{\text{m_HX2_w}}; P=P_{\text{15}})$$

$$\text{Nusselt}_{\text{HX2}} = C_1 * \text{Re}_{\text{HX2}}^m * \text{Pr}_{\text{HX2}}^{0,33} * (\mu_{\text{HX2}} / \mu_{\text{HX2_water_w}})^{0,17}$$

Kumar"

"Nusselt korrelasjon fra

$$h_{\text{HX2}} = \text{Nusselt}_{\text{HX2}} * k_{\text{HX2}} / D_{\text{i_HX2}}$$

varmeovergangstall"

"Konvektivt

"HX2"

$$U_{\text{HX2}} = 1 / ((1 / h_{\text{sun}}) + (t_{\text{p}} / k_{\text{p}}) + (1 / h_{\text{HX2}}) + R_{\text{f_sun}} + R_{\text{f_HX2}})$$

røringskoeffisient for HX 2"

"Varmeove

$$t_{\text{p}} = 0,00229 \text{ [m]}$$

hentet fra produktdatablad SWEP B220"

"Platetykkelse i veksler,

$$k_{\text{p}} = 15 \text{ [W/m*K]}$$

$$R_{\text{f_sun}} = 0,00035 \text{ [m}^2\text{*K/W]}$$

fra table 11-2 i Cengel Heat & Mass"

$$R_{\text{f_HX2}} = 0,0002 \text{ [m}^2\text{*K/W]}$$

fra table 11-2 i Cengel Heat & Mass"

"Fouling faktor hentet

"Fouling faktor hentet

$$A_{\text{HX2}} = Q_{\text{sun}} * \text{convert}(\text{kW}; \text{W}) / (U_{\text{HX2}} * \text{DELTA}_{\text{T}_m})$$

"Areal av varmeveksler"

**SOLUTION**

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

$\alpha_{sf} = 40$   
 $a_2 = 0,0129 \text{ [W/m}^2\text{-K}^2\text{]}$   
 $A_{sf} = 2,354 \text{ [m}^2\text{]}$   
 $c_{p,HX2} = 4,181 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $C_1 = 0,348$   
 $\Delta T_1 = 5 \text{ [K]}$   
 $\Delta T_{im} = 5 \text{ [K]}$   
 $D_{i,sun} = 0,0703 \text{ [m]}$   
 $\eta_{detr} = 0,6$   
 $\eta_{ll,sun} = 0,2767$   
 $f_A = 1$   
 $G_s = 1000 \text{ [W/m}^2\text{]}$   
 $h_{0,w} = 25,95 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{15} = 271,6 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{20} = 125,8 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{HX2} = 7879 \text{ [W/m}^2\text{K}^2\text{]}$   
 $l_0 = 1001 \text{ [kWh/m}^2\text{]}$   
 $k_p = 15 \text{ [W/m}^2\text{K}^2\text{]}$   
 $m = 0,663$   
 $\mu_{HX2,sun,w} = 0,00153 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$   
 $\mu_{sun} = 0,001441 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$   
 $\dot{m}_{sf} = 0,05 \text{ [kg/s]}$   
 $Nusselt_{HX2} = 864,8$   
 $N_{sf} = 47,03$   
 $Pr_{sun} = 13,01$   
 $\psi_{15} = 10,24 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_{20} = 58,64 \text{ [kJ/kg]}$   
 $P_0 = 101 \text{ [kPa]}$   
 $P_{15} = 202 \text{ [kPa]}$   
 $P_{20} = 202 \text{ [kPa]}$   
 $\dot{Q}_{dhw} = 125000 \text{ [kWh]}$   
 $\dot{Q}_{sun,tot} = 75000 \text{ [kWh]}$   
 $Re_{HX2} = 70922$   
 $\rho_{HX2} = 988,1 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $R_{t,HX2} = 0,0002 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $s_{0,w} = 0,0936 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $s_{15} = 0,8917 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $T_0 = 279,3 \text{ [K]}$   
 $T_{14} = 308 \text{ [K]}$   
 $T_{19} = 313 \text{ [K]}$   
 $T_{21} = 343 \text{ [K]}$   
 $T_{m,HX2,w} = 325,5 \text{ [K]}$   
 $T_{m,w} = 323 \text{ [K]}$   
 $T_s = 4350 \text{ [K]}$   
 $v_{avg,HX2} = 0,5597 \text{ [m/s]}$   
 $\dot{X}_{dest,HX2} = 3,756 \text{ [kJ/s]}$   
 $\dot{X}_{inn} = 109,1 \text{ [kJ/s]}$   
 $\dot{X}_{inn,r} = 103,3 \text{ [kJ/s]}$

$a_1 = 3,669 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$   
 $A_{HX2} = 56,79 \text{ [m}^2\text{]}$   
 $A_{sf,tot} = 110,7 \text{ [m}^2\text{]}$   
 $c_{p,sun} = 3,818 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $CPG = 40 \text{ [%]}$   
 $\Delta T_2 = 5 \text{ [K]}$   
 $D_{i,HX2} = 0,0703 \text{ [m]}$   
 $\eta_0 = 0,821$   
 $\eta_{ll,HX2} = 0,8605$   
 $\eta_{sun} = 0,6768$   
 $f_H = 1$   
 $h_{0,sun} = 0,4518 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{14} = 146,2 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{19} = 125,8 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{21} = 240,3 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{sun} = 4449 \text{ [W/m}^2\text{K}^2\text{]}$   
 $k_{HX2} = 0,6405 \text{ [W/m}^2\text{K}^2\text{]}$   
 $k_{sun} = 0,4231 \text{ [W/m}^2\text{K}^2\text{]}$   
 $\mu_{HX2} = 0,0005482 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$   
 $\mu_{HX2,water,w} = 0,000526 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$   
 $\dot{m}_{15} = 2,147 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{sun} = 2,351 \text{ [kg/s]}$   
 $Nusseltsun = 739,3$   
 $Pr_{HX2} = 3,419$   
 $\psi_{14} = -0,5525 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_{19} = 58,64 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_{21} = 70,09 \text{ [kJ/kg]}$   
 $P_{14} = 202 \text{ [kPa]}$   
 $P_{19} = 202 \text{ [kPa]}$   
 $P_{21} = 202 \text{ [kPa]}$   
 $\dot{Q}_{sun} = 677,5 \text{ [kWh/m}^2\text{]}$   
 $Q_{sun} = 269,3 \text{ [kJ/s]}$   
 $Re_{sun} = 29550$   
 $\rho_{sun} = 1010 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $R_{t,sun} = 0,00035 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $s_{14} = 0,503 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_{gen,HX2} = 0,01273 \text{ [kJ/s}^{\circ}\text{K]}$   
 $T_{0,Ine} = 295 \text{ [K]}$   
 $T_{15} = 338 \text{ [K]}$   
 $T_{20} = 313 \text{ [K]}$   
 $T_a = 293 \text{ [K]}$   
 $T_{m,sun} = 328 \text{ [K]}$   
 $t_p = 0,00229 \text{ [m]}$   
 $U_{HX2} = 948,4 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $v_{avg,sun} = 0,5998 \text{ [m/s]}$   
 $\dot{X}_{dest,sun} = 74,68 \text{ [kJ/s]}$   
 $\dot{X}_{inn,r} = 5,863 \text{ [kJ/s]}$   
 $\dot{X}_{ut} = 34,43 \text{ [kJ/s]}$

No unit problems were detected.

## Vedlegg L EES koding energibrønn

---

### "Parameterere"

---

T\_0 = 279,3 [K] "Dead state  
temperature = Annual mean temperatur Oslo"

T\_0\_inne = 295 [K] "Dead state  
temperature = innetemperatur"

T\_5 = 275  
T\_5\_sommer = T\_9  
T\_6 = T\_5  
T\_7 = T\_5  
T\_8 = T\_5  
T\_9 = 279,4 "Fra EES\_varmepumpe"  
T\_10 = T\_5\_sommer  
T\_11 = T\_10 + (Q\_dot\_HX1 / (m\_dot\_10 \* cp\_brine))  
T\_12 = 318 [K]  
T\_13 = 308 [K]  
T\_g = 281 [K]

T\_m\_brine = (T\_10 + T\_11)/2  
T\_m\_HX1 = (T\_12 + T\_13)/2

P\_0 = 101 [kPa] "Dead state pressure 1  
atm"  
P\_12 = 200 [kPa]  
P\_13 = P\_12  
P\_10 = 200 [kPa]  
P\_9 = P\_10  
P\_11 = P\_10  
P\_8 = P\_11  
C\_EA = 30 "Blandingsforhold; 30 %  
etanol og 70 % vann"

mu\_brine=viscosity(EA;T=T\_m\_brine;C=C\_EA)  
mu\_HX1=viscosity(Water;T=T\_m\_HX1;P=P\_12)

cp\_brine=cp(EA;T=T\_10;C=C\_EA)  
cp\_HX1=cp(Water;T=T\_m\_HX1;P=P\_12)

k\_brine=conductivity(EA;T=T\_m\_brine;C=C\_EA)  
k\_HX1=conductivity(Water;T=T\_m\_HX1;P=P\_12)

rho\_brine=density(EA;T=T\_m\_brine;C=C\_EA)  
rho\_HX1=density(Water;T=T\_m\_HX1;P=P\_12)

h\_0\_brine=enthalpy(EA;T=T\_0;C=C\_EA;P=P\_0)  
h\_0\_w=enthalpy(Water;T=T\_0\_inne;P=P\_0)  
h\_8=enthalpy(EA;T=T\_8;C=C\_EA;P=P\_8)  
h\_9=enthalpy(EA;T=T\_9;C=C\_EA;P=P\_9)  
h\_10=enthalpy(EA;T=T\_10;C=C\_EA;P=P\_10)  
h\_11=enthalpy(EA;T=T\_11;C=C\_EA;P=P\_11)  
h\_12=enthalpy(Water;T=T\_12;P=P\_12)  
h\_13=enthalpy(Water;T=T\_13;P=P\_13)

s\_12=entropy(Water;T=T\_12;P=P\_12)  
s\_13=entropy(Water;T=T\_13;P=P\_13)  
s\_0\_w=entropy(Water;T=T\_0\_inne;P=P\_0)

---

## "Energibrønner"

---

### "Massebalanse"

$m_{\dot{brine\_R290}} = 3,065 \text{ [kg/s]}$   
 $m_{\dot{brine\_R600a}} = 3,246 \text{ [kg/s]}$   
 $m_{\dot{brine\_R717}} = 3,291 \text{ [kg/s]}$

$m_{\dot{10}} = m_{\dot{brine\_R600a}}$   
 $m_{\dot{8}} = m_{\dot{10}}$   
 $m_{\dot{9}} = m_{\dot{8}}$   
 $m_{\dot{10}} = m_{\dot{11}}$   
 $m_{\dot{12}} = 2,146 \text{ [kg/s]}$   
 $m_{\dot{13}} = m_{\dot{12}}$

### "Energibalanse"

$Q_{\dot{evap\_R290}} = 42,91 \text{ [kJ/s]}$

$Q_{\dot{evap\_R600a}} = 45,45 \text{ [kJ/s]}$

$Q_{\dot{evap\_R717}} = 46,07 \text{ [kJ/s]}$

$Q_{\dot{borehole}} = Q_{\dot{evap\_R600a}}$

"Brønnpark"

$Q_{\dot{HX1}} = m_{\dot{12}} * (h_{12} - h_{13})$

"Effekt HX1"

### "Eksergibalanse"

$\psi_8 = (h_8 - h_{0\_brine}) - (T_0 * (cp_{brine} * \ln(T_8/T_0)))$   
 $\psi_9 = (h_9 - h_{0\_brine}) - (T_0 * (cp_{brine} * \ln(T_9/T_0)))$   
 $\psi_{10} = (h_{10} - h_{0\_brine}) - (T_{0\_inne} * (cp_{brine} * \ln(T_{10}/T_{0\_inne})))$   
 $\psi_{11} = (h_{11} - h_{0\_brine}) - (T_{0\_inne} * (cp_{brine} * \ln(T_{11}/T_{0\_inne})))$   
 $\psi_{12} = (h_{12} - h_{0\_w}) - (T_{0\_inne} * (s_{12} - s_{0\_w}))$   
 $\psi_{13} = (h_{13} - h_{0\_w}) - (T_{0\_inne} * (s_{13} - s_{0\_w}))$

### "Exergy Destruction"

$S_{\dot{gen\_HX1}} = m_{\dot{12}} * (s_{13} - s_{12}) + m_{\dot{10}} * cp_{brine} * \ln(T_{11}/T_{10})$   
substances:  $S_2 - S_1 = Cp_{avg} * \ln(T_2/T_1) \rightarrow$  Cengel & Boles (p.395)"

"HX1 Incompressible"

$X_{\dot{dest\_HX1}} = T_{0\_inne} * S_{\dot{gen\_HX1}}$

$X_{\dot{dest\_borehole}} = T_0 * (m_{\dot{9}} * cp_{brine} * \ln(T_9/T_8) - (Q_{\dot{borehole}} / T_9))$

"Brønnpark"

### "Second order efficiency"

$\eta_{II\_borehole} = (m_{\dot{9}} * \psi_9) / ((m_{\dot{8}} * \psi_8) + Q_{\dot{borehole}} * (1 - (T_0 / T_9)))$

"Brønnpark"

$\eta_{II\_HX1} = (m_{\dot{10}} * \psi_{11} + \psi_{13} * m_{\dot{12}}) / (m_{\dot{10}} * \psi_{10} + m_{\dot{12}} * \psi_{12})$   
siden kald side alltid er lavere enn  $T_0$ "

"HX1 formel"

### "Nusselt HX1"

$D_{i\_HX1} = 0,0703 \text{ [m]}$   
 $m_{\dot{10}}$  og maksimalt trykkfall 100 Pa/m" "Indre diameter ved

$v_{avg\_HX1} = (m_{\dot{12}} / \rho_{HX1}) / (\pi * D_{i\_HX1}^2 / 4)$   
 $Re_{HX1} = (\rho_{HX1} * v_{avg\_HX1} * D_{i\_HX1}) / \mu_{HX1}$   
 $Pr_{HX1} = \text{prandtl}(\text{Water}, T=T_{m\_HX1}; P=P_{12})$   
 $Nusselt_{HX1} = C_1 * Re_{HX1}^m * Pr_{HX1}^{0,33} * (\mu_{HX1} / \mu_{HX1})^{0,17}$  "Nusselt korrelasjon fra  
 Kumar"

$C_1 = 0,348$  "Chevron angle  
 dependant constant @ 30 degrees"  
 $m = 0,663$  "Chevron angle  
 dependant constant @ 30 degrees"

$h_{HX1} = Nusselt_{HX1} * k_{HX1} / D_{i\_HX1}$  "Konvektivt  
 varmeovergangstall"

$\Delta T_1 = T_{12} - T_{11}$   
 $\Delta T_2 = T_{13} - T_{10}$   
 $\Delta T_{lm} = ((\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln(\Delta T_1 / \Delta T_2))$  "LMTD for HX 1"

"Nusselt brine"

$D_{i\_brine} = 0,0703 \text{ [m]}$   
 $m_{\dot{15}}$  og maksimalt trykkfall 100 Pa/m" "Indre diameter ved

$v_{avg\_brine} = (m_{\dot{10}} / \rho_{brine}) / (\pi * D_{i\_brine}^2 / 4)$   
 $Re_{brine} = (\rho_{brine} * v_{avg\_brine} * D_{i\_brine}) / \mu_{brine}$   
 $Pr_{brine} = \text{prandtl}(EA; T=T_{m\_brine}; C=C_{EA})$   
 $Nusselt_{brine} = C_1 * Re_{brine}^m * Pr_{brine}^{0,33} * (\mu_{brine} / \mu_{HX1})^{0,17}$  "Nusselt korrelasjon fra  
 Kumar"

$h_{brine} = Nusselt_{brine} * k_{brine} / D_{i\_brine}$  "Konvektivt  
 varmeovergangstall"

"Areal HX1"

$U_{HX1} = 1 / ((1 / h_{HX1}) + (t_p / k_p) + (1 / h_{brine}) + R_{f\_HX1} + R_{f\_brine})$  "Varmeove  
 rføringskoeffisient for HX 2"

$t_p = 0,00173 \text{ [m]}$  "Platetykkelse i veksler,  
 hentet fra produktdatablad SWEP B220"

$k_p = 15 \text{ [W/m}^2\text{K]}$

$R_{f\_HX1} = 0,00035 \text{ [m}^2\text{K/W]}$  "Fouling faktor hentet  
 fra table 11-2 i Cengel Heat & Mass"  
 $R_{f\_brine} = 0,0002 \text{ [m}^2\text{K/W]}$  "Fouling faktor hentet  
 fra table 11-2 i Cengel Heat & Mass"

$A_{HX1} = Q_{\dot{HX1}} * \text{convert}(kW;W) / (U_{HX1} * \Delta T_{lm})$  "Areal av varmeveksler"

## Vedlegg M EES resultater energibrønn R290

### SOLUTION

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

$A_{HX1} = 2,965 \text{ [m}^2\text{]}$   
 $c_{pHX1} = 4,179 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $C_{EA} = 30 \text{ [%]}$   
 $\Delta T_2 = 28,6 \text{ [K]}$   
 $D_{l,brine} = 0,0703 \text{ [m]}$   
 $\eta_{II,borehole} = 0,3735$   
 $h_{0,brine} = -35,39 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{10} = -34,87 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{12} = 188 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_8 = -53,25 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{brine} = 5166 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $k_{brine} = 0,4039 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$   
 $k_p = 15 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$   
 $\mu_{brine} = 0,0041 \text{ [kg/m}^{\circ}\text{s]}$   
 $\dot{m}_{10} = 3,065 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{12} = 2,146 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_8 = 3,065 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{brine,R290} = 3,065 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{brine,R717} = 3,291 \text{ [kg/s]}$   
 $Nusselt_{HX1} = 826,5$   
 $Pr_{HX1} = 4,355$   
 $\psi_{11} = 66,37 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_{13} = 1,262 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_9 = 0,103 \text{ [kJ/kg]}$   
 $P_{10} = 200 \text{ [kPa]}$   
 $P_{12} = 200 \text{ [kPa]}$   
 $P_8 = 200 \text{ [kPa]}$   
 $\dot{Q}_{borehole} = 42,91 \text{ [kJ/s]}$   
 $\dot{Q}_{evap,R600a} = 45,45 \text{ [kJ/s]}$   
 $\dot{Q}_{HX1} = 89,69 \text{ [kJ/s]}$   
 $Re_{HX1} = 59355$   
 $\rho_{HX1} = 992,3 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $Rt_{HX1} = 0,00035 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $S_{12} = 0,6366 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_{gen,HX1} = 0,03048 \text{ [kJ/s}^{\circ}\text{K]}$   
 $T_{0,Inne} = 295 \text{ [K]}$   
 $T_{11} = 286,4 \text{ [K]}$   
 $T_{13} = 308 \text{ [K]}$   
 $T_{5,sommer} = 279,4 \text{ [K]}$   
 $T_7 = 275 \text{ [K]}$   
 $T_9 = 279,4 \text{ [K]}$   
 $T_{m,brine} = 282,9 \text{ [K]}$   
 $t_p = 0,00173 \text{ [m]}$   
 $V_{avg,brine} = 0,8226 \text{ [m/s]}$   
 $\dot{X}_{dest,borehole} = 13,94 \text{ [kJ/s]}$

$c_{pbrine} = 4,182 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $C_1 = 0,348$   
 $\Delta T_1 = 31,6 \text{ [K]}$   
 $\Delta T_{im} = 30,08 \text{ [K]}$   
 $D_{l,HX1} = 0,0703 \text{ [m]}$   
 $\eta_{II,HX1} = 0,9591$   
 $h_{0,w} = 91,75 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{11} = -5,545 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{13} = 146,2 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_9 = -34,87 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{HX1} = 7388 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $k_{HX1} = 0,6283 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$   
 $m = 0,663$   
 $\mu_{HX1} = 0,0006548 \text{ [kg/m}^{\circ}\text{s]}$   
 $\dot{m}_{11} = 3,065 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{13} = 2,146 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_9 = 3,065 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{brine,R600a} = 3,246 \text{ [kg/s]}$   
 $Nusselt_{brine} = 899,1$   
 $Pr_{brine} = 42,55$   
 $\psi_{10} = 67,56 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_{12} = 3,662 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_8 = 0,2708 \text{ [kJ/kg]}$   
 $P_0 = 101 \text{ [kPa]}$   
 $P_{11} = 200 \text{ [kPa]}$   
 $P_{13} = 200 \text{ [kPa]}$   
 $P_9 = 200 \text{ [kPa]}$   
 $\dot{Q}_{evap,R290} = 42,91 \text{ [kJ/s]}$   
 $\dot{Q}_{evap,R717} = 46,07 \text{ [kJ/s]}$   
 $Re_{brine} = 13539$   
 $\rho_{brine} = 959,9 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $Rt_{brine} = 0,0002 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $S_{0,w} = 0,3228 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_{13} = 0,503 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $T_0 = 279,3 \text{ [K]}$   
 $T_{10} = 279,4 \text{ [K]}$   
 $T_{12} = 318 \text{ [K]}$   
 $T_5 = 275 \text{ [K]}$   
 $T_6 = 275 \text{ [K]}$   
 $T_8 = 275 \text{ [K]}$   
 $T_9 = 281 \text{ [K]}$   
 $T_{m,HX1} = 313 \text{ [K]}$   
 $U_{HX1} = 1006 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $V_{avg,HX1} = 0,5572 \text{ [m/s]}$   
 $\dot{X}_{dest,HX1} = 8,992 \text{ [kJ/s]}$

No unit problems were detected.



## Vedlegg N EES resultater energibrønn R600a

### SOLUTION

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

$A_{HX1} = 2,926 \text{ [m}^2\text{]}$   
 $cp_{HX1} = 4,179 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $CEA = 30 \text{ [%]}$   
 $\Delta T_2 = 28,6 \text{ [K]}$   
 $D_{i,brine} = 0,0703 \text{ [m]}$   
 $\eta_{II,borehole} = 0,3735$   
 $h_{0,brine} = -35,39 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{10} = -34,87 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{12} = 188 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_8 = -53,25 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{brine} = 5357 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $k_{brine} = 0,4038 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$   
 $k_p = 15 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$   
 $\mu_{brine} = 0,004137 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$   
 $\dot{m}_{10} = 3,246 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{12} = 2,146 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_8 = 3,246 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{brine,R290} = 3,065 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{brine,R717} = 3,291 \text{ [kg/s]}$   
 $Nusselt_{HX1} = 826,5$   
 $Pr_{HX1} = 4,355$   
 $\psi_{11} = 66,41 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_{13} = 1,262 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_9 = 0,103 \text{ [kJ/kg]}$   
 $P_{10} = 200 \text{ [kPa]}$   
 $P_{12} = 200 \text{ [kPa]}$   
 $P_8 = 200 \text{ [kPa]}$   
 $\dot{Q}_{borehole} = 45,45 \text{ [kJ/s]}$   
 $\dot{Q}_{evap,R600a} = 45,45 \text{ [kJ/s]}$   
 $\dot{Q}_{HX1} = 89,69 \text{ [kJ/s]}$   
 $Re_{HX1} = 59355$   
 $\rho_{HX1} = 992,3 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $R_{t,HX1} = 0,00035 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $s_{12} = 0,6366 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_{gen,HX1} = 0,0307 \text{ [kJ/s}^{\circ}\text{K]}$   
 $T_{0,Inne} = 295 \text{ [K]}$   
 $T_{11} = 286 \text{ [K]}$   
 $T_{13} = 308 \text{ [K]}$   
 $T_{s,sommer} = 279,4 \text{ [K]}$   
 $T_7 = 275 \text{ [K]}$   
 $T_9 = 279,4 \text{ [K]}$   
 $T_{m,brine} = 282,7 \text{ [K]}$   
 $t_p = 0,00173 \text{ [m]}$   
 $v_{avg,brine} = 0,8711 \text{ [m/s]}$   
 $\dot{X}_{dest,borehole} = 14,76 \text{ [kJ/s]}$

$cp_{brine} = 4,182 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $C_1 = 0,348$   
 $\Delta T_1 = 31,99 \text{ [K]}$   
 $\Delta T_{im} = 30,27 \text{ [K]}$   
 $D_{i,HX1} = 0,0703 \text{ [m]}$   
 $\eta_{II,HX1} = 0,961$   
 $h_{0,w} = 91,75 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{11} = -7,184 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{13} = 146,2 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_9 = -34,87 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{HX1} = 7388 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $k_{HX1} = 0,6283 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$   
 $m = 0,663$   
 $\mu_{HX1} = 0,0006548 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$   
 $\dot{m}_{11} = 3,246 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{13} = 2,146 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_9 = 3,246 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{brine,R600a} = 3,246 \text{ [kg/s]}$   
 $Nusselt_{brine} = 932,6$   
 $Pr_{brine} = 42,94$   
 $\psi_{10} = 67,56 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_{12} = 3,662 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_8 = 0,2708 \text{ [kJ/kg]}$   
 $P_0 = 101 \text{ [kPa]}$   
 $P_{11} = 200 \text{ [kPa]}$   
 $P_{13} = 200 \text{ [kPa]}$   
 $P_9 = 200 \text{ [kPa]}$   
 $\dot{Q}_{evap,R290} = 42,91 \text{ [kJ/s]}$   
 $\dot{Q}_{evap,R717} = 46,07 \text{ [kJ/s]}$   
 $Re_{brine} = 14210$   
 $\rho_{brine} = 960 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $R_{t,brine} = 0,0002 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $s_{0,w} = 0,3228 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $s_{13} = 0,503 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $T_0 = 279,3 \text{ [K]}$   
 $T_{10} = 279,4 \text{ [K]}$   
 $T_{12} = 318 \text{ [K]}$   
 $T_5 = 275 \text{ [K]}$   
 $T_6 = 275 \text{ [K]}$   
 $T_8 = 275 \text{ [K]}$   
 $T_9 = 281 \text{ [K]}$   
 $T_{m,HX1} = 313 \text{ [K]}$   
 $U_{HX1} = 1013 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $v_{avg,HX1} = 0,5572 \text{ [m/s]}$   
 $\dot{X}_{dest,HX1} = 9,056 \text{ [kJ/s]}$

No unit problems were detected.

## Vedlegg O EES resultater energibrønn R717

### SOLUTION

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

$A_{HX1} = 2,917 \text{ [m}^2\text{]}$   
 $c_{pHX1} = 4,179 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $C_{EA} = 30 \text{ [%]}$   
 $\Delta T_2 = 28,6 \text{ [K]}$   
 $D_{l,brine} = 0,0703 \text{ [m]}$   
 $\eta_{ll,borehole} = 0,3735$   
 $h_{0,brine} = -35,39 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{10} = -34,87 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{12} = 188 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_8 = -53,25 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{brine} = 5404 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $k_{brine} = 0,4038 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$   
 $k_p = 15 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$   
 $\mu_{brine} = 0,004146 \text{ [kg/m}^{\circ}\text{s]}$   
 $\dot{m}_{10} = 3,291 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{12} = 2,146 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_8 = 3,291 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{brine,R290} = 3,065 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{brine,R717} = 3,291 \text{ [kg/s]}$   
 $Nusselt_{HX1} = 826,5$   
 $Pr_{HX1} = 4,355$   
 $\psi_{11} = 66,42 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_{13} = 1,262 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_9 = 0,103 \text{ [kJ/kg]}$   
 $P_{10} = 200 \text{ [kPa]}$   
 $P_{12} = 200 \text{ [kPa]}$   
 $P_8 = 200 \text{ [kPa]}$   
 $\dot{Q}_{borehole} = 46,07 \text{ [kJ/s]}$   
 $\dot{Q}_{evap,R600a} = 45,45 \text{ [kJ/s]}$   
 $\dot{Q}_{HX1} = 89,69 \text{ [kJ/s]}$   
 $Re_{HX1} = 59355$   
 $\rho_{HX1} = 992,3 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $R_{t,HX1} = 0,00035 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $S_{12} = 0,6366 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_{gen,HX1} = 0,03075 \text{ [kJ/s}^{\circ}\text{K]}$   
 $T_{0,Inne} = 295 \text{ [K]}$   
 $T_{11} = 285,9 \text{ [K]}$   
 $T_{13} = 308 \text{ [K]}$   
 $T_{5,sommer} = 279,4 \text{ [K]}$   
 $T_7 = 275 \text{ [K]}$   
 $T_9 = 279,4 \text{ [K]}$   
 $T_{m,brine} = 282,7 \text{ [K]}$   
 $t_p = 0,00173 \text{ [m]}$   
 $V_{avg,brine} = 0,8831 \text{ [m/s]}$   
 $\dot{X}_{dest,borehole} = 14,97 \text{ [kJ/s]}$

$c_{pbrine} = 4,182 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $C_1 = 0,348$   
 $\Delta T_1 = 32,08 \text{ [K]}$   
 $\Delta T_{lm} = 30,31 \text{ [K]}$   
 $D_{l,HX1} = 0,0703 \text{ [m]}$   
 $\eta_{ll,HX1} = 0,9614$   
 $h_{0,w} = 91,75 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{11} = -7,563 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{13} = 146,2 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_9 = -34,87 \text{ [kJ/kg]}$   
 $h_{HX1} = 7388 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $k_{HX1} = 0,6283 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$   
 $m = 0,663$   
 $\mu_{HX1} = 0,0006548 \text{ [kg/m}^{\circ}\text{s]}$   
 $\dot{m}_{11} = 3,291 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{13} = 2,146 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_9 = 3,291 \text{ [kg/s]}$   
 $\dot{m}_{brine,R600a} = 3,246 \text{ [kg/s]}$   
 $Nusselt_{brine} = 940,9$   
 $Pr_{brine} = 43,04$   
 $\psi_{10} = 67,56 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_{12} = 3,662 \text{ [kJ/kg]}$   
 $\psi_8 = 0,2708 \text{ [kJ/kg]}$   
 $P_0 = 101 \text{ [kPa]}$   
 $P_{11} = 200 \text{ [kPa]}$   
 $P_{13} = 200 \text{ [kPa]}$   
 $P_9 = 200 \text{ [kPa]}$   
 $\dot{Q}_{evap,R290} = 42,91 \text{ [kJ/s]}$   
 $\dot{Q}_{evap,R717} = 46,07 \text{ [kJ/s]}$   
 $Re_{brine} = 14376$   
 $\rho_{brine} = 960,1 \text{ [kg/m}^3\text{]}$   
 $R_{t,brine} = 0,0002 \text{ [m}^2\text{K/W]}$   
 $S_{0,w} = 0,3228 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $S_{13} = 0,503 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$   
 $T_0 = 279,3 \text{ [K]}$   
 $T_{10} = 279,4 \text{ [K]}$   
 $T_{12} = 318 \text{ [K]}$   
 $T_5 = 275 \text{ [K]}$   
 $T_6 = 275 \text{ [K]}$   
 $T_8 = 275 \text{ [K]}$   
 $T_9 = 281 \text{ [K]}$   
 $T_{m,HX1} = 313 \text{ [K]}$   
 $U_{HX1} = 1014 \text{ [W/m}^2\text{K]}$   
 $V_{avg,HX1} = 0,5572 \text{ [m/s]}$   
 $\dot{X}_{dest,HX1} = 9,071 \text{ [kJ/s]}$

No unit problems were detected.

## Vedlegg P EES koding og resultater tappevannskrets

"Tappevann"

```
T_12 = 318 [K]
T_13 = 308 [K]
T_14 = T_13
T_15 = 338 [K]
T_16 = T_15
T_17 = T_16
T_18 = T_12
m_dot_sun = 2,351 [kg/s]
h_19 = 125,8 [kJ/kg]
h_21 = 240,3 [kJ/kg]
```

```
"P_12 = P_13 = P_14 = P_15 = P_16 = P_17 = P_18 = P_hx"
```

```
P_hx = 202 [kPa]
```

```
h_14=enthalpy(Water,T=T_14;P=P_hx)
```

```
h_15=enthalpy(Water,P=P_hx;T=T_15)
```

```
h_17=enthalpy(Water,T=T_17;P=P_hx)
```

```
h_18=enthalpy(Water,T=T_18;P=P_hx)
```

```
m_dot_17 = m_dot_sun * (h_21 - h_19) / (h_15 - h_14)
```

```
Q_tank = m_dot_17 * (h_17 - h_18)
```

SOLUTION

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

h<sub>14</sub> = 146,2 [kJ/kg]

h<sub>18</sub> = 188 [kJ/kg]

m<sub>17</sub> = 2,146 [kg/s]

Q<sub>tank</sub> = 179,5 [kJ/s]

T<sub>14</sub> = 308 [K]

T<sub>17</sub> = 338 [K]

h<sub>15</sub> = 271,6 [kJ/kg]

h<sub>19</sub> = 125,8 [kJ/kg]

m<sub>sun</sub> = 2,351 [kg/s]

T<sub>12</sub> = 318 [K]

T<sub>15</sub> = 338 [K]

T<sub>18</sub> = 318 [K]

h<sub>17</sub> = 271,6 [kJ/kg]

h<sub>21</sub> = 240,3 [kJ/kg]

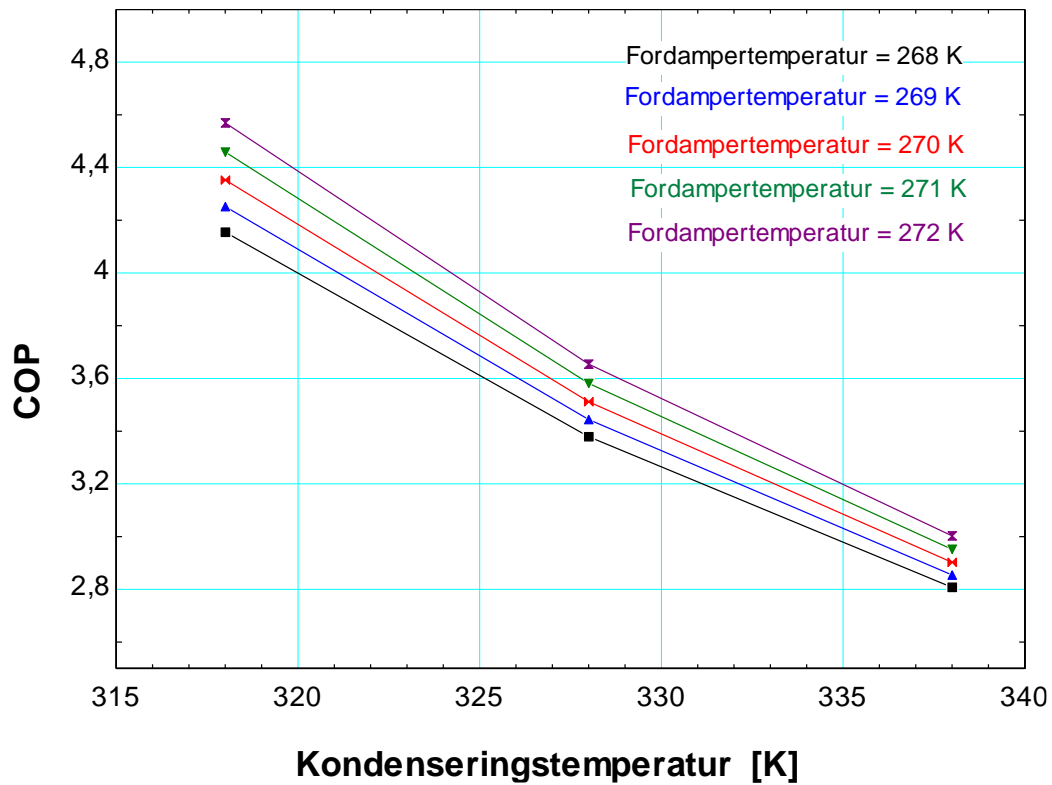
P<sub>hx</sub> = 202 [kPa]

T<sub>13</sub> = 308 [K]

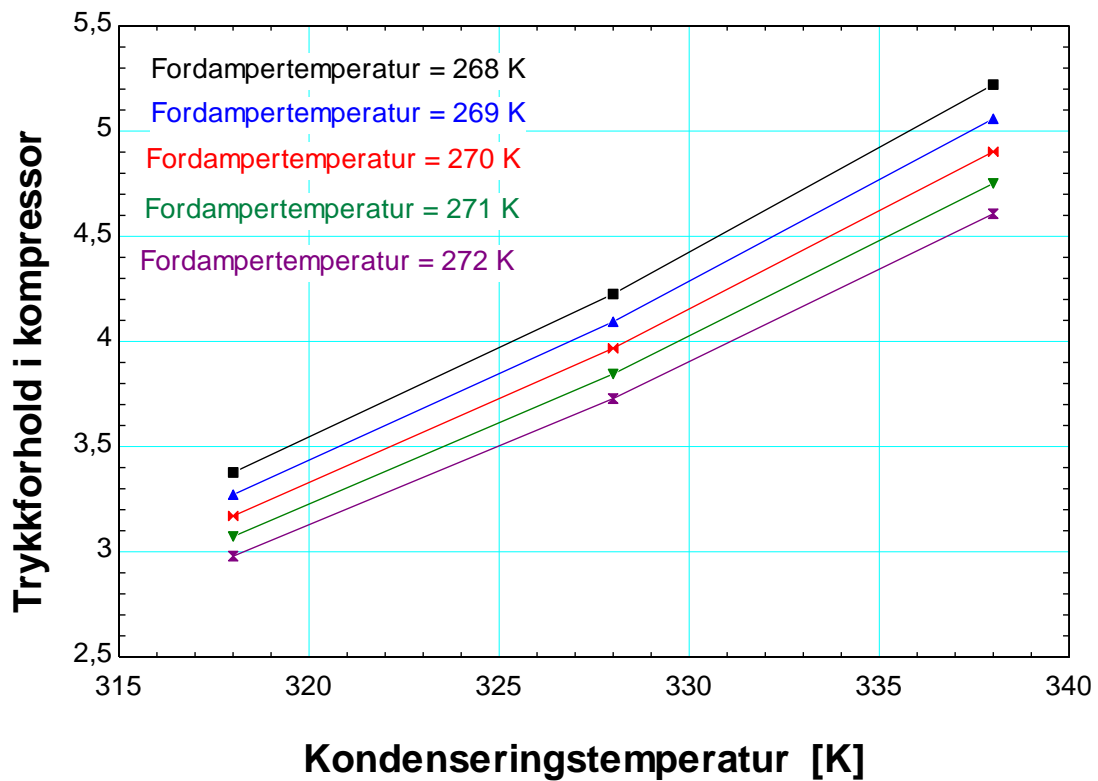
T<sub>16</sub> = 338 [K]

No unit problems were detected.

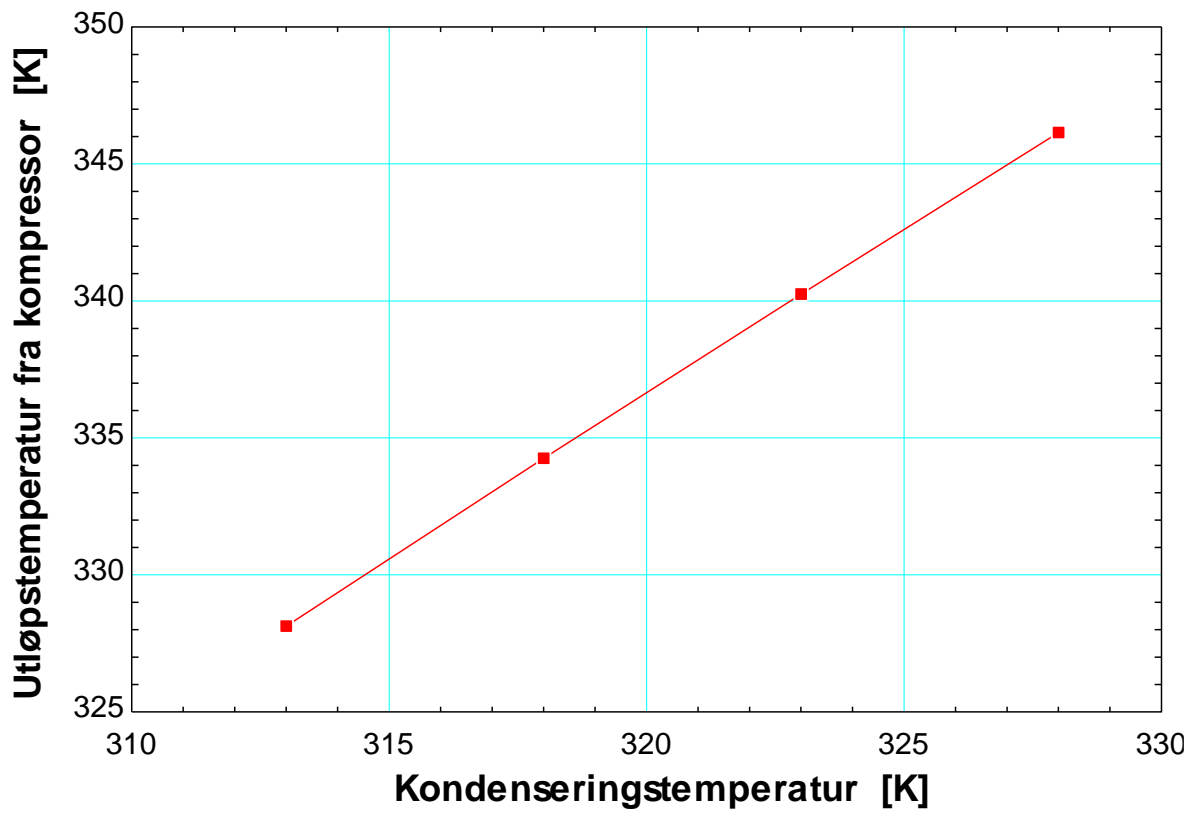
## Vedlegg Q Sensitivitetsanalyse R290



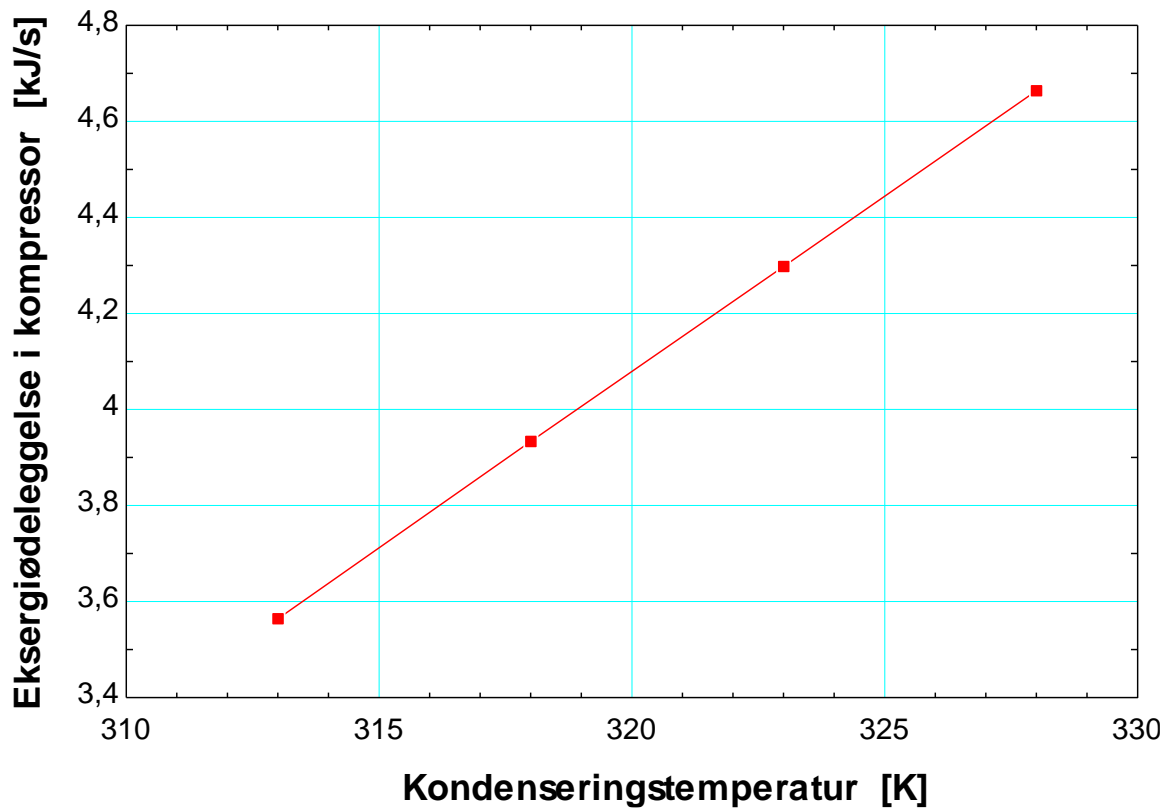
Figur 34: Endring i COP ved ulike kondenserings- og fordampertemperaturer



Figur 35: Endring av trykkforhold i kompressor ved ulike kondenserings- og fordampertemperaturer

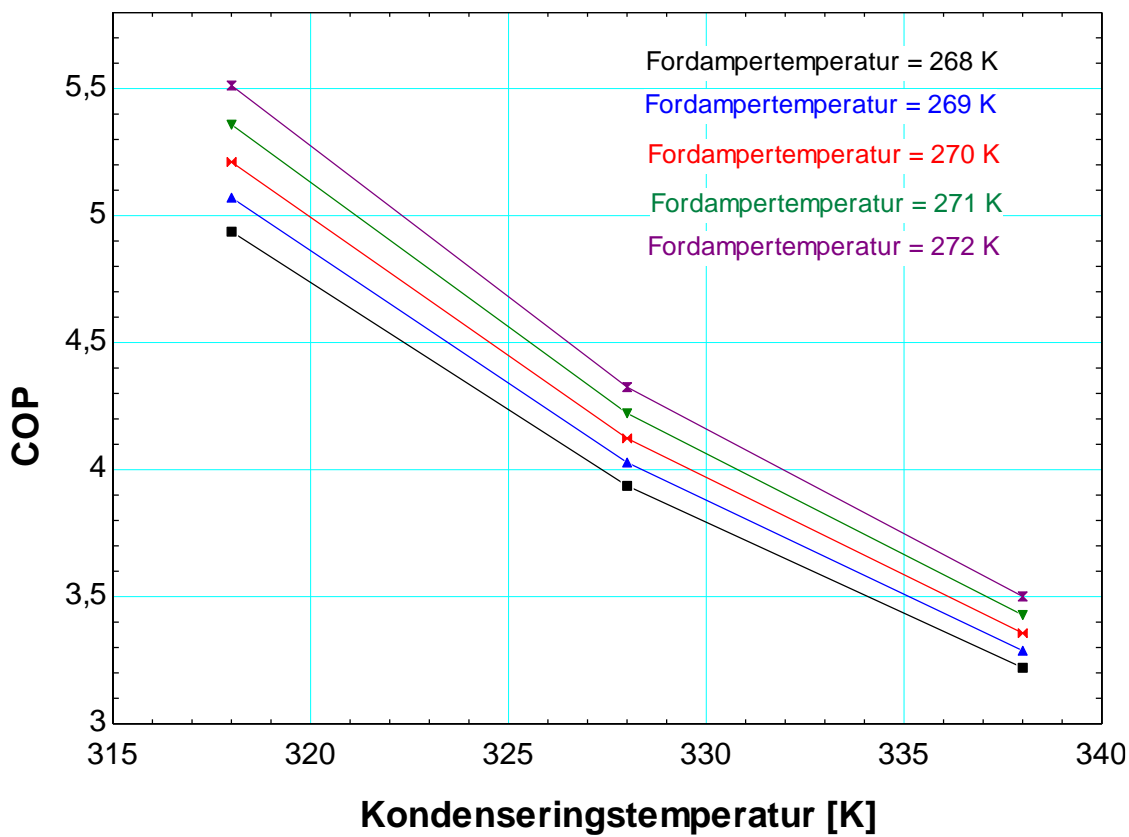


Figur 36: Endring av utløpstemperatur fra kompressor ved ulike kondenseringstemperaturer

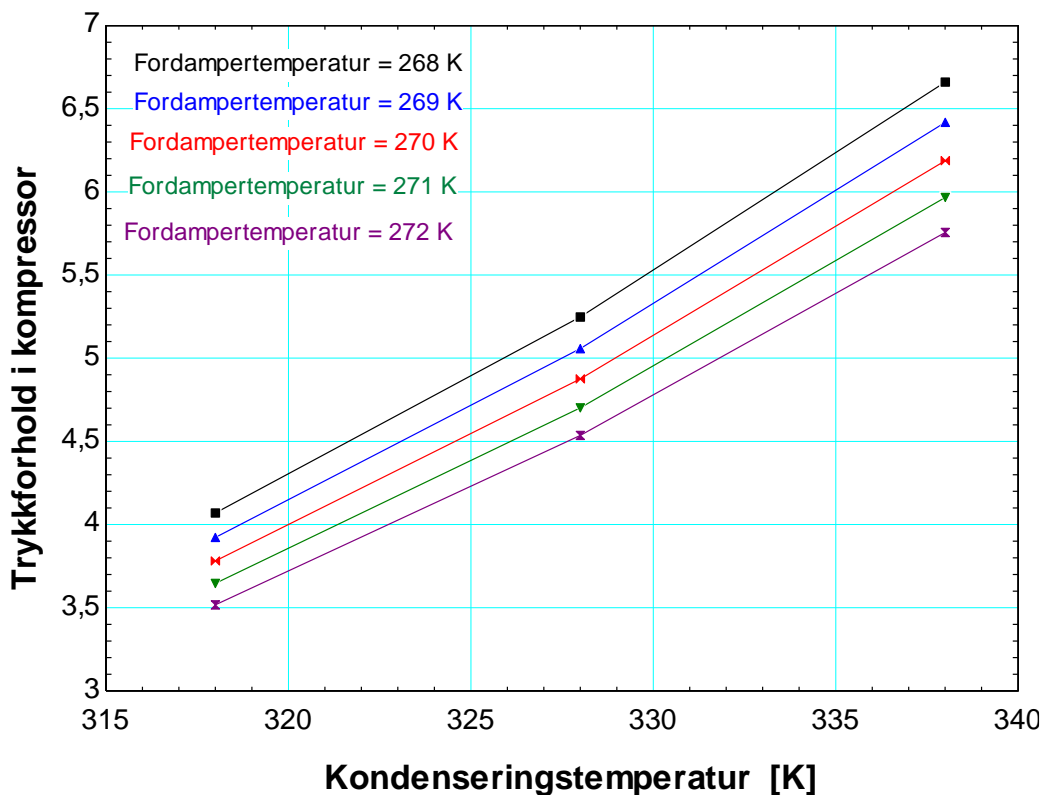


Figur 37: Endring av eksergiødeleggelse i kompressor ved ulike kondenseringstemperaturer

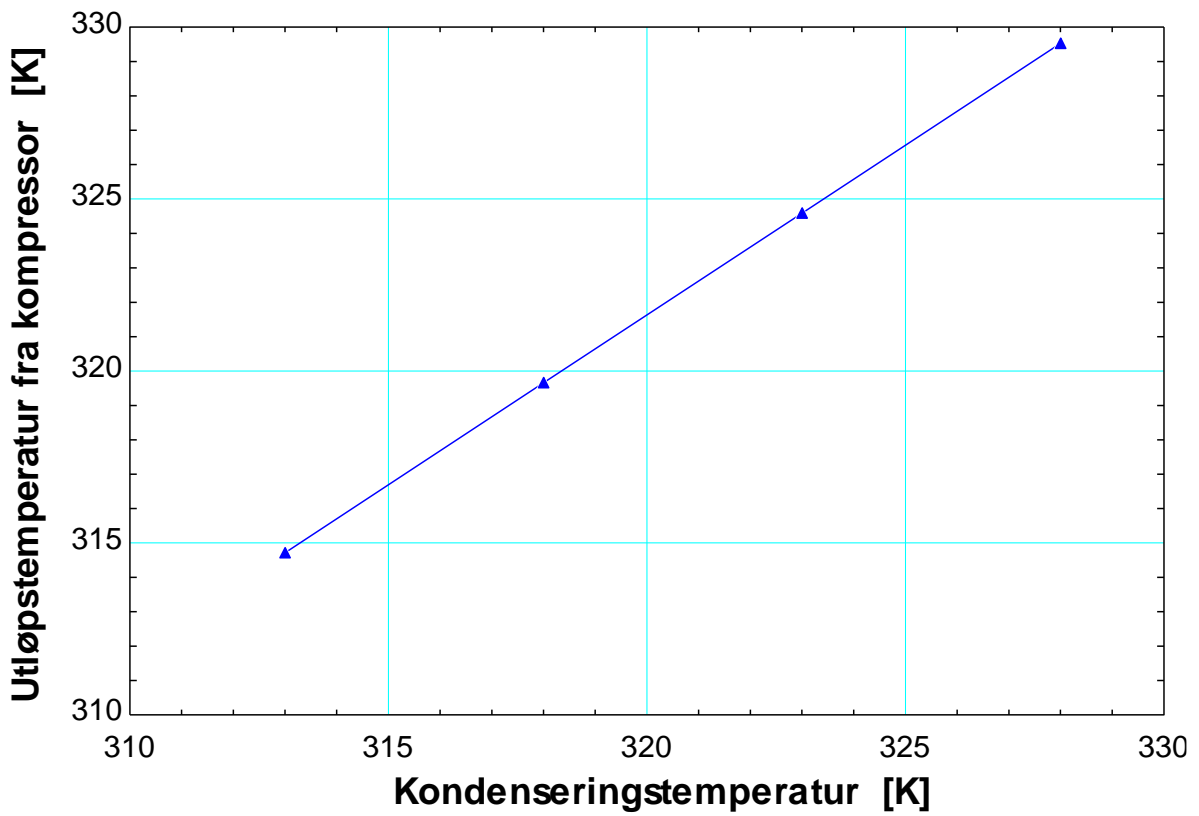
## Vedlegg R Sensitivitetsanalyse R600a



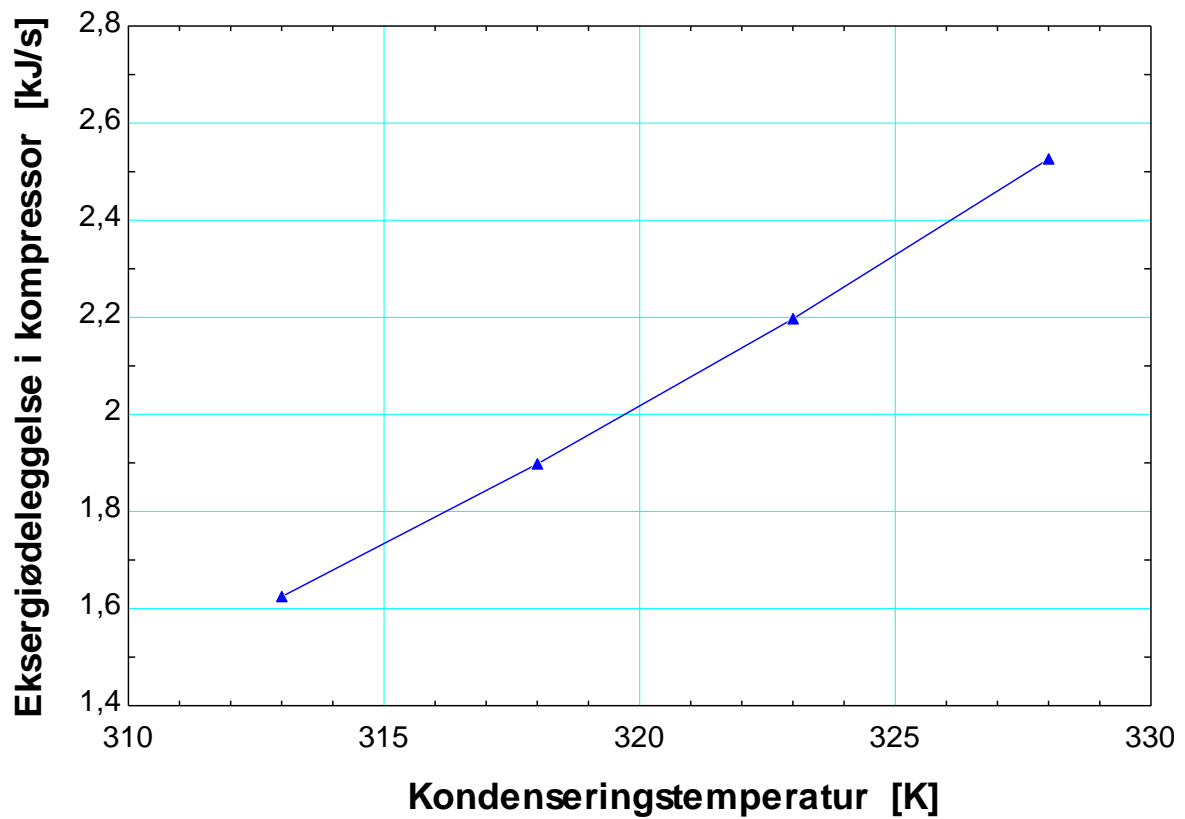
Figur 38: Endring i COP ved ulike kondenserings- og fordampertemperaturer



Figur 39: Endring av trykkforhold i kompressor ved ulike kondenserings- og fordampertemperaturer

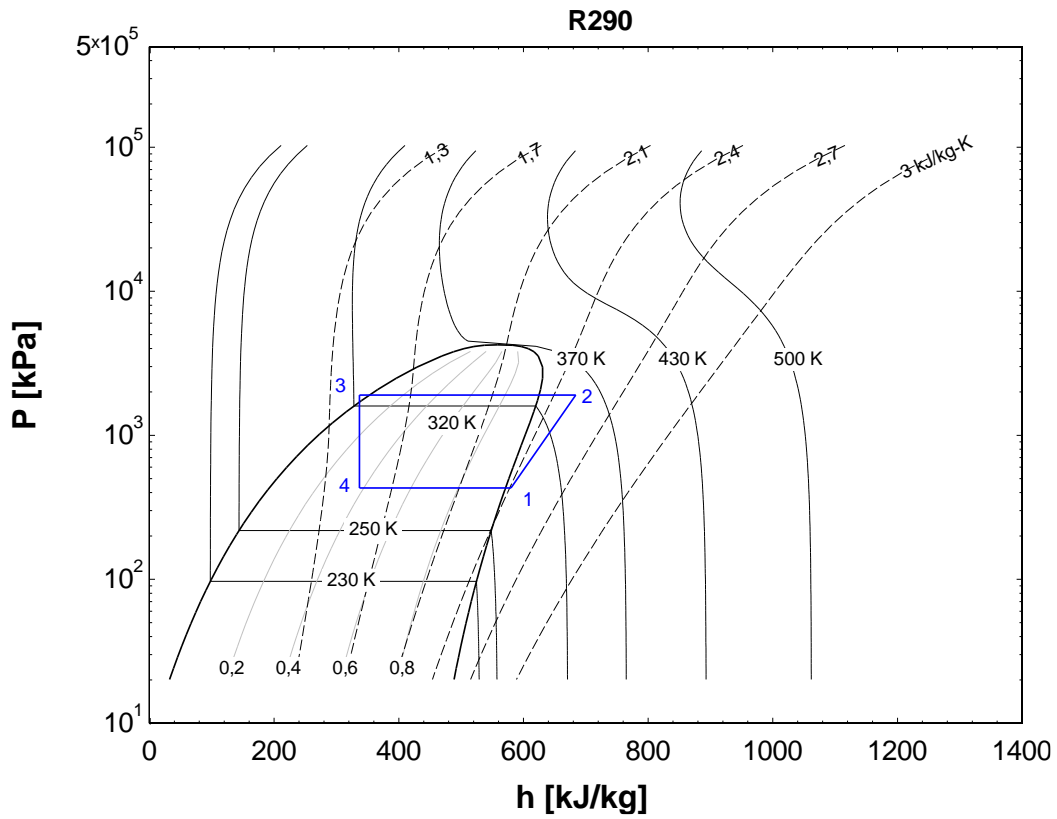


Figur 40: Endring av utløpstemperatur fra kompressor ved ulike kondenseringstemperaturer

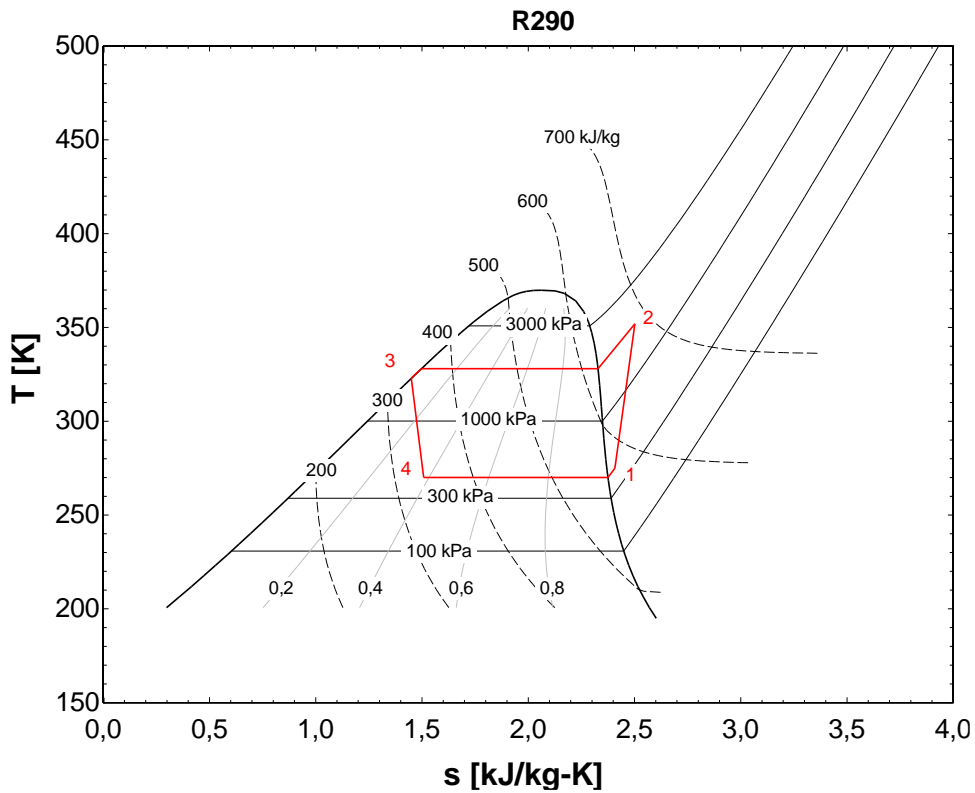


Figur 41: Endring av eksergiødeleggelse i kompressor ved ulike kondenseringstemperaturer

# Vedlegg S p-h og T-s diagram for varmepumpe med kuldemedium R290



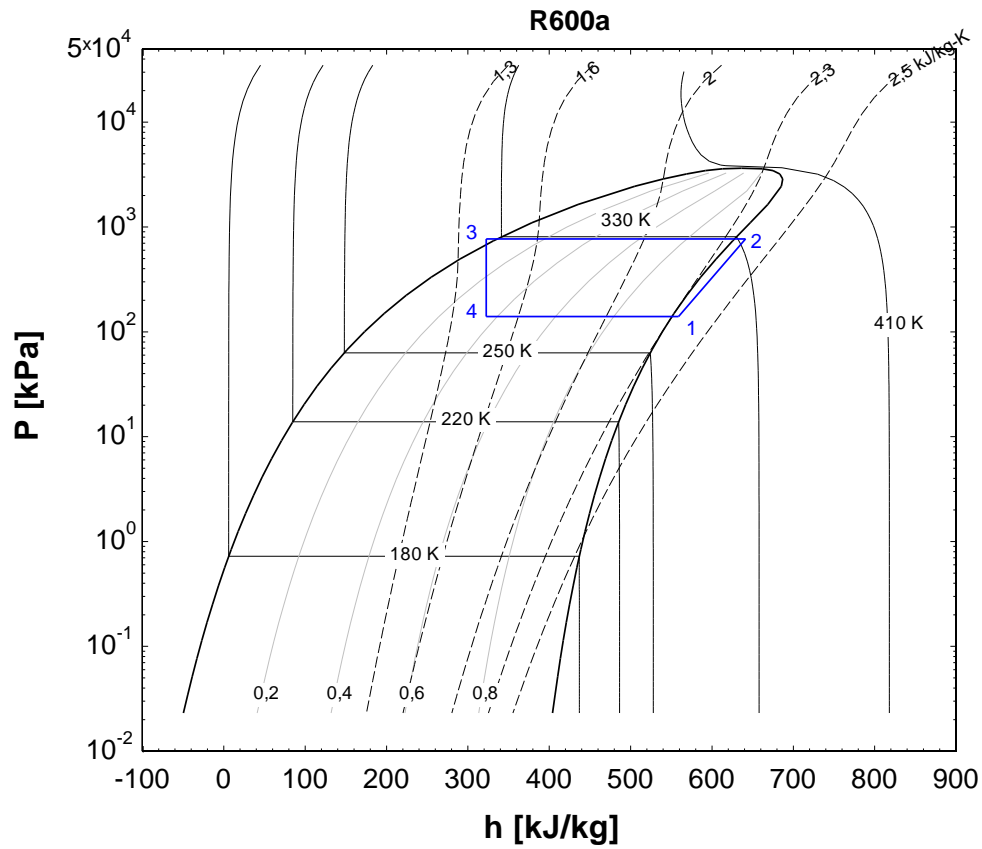
Figur 42: p-h diagram for kuldemedium R290



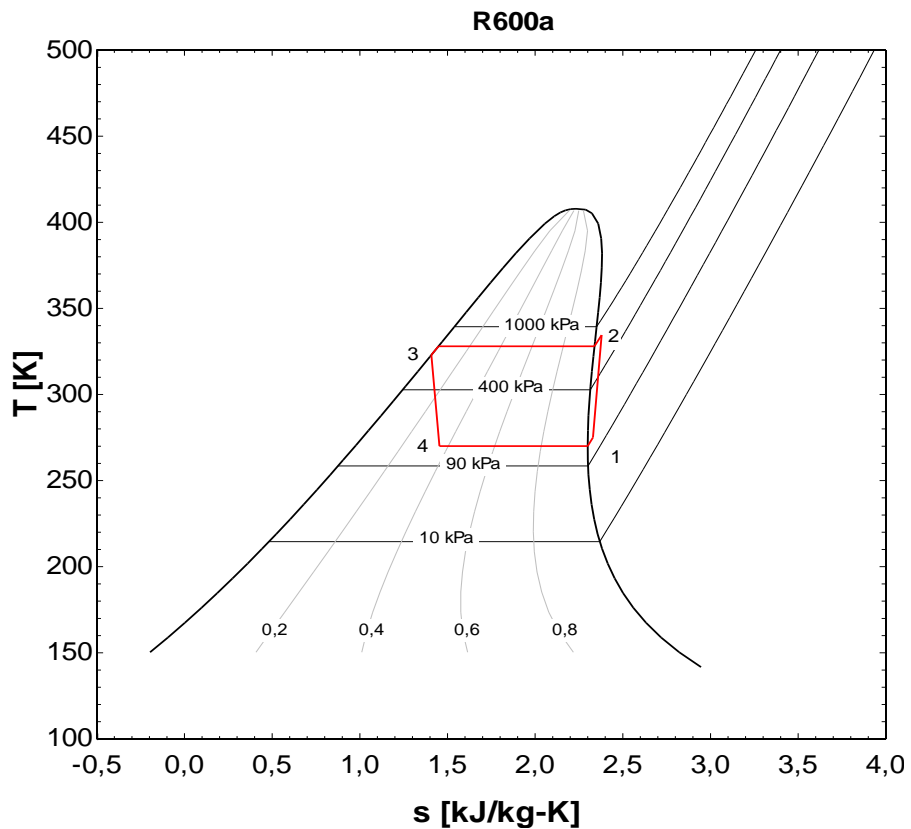
Figur 43: T-s diagram for kuldemedium R290



# Vedlegg T p-h og T-s diagram for varmepumpe med kuldemedium R600a



Figur 44: p-h diagram for kuldemedium R600a



Figur 45: T-s diagram for kuldemedium R600a