

OSLO METROPOLITAN UNIVERSITY
STORBYUNIVERSITETET

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

Postadresse: Postboks 4 St. Olavs plass, 0130 Oslo

Besøksadresse: Pilestredet 35, Oslo

Webseite: www.oslomet.no

MASTEROPPGAVE

OPPGAVENS TITTEL: Termodynamisk analyse av en bergvarmepumpe i kombinasjon med fotovoltaisk termisk (PVT) panel	DATO: 09.06.2021
	ANTALL SIDER OG VEDLEGG: 84 og A – Z
FORFATTERE: Hans-Olav Rosvoll	VEILEDER: Habtamu Bayera Madessa

UTFØRT I SAMARBEID MED: OsloMet - Storbyuniversitetet	KONTAKTPERSON: Hans-Olav Rosvoll
--	-------------------------------------

KORT SAMMENDRAG: <p>I denne masteroppgaven gjennomføres en termodynamisk analyse en energisentral bestående av en bergvarmepumpe i kombinasjon med fotovoltaisk termisk (PVT) paneler. Energisentralen er installert i en imaginær boligblokk som er lokalisert i Oslo (kaldt nordisk klima) med TEK17 og passivhusstandard.</p> <p>I denne masteroppgaven blir de naturlige kuldemediene propan (R290), isobutan (R600a) og ammoniakk (R717) vurdert som arbeidsmedium til varmepumpen.</p> <p>Programvaren Engineering Equation Solver (EES) blir benyttet til beregningene.</p>

NØKKELOD SAGSHP (Solar assisted ground source heat pump) EES (Engineering Equation Solver) Termodynamikk

Prosjekt spesifisering

Bakgrunn

Menneskeskapte klimaendringer er en global utfordring. Fra førindustriell tid og frem til i dag har den globale middeltemperaturen økt med ca. 1,1 °C (Miljødirektoratet, 2020). Majoriteten av de eksisterende energisentralene er dominert av ikke-fornybare energikilder som har en negativ konsekvens på miljøet. Bygg- og anleggsektoren var ansvarlig for 36% av jordklodens totale energiforbruk og 39% av alle prosess relaterte karbondioksidutslipp i 2018 (IEA, 2019).

Energisentraler som benytter kombinerte fornybare energikilder er en lovende teknologi for å redusere klimagassutslipp. Mitt ønske med denne masteroppgaven er å fremme solassisterte bergvarmepumper som en fornybar-energisentral og dets insentiver for bærekraft.

Omfang

Omfanget til denne masteroppgaven er å utføre en termodynamisk analyse av en bergvarmepumpe i kombinasjon med fotovoltaisk termisk (PVT) panel. Følgende oppgaver vil bli inkludert:

- Litteraturstudie av forskjellige energisystemer som bergvarmepumper, solfangersystemer, solcellesystemer, fotovoltaisk termisk system og en kombinasjon av disse.
- Evaluering av forskjellige systemløsninger og utarbeidelse av et egnet system.
- Definere systemet og komponenter som en matematisk modell med hensyn på masse-, energi- og eksergibalanser.
- Analysere ulike parametere som arbeidsmedium, massestrøm, kildetemperatur, borehull og solenergi.
- Gjennomføre sensitivitetsanalyser av ulike parametere.
- Rapportskrivning.

Metodikk

Programvaren Engineering Equation Solver (EES) vil bli benyttet til å beregne den matematiske modellen.

Forord

Denne masteroppgaven er utarbeidet våren 2021 av en deltidsstudent i masterprogrammet energi og miljø i bygg ved OsloMet – Storbyuniversitetet.

Jeg ønsker å takke alle som har hjulpet meg gjennom dette masterstudiet. En spesiell takk rettes til:

Veileder

Takk til min veileder Habtamu Bayera Madessa. Du har bidratt med god veiledning gjennom hele semestret og alltid vært tilgjengelig ved behov.

Studentkollokvium

Takk til studentkollokvium og kamerat, Jostein Barkholm. Du har vært en flott samarbeidspartner i denne oppgaven og øvrige fire år på masterstudiet.

Arbeidsgiver

Takk til min arbeidsgiver Hallmaker, som har gav meg muligheten for en videreutdanning kombinert med yrkeslivet. Deres fleksibilitet og tilrettelegging var avgjørende for at jeg kunne fullføre studiet.

Samboer

Takk til min samboer og forlovede, Madeleine Hexeberg Bjørk, for din støtte, forståelse og hjelp gjennom hele studiet.



Signatur

Hans-Olav Rosvoll

s169884

OsloMet - Storbyuniversitet

Sammendrag

I denne masteroppgaven benyttes programvaren Engineering Equation Solver (EES) til å gjennomføre en termodynamisk analyse av en energisentral bestående av en bergvarmepumpe i kombinasjon med fotovoltaisk termisk (PVT) panel.

Energisentralen er installert i en imaginær boligblokk som er lokalisert i Oslo (kaldt nordisk klima) med TEK17 og passivhusstandard.

De naturlige kuldemediene propan (R290), isobutan (R600a) og ammoniakk (R717) blir vurdert som arbeidsmedium til varmepumpen, og det gjennomføres diverse sensitivitetsanalyser for å definere parametere av stor betydning til energisentralen.

Hovedhensikten med å kombinere fotovoltaisk termiske paneler med en bergvarmepumpe er å redusere bruk av tilført elektrisk energi, og opprettholde en termisk likevekt i grunnen ved ladning av borehull. I denne oppgaven benyttes PVT-anlegget både til oppvarming av varmt tappevann og ladning av borehull.

Alle varmevekslere, inkludert fordampere og kondensator er motstrøms platevarmevekslere.

Hovedresultatene fra beregninger og den termodynamiske analysen er som følger:

- Varmepumpens COP for kuldemediene propan, isobutan og ammoniakk er 3.5, 4.1 og 4.3. Ammoniakk er kuldemediet med høyest COP og propan er kuldemediet med lavest COP. Årsaken til dette er virkningsgraden til kompressoren for de eksplisitte kuldemedier. Det elektriske energiforbruket i kompressor for ammoniakk, isobutan og propan er 17 345 kWh, 18 122 kWh og 21 275 kWh.
- PVT-panel benyttet i denne oppgaven er DualSun Spring 375. PVT-panelene er orientert mot sør med en helningsvinkel på 40 ° fra horisontalplanet. Ved en dekningsgrad på 30 % av bygningens totale varmtvannsbehov, kan dette anlegget årlig produsere 26 899 kWh med elektrisk energi og 27 082 kWh med termisk energi.
- Brønnparkens ekstraherte energi avhenger av effektopptaket i fordampere for de ulike type kuldemedium i varmepumpen. For kuldemediene propan, isobutan og ammoniakk er ekstrahert energi fra grunnen 53 425 kWh, 56 578 kWh og 57 355 kWh. Brønnparken lades

med dette 23,6 - 25,3 % av det årlige energiuttaket fra PVT-anlegget, når 50 % av den produserte energien benyttes til oppvarming av varmt tappevann og ladning av brønnpark.

- Det er flerfoldige parametere som har innvirkning på resultatet til den termodynamiske analysen. Parameterne av særdeles interesse, er de som prosjekterende selv kan justere.
 - Utløpstemperatur fra grunnen ved endret massestrøm. Det er ønskelig med en transiente væskestrøm, kombinert med lavest mulig massestrøm.
 - Jo høyere fordampningstemperatur og lavere kondenseringstemperatur, desto bedre COP til varmepumpen.
 - Chevron-vinkel (β) til platevarmeveksleren varierer normalt fra 30 ° – 60 °. En mindre Chevron-vinkel reduserer varmevekslerarealet.
 - Orientering av PVT-panel. For en lokalisering i Oslo er den optimale orienteringen av et PVT-panel mot sør.
 - Helning av PVT-panelet. For en lokalisering i Oslo er den optimale helningen av et PVT-panel fra horisontalplanet, 40 °.
 - Distribusjonsmengden av termisk energi til oppvarming av varmt tappevann og ladning av brønnparken.

English Summary

This master's thesis uses the software Engineering Equation Solver (EES) to carry out a thermodynamic analysis of an energy plant consisting of a geothermal heat pump in combination with photovoltaic thermal (PVT) panels.

The power plant is installed in an imaginary apartment block, located in Oslo (cold Nordic climate) with TEK17 and passive house standard.

Propane (R290), isobutane (R600a) and ammonia (R717) are analyzed as the refrigerant for the heat pump.

Various sensitivity analyzes are conducted to define parameters that influence the power plant.

The main purpose of combining photovoltaic thermal panels with a geothermal heat pump is to reduce the use of supplied electrical energy and maintain a thermal equilibrium in the ground due to charging of the boreholes. In this thesis, the PVT-system is used for preheating the domestic hot water and charging the boreholes.

All heat exchangers, including the evaporator and condenser, are counterflow plate heat exchangers.

The main results from the calculations and the thermodynamic analysis are:

- The COP of the heat pump varies with the refrigerant. The COP of propane, isobutane and ammonia are 3.5, 4.1 and 4.3. Ammonia is the refrigerant with the highest COP, and propane is the refrigerant with the lowest COP. The reason for this is due to the efficiency of the compressor for the explicit refrigerants. The electrical energy consumption in the compressor for ammonia, isobutane and propane is 17 345 kWh, 18 122 kWh and 21 275 kWh.
- DualSun Spring 375 is the PVT panel that is examined in this thesis. The PVT panels are oriented towards south, with a tilt angle of 40 °. The coverage rate of 30 % of the buildings total domestic hot water demand, results in that this PVT system can produce 26 899 kWh of electrical energy and 27 082 kWh of thermal energy.
- The energy extracted from the boreholes varies for the different refrigerants. Propane, isobutane and ammonia extracts 53 425 kWh, 56 578 kWh 57 355 kWh from the ground. The boreholes are thus charged with 23,6 – 25,3 % of the annual energy extracted, due to

the PVT system, when 50 % of the energy produced is used for heating the DHW and charging the boreholes.

- There are several parameters that affect the results of the thermodynamic analysis. The parameters of particular interest are those that the designer can adjust.
 - Outlet temperature from the ground, due to changed mass flow rate of the boreholes. It is desirable to have a transient liquid flow, combined with the lowest possible mass flow rate.
 - A higher evaporation temperature and lower condenser temperature will result in a better COP.
 - Chevron angle (β) in the plate heat exchangers varies normally between 30 ° - 60 °. A smaller Chevron angle reduces the heat exchanger area.
 - Orientation of the PVT panel. For a location in Oslo, the optimal orientation of a PVT panel is towards the south.
 - Tilt angle of the PVT panel. For a location in Oslo, the optimal tilt angle of a PVT panel is 40 °.
 - The impact of the mass flow distribution of thermal energy towards DHW and charging the boreholes.

Innholdsfortegnelse

PROSJEKT SPESIFIKASJON	II
FORORD	III
SAMMENDRAG	IV
ENGLISH SUMMARY	VI
INNHOLDSFORTEGNELSE	VIII
NOMENKLATUR	XI
1 INTRODUKSJON	1
1.1 MÅL MED OPPGAVEN	2
1.2 AVGRENSINGER	2
2 LITTERATURSTUDIE	3
3 TEORI	4
3.1 TERMODYNAMIKK	4
3.1.1 <i>Termodynamikkens 1. Lov</i>	4
3.1.2 <i>Termodynamikkens 2. Lov</i>	4
3.1.3 <i>Entalpi</i>	4
3.1.4 <i>Entropi</i>	5
3.1.5 <i>Eksergi</i>	5
3.2 VARMETRANSPORT	6
3.2.1 <i>Konduksjon</i>	6
3.2.2 <i>Konveksjon</i>	6
3.2.3 <i>Stråling</i>	7
3.3 VARMEPUMPE	7
3.4 ARBEIDSMEDIUM	8
3.5 BRØNNPARK	9
3.6 FOTOVOLTAISK TERMISK (PVT) PANEL	11
3.7 SYSTEMLØSNINGER	13
3.7.1 <i>Systemløsning 1</i>	13
3.7.2 <i>Systemløsning 2</i>	15
3.7.3 <i>Systemløsning 3</i>	16
4 METODE	17
4.1 ENGINEERING EQUATION SOLVER	17
4.2 VALG AV SYSTEMKONFIGURASJON	18

4.3	MATEMATISK MODELL.....	19
4.4	REFERANSEBYGG, ENERGISENTRALEN OG TEMPERATURNIVÅER.....	21
4.5	FORENKLINGER	25
4.6	VARMEPUMPE	26
4.7	FOTOVOLTAISK TERMISK (PVT) PANEL.....	30
4.8	RØRFORBINDELSE MELLOM VARMEVEKSLERE.....	37
4.9	BRØNNPARK.....	38
4.10	PLATEVARMEVEKSLERE	44
4.11	SENSITIVITETSANALYSER.....	51
5	RESULTATER OG DISKUSJON	52
5.1	VALIDERING AV MODELLEN.....	52
5.1.1	<i>Varmepumpe.....</i>	<i>52</i>
5.1.2	<i>Brønnpark.....</i>	<i>54</i>
5.1.3	<i>Varmevekslere.....</i>	<i>56</i>
5.1.4	<i>Fotovoltaisk termisk (PVT) panel</i>	<i>57</i>
5.2	VARMEPUMPE	58
5.3	FOTOVOLTAISK TERMISK (PVT) PANEL.....	62
5.4	RØRFORBINDELSE MELLOM VARMEVEKSLERE.....	69
5.5	BRØNNPARK.....	69
5.6	PLATEVARMEVEKSLERE	71
5.7	SENSITIVITETSANALYSER.....	73
5.7.1	<i>Utløpstemperatur fra grunnen ved forskjellige massestrøm og temperaturer i grunnen</i> <i>74</i>	<i>74</i>
5.7.2	<i>Grunntemperaturens påvirkning av utløpstemperaturen fra grunnen og</i> <i>fordamperareal</i>	<i>74</i>
5.7.3	<i>Brønnparkens totale massestrøm påvirkning av returtemperatur til grunnen og HX₁-</i> <i>areal 75</i>	<i>75</i>
5.7.4	<i>Temperturløft til frostvæske og effekt i HX₁ ved synkende temperaturer</i>	<i>76</i>
5.7.5	<i>Påvirkning av COP ved forskjellige fordampnings- og kondenseringstemperaturer</i>	<i>76</i>
5.7.6	<i>Påvirkning av varmevekslerareal ved forskjellige Chevron-vinkler.....</i>	<i>77</i>
5.7.7	<i>Termisk og elektrisk virkningsgrad påvirkning av ulik solarfluks.....</i>	<i>78</i>
5.7.8	<i>PVT-panelets påvirkning av orientering.....</i>	<i>79</i>
5.7.9	<i>PVT-panelets påvirkning av helning.....</i>	<i>80</i>
5.7.10	<i>Endret termisk energidistribusjon fra PVT-anlegg.....</i>	<i>81</i>
6	KONKLUSJON.....	82
7	FREMTIDIG ARBEID	84
8	REFERANSER.....	85

VEDLEGG.....	89
VEDLEGG A: SCOPING LITERATURE REVIEW	89
VEDLEGG B: MATEMATISK MODELL	108
VEDLEGG C: DUALSUN SPRING 375 (PVT-PANEL)	111
VEDLEGG D: TEGNINGER	114
VEDLEGG E: SYSTEMSKJEMA.....	118
VEDLEGG F: SWEP B220 BRAZED PLATE HEAT EXCHANGER.....	121
VEDLEGG G: BERGVARMEPUMPE NIBE F1345	122
VEDLEGG H: FORENKLET RØRDIMENSJONERINGS EXCEL-ARK	123
VEDLEGG I: EGENSKAPER FOR METALLER OG ANDRE MATERIALER	124
VEDLEGG J: 32MM KOLLEKTORRØR.....	125
VEDLEGG K: EES-BEREGNING AV VARMEPUMPE (R290 & R600A)	126
VEDLEGG L: EES-BEREGNING AV VARMEPUMPE (R717).....	135
VEDLEGG M: EES-BEREGNING AV PVT	144
VEDLEGG N: EES-BEREGNING AV RØRFORBINDELSE MELLOM VARMEVEKSLERE	150
VEDLEGG O: EES-BEREGNING AV BRØNNPARK	152
VEDLEGG P: EES-RESULTAT AV VARMEPUMPE (R290)	157
VEDLEGG Q: EES-RESULTAT AV VARMEPUMPE (R600A)	159
VEDLEGG R: EES-RESULTAT AV VARMEPUMPE (R717).....	161
VEDLEGG S: EES-RESULTAT AV PVT	163
VEDLEGG T: EES-RESULTAT AV RØRFORBINDELSE MELLOM VARMEVEKSLERE	164
VEDLEGG U: EES-RESULTAT AV BRØNNPARK (R290)	165
VEDLEGG V: EES-RESULTAT AV BRØNNPARK (R600A).....	166
VEDLEGG W: EES-RESULTAT AV BRØNNPARK (R717)	167
VEDLEGG X: KORREKSJONSFAKTOR FOR ORIENTERING OG HELNING TIL PVT-PANEL	168
VEDLEGG Y: SENSITIVITETSANALYSER FOR KULDEMEDIUM R290 (PROPAN).....	169
VEDLEGG Z: SENSITIVITETSANALYSER FOR KULDEMEDIUM R600A (ISOBUTAN)	171

Nomenklatur

Forkortelser	Beskrivelser
VP	Varmepumpe
HP	Heat pump
EES	Engineering Equation Solver
PV	Photovoltaic
PVT	Photovoltaic thermal
SAGSHP	Solar assisted ground source heat pump
GSHP	Ground source heat pump
BHX	Borehole heat exchanger
SCOP	Seasonal coefficient of performance
COP	Coefficient of performance
R	Refrigerant
R290	Propan
R600a	Isobutan
R717	Ammoniakk
R \dot{s}	Spesifikt kuldemedium
GWP	Global warming potential
ODP	Ozon depletion potential
HK	Hydrokarbon
HX	Heat exchanger
LMTD	Log-mean temperature difference
WF	Working fluid
STC	Standard test conditions
BRA	Bruksareal
DUT _v	Dimensjonerende utetemperatur, vinter

DUTs	Dimensjonerende utetemperatur, sommer
DHW	Domestic hot water
Evap	Evaporator
Comp	Compressor
Cond	Condenser
Exp. V.	Expansion valve
MP	Max power
Rev	Reversibel
Th	Thermal
a	Ambient
Eq	Equivalent
PG	Propylen glykol
EA	Etanol
Crit	Critical
Sat	Saturated
VVB	Varmtvannsbereder

Greske bokstaver	Beskrivelser	Enhet
η	Virkningsgrad	[-]
β_{temp}	Temperaturkorreksjonsfaktor for PV	[%/K]
$\gamma_{G,STC}$	Korreksjonsfaktor for gjennomsnittlig solintensitet	[-]
ρ	Tetthet	[kg/m ³]
μ	Dynamisk viskositet	[kg * s/m]
ν	Kinematisk viskositet	[m ² /s]
λ	Termisk konduktivitet	[W/(m*K)]
β	Chevron vinkel	[°]
ψ	Eksergi overføring fra masse	[kJ/kg]
ϵ	Emissivitet	[-]
σ	Stefan-Boltzmann konstant	[W/m ² K]
π	PI konstant	[-]
Δ	Differanse	[-]

Symboler	Beskrivelser	Enhet
\dot{Q}	Varmeoverføringsrate	[W]
W	Effekt	[W]
E	Energi	[kWh]
m	Masse	[kg]
\dot{m}	Massestrøm	[kg/s]
h	Spesifikk entalpi	[kJ/kg]
u	Spesifikk indre energi	[kJ/kg]
$Ex (X)$	Eksergi	[W]
X_{dest}	Eksergiødeleggelse	[W]
s	Spesifikk entropi	[kJ/(kg*K)]
\dot{S}_{gen}	Generert entropi	[kW]
P	Trykk	[kPa]
T	Temperatur	[K]
ke	Kinetisk energi	[J]
pe	Potensiell energi	[J]
v	Hastighet	[m/s]
g	Gravitasjonskonstanten	[m/s ²]
z	Høyde	[m]
k	Termisk konduktivitet	[W/(m*K)]
h	Varmeoverføringskoeffisient for konveksjon	[W/(m ² *K)]
Nu	Nusselt tall	[-]
L	Lengde	[m]
P	Effekt	[W]
I	Strøm	[A]
V	Spenning	[V]
C_p	Spesifikk varmekapasitet	[kJ/(kg*K)]
A	Areal	[m ²]
N	Antall	[-]
PR	Pressure ratio (trykk rate)	[-]
I	Innstrålt solenergi	[kWh/m ²]
G	Solintensitet	[W/m ²]
D	Diameter	[m]

r	radius	[m]
Re	Reynolds nummer	[-]
x	Kvalitet (vann-damp massefraksjon)	[-]
t	Tykkelse	[m]
Pr	Prandtl-tall	[-]
Re _L	Reynolds tall væske	[-]
Pr _L	Prandtl-tall væske	[-]
X _{tt}	Lockart-Martinelli parameter	[-]
R _f	Fouling faktor	[(m ² *K)/W]
V	Volum	[m ³]
l	Liquid (væske)	[-]
f	Fluid (væske)	[-]
v	Vapor (gass)	[-]
g	Gas (gass)	[-]
H	Varmetapstall	[W/K]
f	friksjonsfaktor	[-]
G _{wf}	Massefluks	[kg/(s*m ²)]

1 Introduksjon

Menneskeskapte klimaendringer er en global utfordring. Fra førindustriell tid og frem til i dag har den globale middeltemperaturen økt med ca. 1,1 °C (Miljødirektoratet, 2020). Hovedårsaken til de menneskeskapte klimaendringene er en økning av tilførte drivhusgasser til atmosfæren.

Drivhusgasser har en direkte korrelasjon med global oppvarming. En av de største bidragsyterne er utslipp av drivhusgassen CO₂, og kommer fra bruk av fossilt brennstoff.

IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change) publiserte i 2018 en rapport som konkluderer med at den globale oppvarmingen må begrenses til en temperaturøkning på 1,5 °C for å sikre en bærekraftig fremtid. For å oppnå dette målet må de menneskeskapte klimagassutslippene av CO₂ reduseres med 45% (UN, u.å.)

Bygg- og anleggsektoren var ansvarlig for 36% av jordklodens totale energiforbruk og 39% av alle prosess relaterte karbondioksidutslipp i 2018 (IEA, 2019).

Mer enn 75% av verdens totale energibehov dekkes av fossile energikilder (NHO, u.å.) og verdens energisentraler domineres av ikke-fornybar energi. Fornybare energikilder som solenergi og geotekniske varme begynner å bli godt etablert som separate energikilder, men utviklingen og bruk av energisentraler som benytter kombinerte fornybare energikilder er fremdeles i et utviklingsstadium.

Energisentraler som benytter kombinerte fornybare energikilder er en lovende teknologi for å redusere klimagassutslipp. Solassisterte bergvarmepumper bestående av fotovoltaiske termiske (PVT) paneler og bergvarmepumpe (GSHP), er en energisentral som kombinerer flere typer fornybare energikilder. Bergvarmepumpen utvinner varme fra bakken ved hjelp av borehullvarmeveksler (BHX), mens det fotovoltaiske termiske (PVT) panelet generer varme og elektrisitet fra solenergi. Kombinasjonen av PVT (photovoltaic thermal) og GSHP (ground source heat pump) til en SAGSHP, (solar assisted ground source heat pump) har flere virkninger. Systemet kan bidra til en års kontinuerlig termisk likevekt i borehullene, da den akkumulerte solvarmen injiseres tilbake til grunnen (Liu et al., 2016), og PVT-systemet kan bistå til konvensjonelle romoppvarming og forvarming av varmt tappevann. Selv i kalde klimaer kan et slikt system benyttes for romoppvarming, oppvarming av varmt forbruksvann og/eller lade brønnenparken

(Reda, 2015). I tillegg konkluderer (Emmi et al., 2020) med at installering av PVT-paneler til en GSHP vil øke systemets totale seasonal coefficient of performance (SCOP).

$$SCOP_{ekvivalent} = \frac{Q_{th}}{W_{net,in}} = \frac{Q_{th}}{W_{el,HP} - W_{el,PVT}} \quad (1)$$

1.1 Mål med oppgaven

Målet med denne oppgaven er å analysere en energisentral bestående av en bergvarmepumpe i kombinasjon med fotovoltaisk termiske panel, med hensyn til termodynamikk i et kaldt klima.

I denne oppgaven skal tre forskjellige kuldemedier til bergvarmepumpen beregnes, og det skal gjennomføre diverse sensitivetsanalyser for å definere parametere av stor betydning til energisentralen.

Ved bruk av programvaren Engineering Equation Solver (EES) utvikles en matematisk modell av hele systemet med betraktning på masse-, energi- og eksergibalanser.

1.2 Avgrensinger

Denne masteroppgaven begrenses til kun en systemløsning, kald side av varmepumpen og tre «naturlige» kuldemedier (propan, isobutan og ammoniakk). Dimensjonering av systemets rør, koblinger og komponenter (unntaket varmepumpen) med tanke på trykkforhold, trykktap og energiforbruk unnlates.

Oppgaven begrenses til en spesifikk bygning. Bygningen er en imaginær boligblokk med TEK17- og passivhusstandard, lokalisert i Oslo (kaldt nordisk klima).

Det benyttes kun motstrøms platevarmevekslere i denne oppgaven.

2 Litteraturstudie

Som forberedelse til denne masteroppgaven ble det utført et litteraturstudie i emne MAEN5300 Forskningsmetoder og etikk, høstsemestret 2020. I dette litteraturstudiet settes søkelys på hvilken type forskning som har blitt utført på energisentraler bestående av solassisterte bergvarmepumper. Metodikken benyttet til dette litteraturstudiet er et «scoping review». Et «literature scoping review» har som mål å kartlegge tilgjengelig forskningslitteratur. Dette er en nyttig metodikk for å identifisere, gjennomgå og syntetisere forskningsartikler, uavhengig av litteraturdesignet. Hele litteraturstudiet finnes i vedlegg A.

Parallelt med dette litteraturstudiet, ble et formelverkdokument opprettet for å systematisere og lagre relevante formler til komponentene i en solassistert bergvarmepumpe.

Det påbegynte litteraturstudiet og formelverkdokumentet ble videreutviklet og spisset i utførelsesfasen av denne masteroppgaven, helt frem til systemløsninger var utarbeidet, EES beregninger gjennomførte og metode kapitlet komplett. Det innsamlede formelverket vil bli publisert videre i denne oppgaven, og som en helhet i vedlegg B.

Litteraturstudiet ble avgrenset til kun engelske og norske artikler, hentet fra følgende søkemotorer og databaser.

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

Søkemethodikken benyttet for å lokalisere artikler var trunkering og boolske operatører. Søk etter forskningsartikler startet med få begrensninger. Flere og flere nøkkelord ble så inkludert for å begrense antall forskningsartikler og spisse søkene til et mer relevant innhold.

3 Teori

3.1 Termodynamikk

Termodynamikk er vitenskapen om forholdet mellom energi, varme og arbeid. Termodynamikken bygger på to hovedsetninger.

3.1.1 Termodynamikkens 1. Lov

Termodynamikkens første hovedsetning er loven om energiens bevarelse. Energi kan verken skapes eller tilintetgjøres, men kun transformeres til andre former. Dette betyr at energien i et system alltid vil være bevart. Av dette kan energibalansen defineres som:

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = \frac{d\dot{E}_{system}}{dt} \quad (2)$$

Energibalansen ved stasjonære forhold (ingen endring per tid), for et kontrollert volum der systemets kinetiske og potensielle energi er neglisjerbart ($\Delta KE = \Delta PE = 0$) blir energibalansen:

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} + \sum \dot{m}_{in} * h_{in} = \dot{Q}_{out} + \dot{W}_{out} + \sum \dot{m}_{out} * h_{out} \quad (3)$$

3.1.2 Termodynamikkens 2. Lov

Termodynamikkens andre hovedsetning beskriver at energi har en kvalitet og kvantitet. Da termodynamikkens første hovedsetning beskriver loven om energiens bevarelse, definerer den ikke retningen på prosessen. Derimot beskriver termodynamikkens andre hovedsetning retningen på en prosess, og om prosessen er irreversibel, reversibel eller umulig.

3.1.3 Entalpi

Entalpi er et termodynamisk begrep for en sammensetning av egenskapene trykk-volum (Pv) og indre energi (u) i et system. Entalpien beskriver tilstandsfunksjonen til system.

$$h = u + Pv \quad (4)$$

3.1.4 Entropi

Entropi er et termodynamisk begrep for graden av uorden i et lukket system. Entropien kan aldri reduseres for en spontan prosess. Entropien kan kun ved ideelle forhold være reversibel.

$$dS = \left(\frac{\partial Q}{T}\right)_{int,rev} \quad (5)$$

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\partial Q}{T}\right)_{int,rev} \quad (6)$$

Hvis prosessen ikke er reversibel, inkluderes S_{gen} , hvor S_{gen} er den genererte entropien i en irreversibel prosess.

3.1.5 Eksergi

Eksergi er et termodynamisk begrep for systemets arbeidspotensial i en gitt tilstand og et spesifisert miljø. Er systemet i termisk likevekt med omgivelsene til systemet, er systemet i en «dead state», uten eksergi. Eksergi defineres altså som hvor mye av den termiske energien til systemet som kan konverteres til arbeid.

Fra termodynamikken første og andre hovedsetning, vet vi at energi kan verken skapes eller tilintetgjøres, men kun transformeres til andre former, og at energi har en kvalitet og kvantitet. Eksergiavtagelse prinsippet fastslår at eksergien til et isolert system med en pågående prosess vil alltid reduseres, eller ved i en ideell prosess, forbli konstant.

Eksergi benyttes til å beregne «second-law efficiency». «Second-law efficiency» er et mål på ytelsen til en enhet, i forhold til ytelsen til den samme enheten ved reversible forhold og er svært nyttig for sammenlikning av enheter og sykluser.

$$\eta_{II} = \frac{W_u}{W_{rev}} \text{ (work – producing devices)} \quad (7)$$

$$\eta_{II} = \frac{W_{rev}}{W_u} \text{ (work – consuming devices)} \quad (8)$$

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{rev}} \text{ (refrigerators and heat pumps)} \quad (9)$$

3.2 Varmetransport

Varmetransport er en grunnleggende vitenskap som omhandler overføringshastigheten for termisk energi. Termisk energi overføres alltid fra et medium med høy temperatur til et medium med lavere temperatur, og stopper når begge medier har nådd den samme temperaturen (likevekt). Varme kan overføres i tre forskjellige metoder.

3.2.1 Konduksjon

Konduksjon er overføring av energi (varmeledning) fra de mer energiske partiklene i et stoff, til de tilstøtende mindre energiske partiklene, som følge av interaksjoner mellom disse.

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

Konduksjonsevnen til et materiale avhenger av materialets varmeledningskapasitet, varmelagringskapasitet, areal, temperaturforskjell og tykkelse.

3.2.2 Konveksjon

Konveksjon er overføring av energi mellom en solid overflate og den tilstøtende væske eller gass som er i bevegelse. Konveksjon er en kombinasjon av konduksjon og væskestrøm. Konveksjon opptrer enten som naturlig eller tvungen. Naturlig konveksjon er et resultat av oppdriftskrefter, mens tvungen konveksjon oppstår med en ekstern tilført bevegelsesenergi, som f.eks. en vifte, pumpe eller vind. Jo raskere væsken / gassen beveges, desto høyere blir varmetransporten som følge av konveksjonen. En væske/gass uten bevegelsesenergi påvirkes kun av konduksjon.

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

Nusselt nummer er en dimensjonssløs varmeoverføringskoeffisient til konveksjon. Nusselt nummeret representerer forbedringen i varmeoverføring fra en flytende væske/gass som følge av konveksjon i forhold til konduksjon over det samme området.

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

3.2.3 Stråling

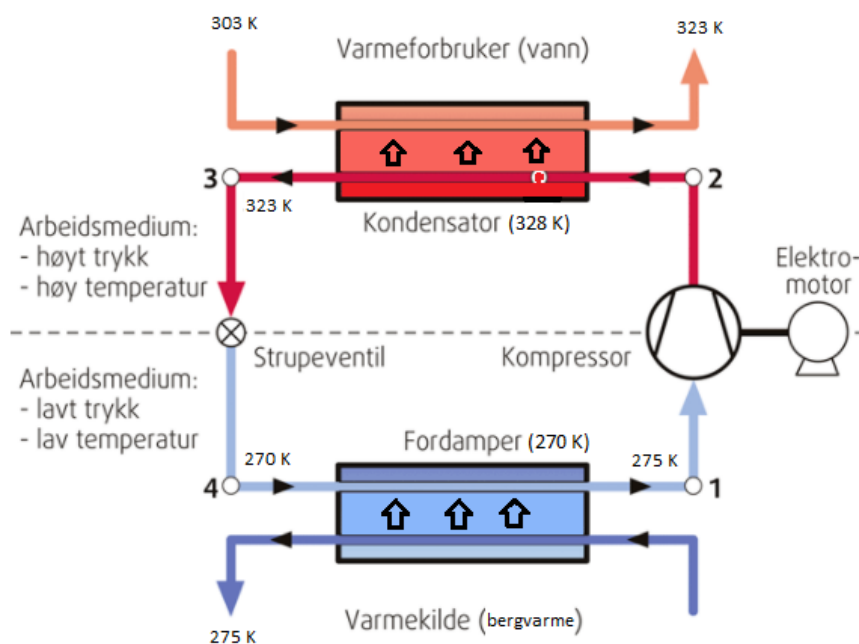
Stråling er energien som ett materie avgir i form av elektromagnetiske bølger eller fotoner, som et resultat av endringer i de elektroniske konfigurasjonene til atomene eller molekylene. I varmetransport begrenses stråling til termisk stråling. Varmetransport fra stråling foregår med lysets hastighet og avhenger ikke av tilstedeværelsen av et mellomliggende medium. Stråling er dermed den eneste type varmetransport som kan lede varme i et vakuum, derav sola til jorda.

$$\dot{Q}_{emit} = \epsilon\sigma A_s T_s^4 \quad (13)$$

Stråling er et volumetrisk fenomen. All materie i form av solid, væske eller gass emitterer, absorberer eller transmitterer stråling. For solide materier anses stråling kun som et overflatefenomen.

3.3 Varmepumpe

Varmepumpen består av en fordamper, kompressor, kondensator, strupeventil og et sirkulerende kuldemedium. Virkemåten til en varmpumpe er å transportere lavtemperatur varme fra fordamperen, til en høytemperatur varme i kondensatoren. Denne prosessen foregår ved bruk av et faseendrende arbeidsmedium, tilført arbeid i kompressoren og en strupeventil.



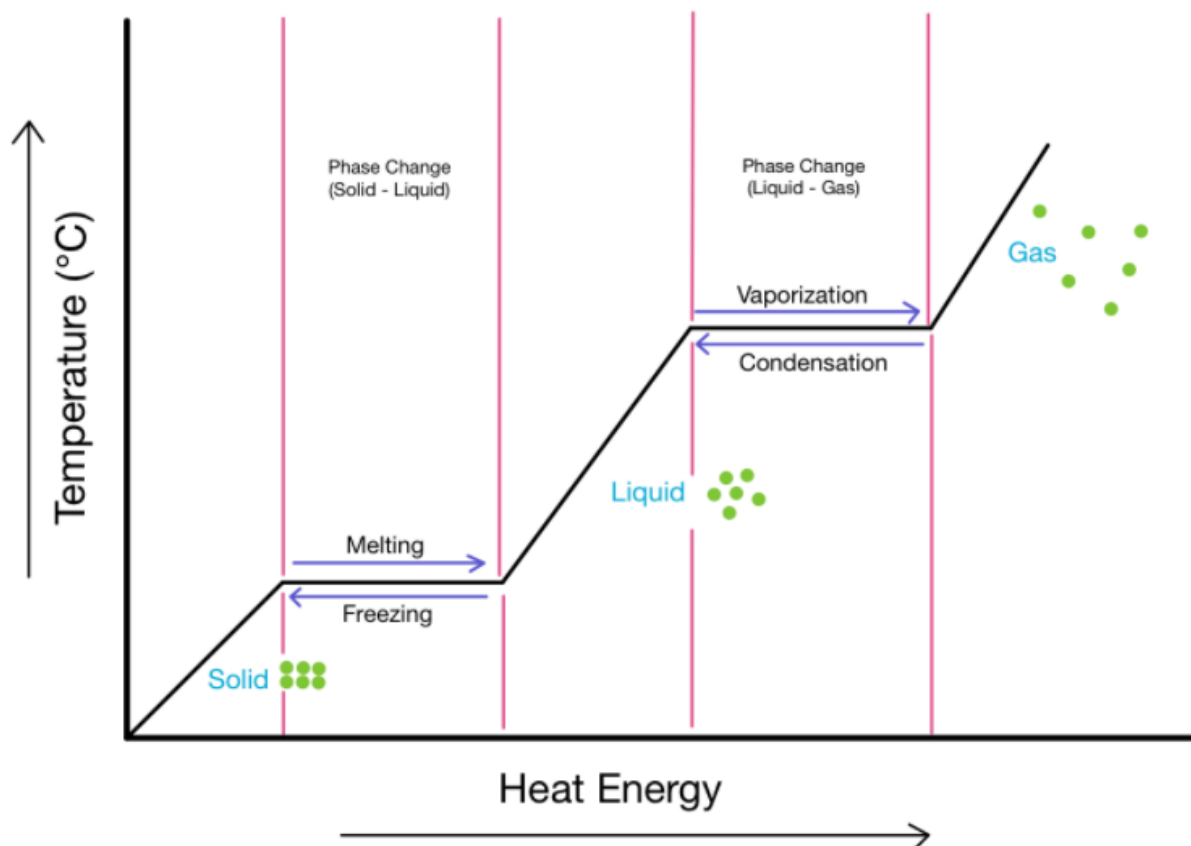
Figur 1: Sjematisk bergvarmepumpesyklus med oppgavespesifikke temperaturer (Stene, 2009).

Tabell 1: Funksjonsbeskrivelse av en varmepumpesyklus

<u>Komponent</u>	<u>Tilstand</u>	<u>Carnot (ideell) varmepumpesyklus</u>	<u>Virkelig varmepumpesyklus</u>
Kompressor	1 → 2	Isentropisk kompresjon	Ikke isentropisk kompresjon
Kondensator	2 → 3	Isobar varmeavgivelse	Ikke isobar varmeavgivelse
Strupeventil	3 → 4	Isentalpisk struping	Isentalpisk struping
Fordamping	4 → 1	Isobar varmetilførsel	Ikke isobar varmetilførsel

3.4 Arbeidsmedium

Arbeidsmedium (kuldemedium i en varmepumpesyklus) er den sirkulerende væsken/gassen i en varmepumpe. I varmepumpens termodynamiske syklus, er det arbeidsmediet som anvendes for overføringen av varme. Varmepumpesystemet løslater eller tilfører den nødvendige mengden varmeenergi til arbeidsmediet, slik at arbeidsmediet gjennomgår en faseendring (overgang mellom faststoff, væske og gass). Dette termodynamiske fenomenet er kalt latent varme.



Figur 2: Temperatur-varme faseendringsdiagram (Monahan, u.å.)

I denne oppgaven vil det settes søkelys på «naturlige kuldemedier» med lav «global warming potential» (GWP) og «ozone depletion» (ODP). Kuldemedier kalles naturlige, når kjemikaliene som anvendes finnes naturlig i omgivelsene. Miljøvennligheten til kuldemediet avhenger av dets bidrag til drivhuseffekt (GWP) og ødeleggelse av ozonlaget (ODP). Referanseverdien til GWP er karbondioksid med GWP = 1, og referanseverdien til ODP er kuldemediet R11 (som allerede er utfaset) med ODP = 1. I tillegg rangerer (ASHRAE-Standard-34, 2019) kuldemediets giftighet og brennbarhet i følgende kategorier:

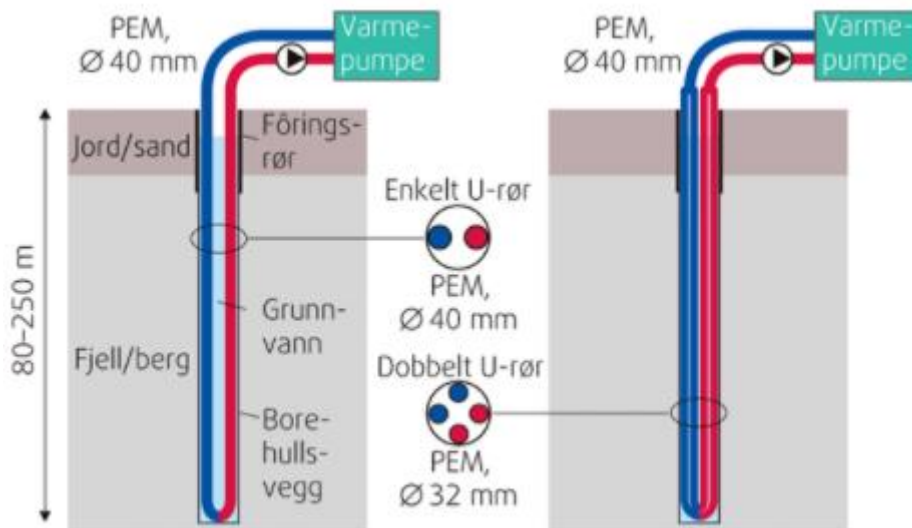
- Toksisk gruppe A: Ikke toksisk
- Toksisk gruppe B: Meget toksisk
- Brennbar gruppe 1: Ikke brennbart
- Brennbar gruppe 2L: Mildt brennbart
- Brennbar gruppe 3: Meget Brennbart

Tabell 2: Miljøegenskaper til kuldemedier

Arbeidsmedium	Kjemisk navn	Kjemisk formel	Gruppe	ODP (R11=1)	GWP (CO ₂ =1)	Toksisk / Brennbart
R290	Propan	C ₃ H ₈	HK	0	6,3	A3
R600a	Isobutane	HC(CH ₃) ₃	HK	0	3,0	A3
R717	Ammoniakk	NH ₃	Uorganisk	0	0	B2L

3.5 Brønnpark

Borehullvarmeveksler er en anordning for å ekstrahere/tilføre geotermisk varme til og fra grunnen. En borehullvarmeveksler er en varmeveksler inne i et borehull. Varmeoverføringen mellom borehull og varmepumpen, via en borehullvarmeveksler, er indirekte når borehullene har en egen kollektorkrets. Væsken i kollektorkretsen er frostsikker og bør ha en høy spesifikk varmekapasitet, høy varmekonduktivitet, høy densitet og lav viskositet (Kjellson, 2009). Kollektorkretsen installeres som et enkelt eller dobbelt U-rør i plast med et bunnlodd i borehullene.



Figur 3: Illustrasjon av enkle og doble U-rør for bergvarmepumpe (Stene, 2009).

En brønnpark kan bestå av en eller flere borehull med avstanden 5-10 meter. Dybden per hull varierer normalt fra 80-250 meter og avhenger av flere faktorer (Stene, 2009), blant annet:

- Varmebelastningen til bygningen
- Termisk effekt i varmepumpen
- Varmeledningsevne i bakken
- Temperatur i grunnen
- Avstand mellom borehullene
- Dybde på tildekkende jordlag (ned til fjell)
- Grunnvannsnivå og grunnvannsstrømmen i borehullet
- Geologiske forhold
- Borekostnader

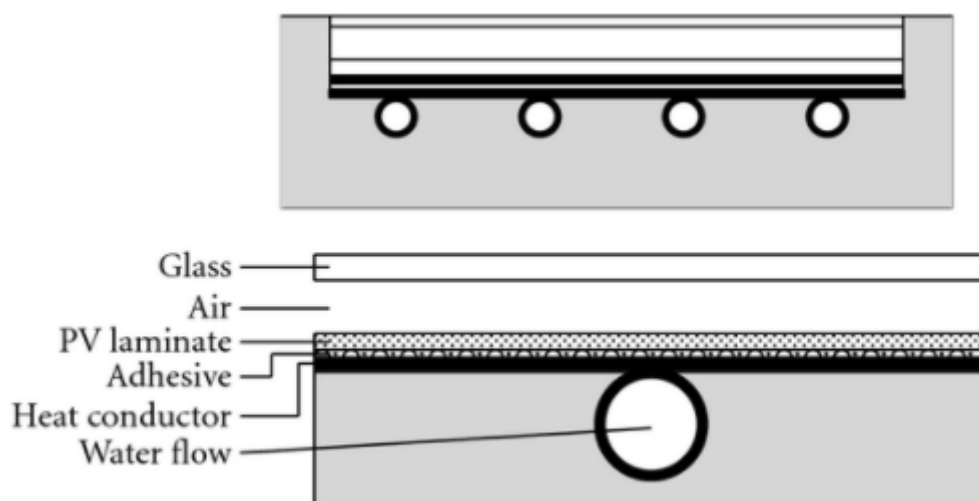
Varmeeffektuttak per meter borehull avhenger av temperatur i grunnen, bergtype og grunnvannsgjennomstrømning og kan variere fra 20-80 W/m. Varmepumpeveileder fra Statsbygg estimerer et realistisk overslag for byggherrer på 200 – 300 kWh/m*år, og et dimensjonerende effektuttak på 20 – 30 W/m per borehull (Lunde et al., 2003).

I tørre borehull (borehull som ikke er gjennomstrømmet av grunnvann) er det normalt å fylle luftrommet mellom kollektorkretsen og borehullet med et materiale som har en høyere

varmekonduktivitet enn luft. Dette kan for eksempel være betong, sand eller vann (Zijdemans, 2014).

3.6 Fotovoltaisk termisk (PVT) panel

Fotovoltaisk termisk (PVT) panel er en kombinasjon av solfanger og solcellepanel. Hensikten til et PVT-panel er å omgjøre solenergi til en anvendbar energi for produksjon av varme og strøm.



Figur 4: PVT-panel (Kim & Kim, 2012)

I kalde klimaer med frostfare er den termiske delen av PVT-panelet et indirekte system. Det betyr at panelets sirkulerende væske er et lukket system som blir oppvarmet av solen og varmevekslers videre. Den sirkulerende væsken, kalt solarvæske, må være frostsikker, tåle høye temperaturer og ikke ta skade av faseendring mellom væske og gass (Zijdemans, 2014).

Solcellepanelet i et fotovoltaisk termisk (PVT) panel består i hovedsak to tynne lag av ulike halvledermaterialer, kjent som positiv- (P) og negativ-type (N) halvledermaterialer. Halvledermaterialene dopes med små mengder urenheter (tilsetning av et stoff) som gir et overskudd (negative type halvledningsmateriale) eller underskudd (positiv type halvledningsmateriale) av frie elektroner (*sub-atomiske partikler med en negativ elektrisk ladning*). Ved en sammenkobling av P- og N-type halvledermaterialer skapes et elektrisk felt med en overgangsregion der elektronene kan ferdes. Når solenergi (lys som inneholder fotoner av

tilstrekkelig energi) tilføres beskrevet sammenkobling, kan fotonenes energi overføres til noen av elektronene. I denne prosessen, brytes valensbåndet, elektronet frigjøres og det oppstår et elektronhullpar i halvledermaterialet. Halvledningsmaterialet med overskudd av elektroner vil da tilføre elektroner via overgangsregionen til halvledermaterialet med elektronhullpar. Tilkobling av et eksternt kretsløp til begge halvledermaterialer vil da forårsake en strømning av elektrisitet (Boyle, 2012). Strømmen som generes som følge av dette (lys stråling) kalles den fotovoltaiske effekten.

Et PVT-system er et av de mest bærekraftige og miljøvennlige energiproduksjonssystemene ved drift. Effektiviteten til et PVT-system er helt avhengig av solinnstrålingen. Det er derfor kritisk at et slikt system orienteres i en kompassretning (asimutvinkelen) og helningsvinkel i forhold til horisontalplanet, slik at systemet kan dra nytte av mest mulig solenergi.

Effekten til solinnstrålingen (G) som treffer jordoverflaten, etter alle refleksjoner og absorpsjoner, avhenger av det lokale været (Zijdemans, 2014).

- Blå himmel: Ca. 1000 W/m²
- Lett skydekke: Ca. 600 W/m²
- Overskyet: Ca. 300 W/m²
- Vinterdag: Ca. 100 W/m²

Det er kun en mindre mengde av solinnstrålingen som kan konverteres til elektrisitet (ca. 15-20%). Resten av solenergien omgjøres til varme eller tap. Overoppheting av solcellen er en utfordring ved vanlige solcellepaneler. Solcellens effektivitet minker når solcelletemperaturen øker. 1 Kelvin økning i solcellens temperatur, reduseres effektproduksjonen og energieffektiviteten med 0,65% og 0,08%. Et PVT-system vil kjøle solcellen, samtidig som det produserer anvendbar varme (Rahman et al., 2015).

Et PVT-anlegg selger strøm til strømnettet ved overskudd og kjøper tilbake strøm ved behov.

3.7 Systemløsninger

Det er tre hovedårsaker for å kombinere solenergi med en bergvarmepumpe (Kjellson et al., 2010).

1. Redusere bruk av elektrisk energi
2. Øke temperaturen til brønnenparken
3. Redusere varmeeekstrahering fra brønnenparken

I teoridelen til denne oppgaven presenteres tre ulike systemløsninger av en solassistert bergvarmepumpe. I delkapittel 4.2 velges et av systemløsningene for videre analyser.

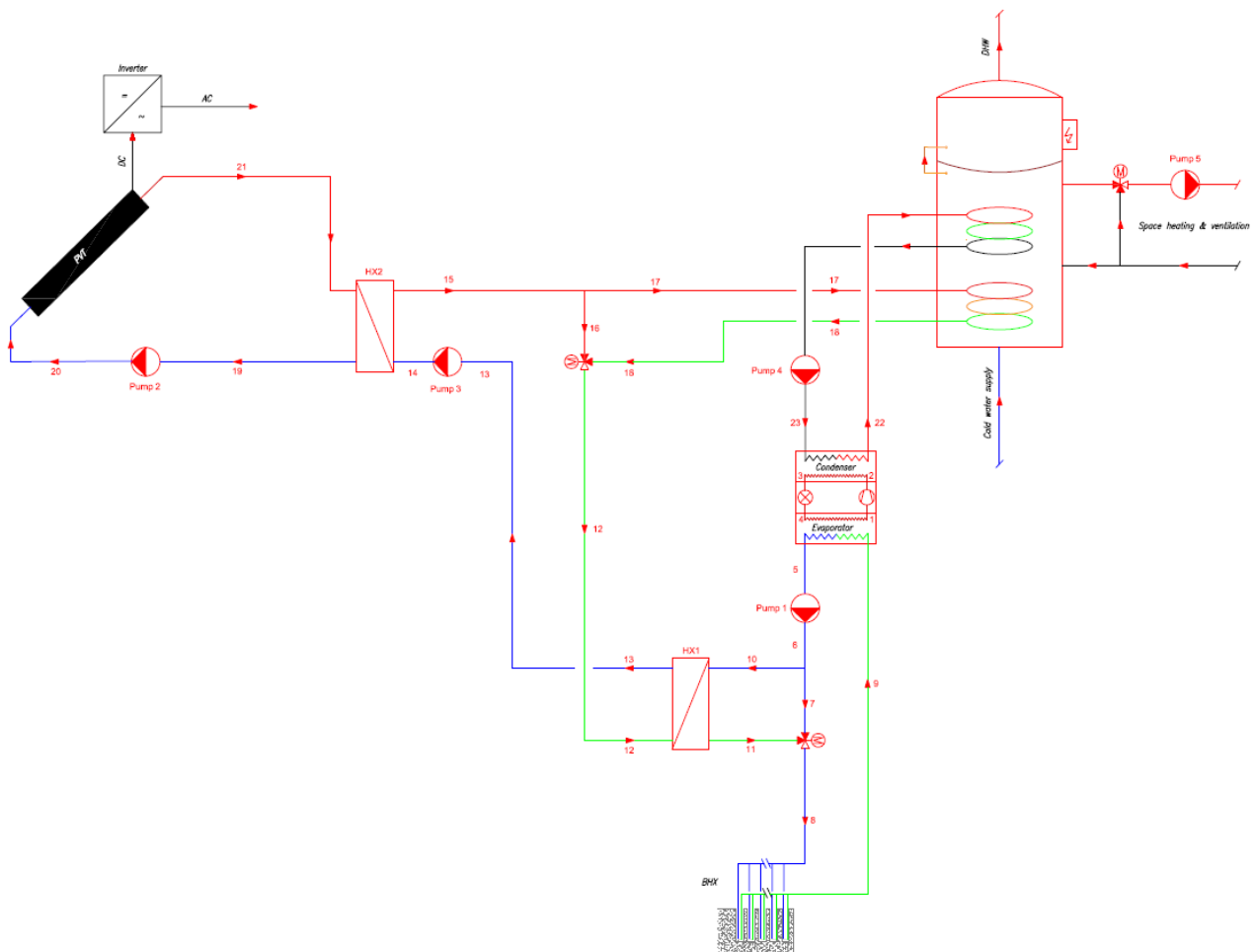
3.7.1 Systemløsning 1

Akkumulatortanken består av to sammensatte tanker som er inndelt i tre temperatursoner. Den øvre tanken varmes opp via varmeoverføring fra den nedre tanken, og den nedre tanken oppvarmes via coil fra PVT-panel eller varmepumpe. PVT-panelet leverer varme til den nedre delen av nedre tanken, i den kaldeste temperatursonen, for å oppnå høyest mulig virkningsgrad. Varmepumpe leverer varme til den midtre temperatursonen (øvre del av den nedre tanken). Hensikten med varmepumpen er å forvarme tappevann og tilføre romoppvarming (space heating & ventilation). Tursiden til romoppvarmingen må sikres med et elektrisk varmeelement (spisslast). Kaldt tappevann tilføres i bunn av den nedre tanken. I den øvre tanken og temperatursonen er det plassert et elektrisk varmeelement for momentanoppvarming av det foroppvarmede tappevannet.

Bergvarmepumpen ekstraherer varme fra brønnenparken. For å forhindre termisk ubalanse i brønnenparken, ved at grunnen tappes for energi, kan etanolvæsken fra fordamper oppvarmes med solenergi via en varmeveksler, før den returneres til brønnenparken. Årsaken til at brønnenparken havner i termisk ubalanse og at det oppstår en forringelse av systemets energieffektivitet, er et resultat at jevnlig varmutvinning og ingen varmetilførsel over tid (Emmi et al., 2015).

PVT-panelet er et indirekte system som anvender solenergi til elektrisitet og varme. I denne systemløsningen sirkulerer all solenergien via coilen i akkumulatortanken, eller direkte til

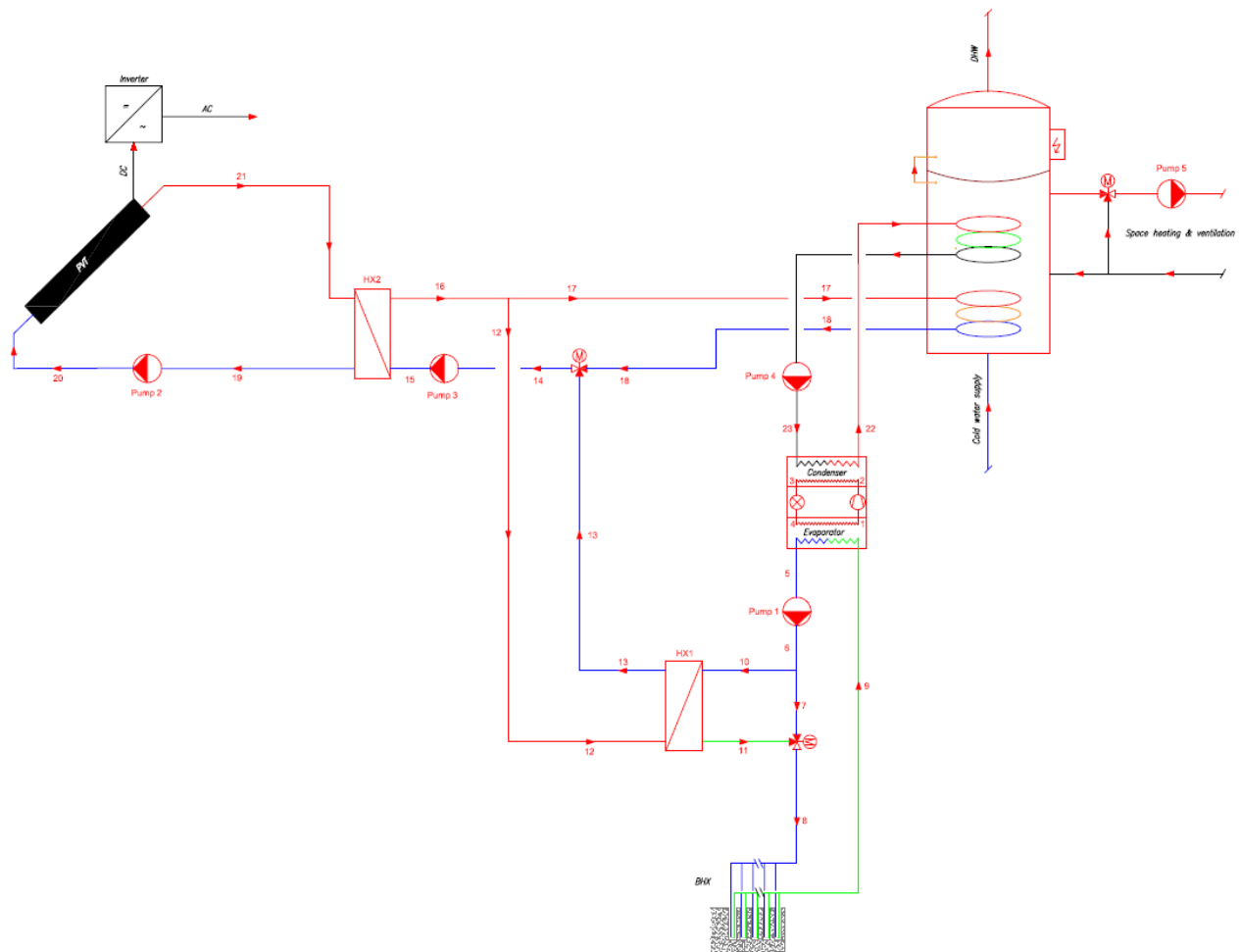
varmeveksler mot brønnpark (HX₁). Innløpstemperaturen til grunnen fra varmepumpens fordampere er lavtemperert med lav entalpi. Av denne årsaken kan returtemperaturen fra coil i akkumulatortanken anvendes ytterligere til å heve innløpstemperaturen til grunnen via varmeveksler (HX₁). Er væsketemperaturen fra PVT-panelet så lav at den vil kjøle akkumulatortanken, men fremdeles kan anvendes til å øke temperaturen til brønnparken, stenger shuntventilen væskestrømmen via coil og fører all væske direkte til HX₁. Shuntventilen opererer kun som en stengeventil der væskestrømmen til brønnparkvarmeveksleren (HX₁) alltid er åpen. Denne løsningen resulterer i en lengre bruksperiode for PVT-panelet, selv ved mindre solenergi og kaldere omgivelsestemperaturer, og en god massestrøm gjennom varmeveksler mot brønnpark (HX₁).



Figur 5: Systemskjema av en solassistert bergvarmepumpe. Systemløsning nr. 1.

3.7.2 Systemløsning 2

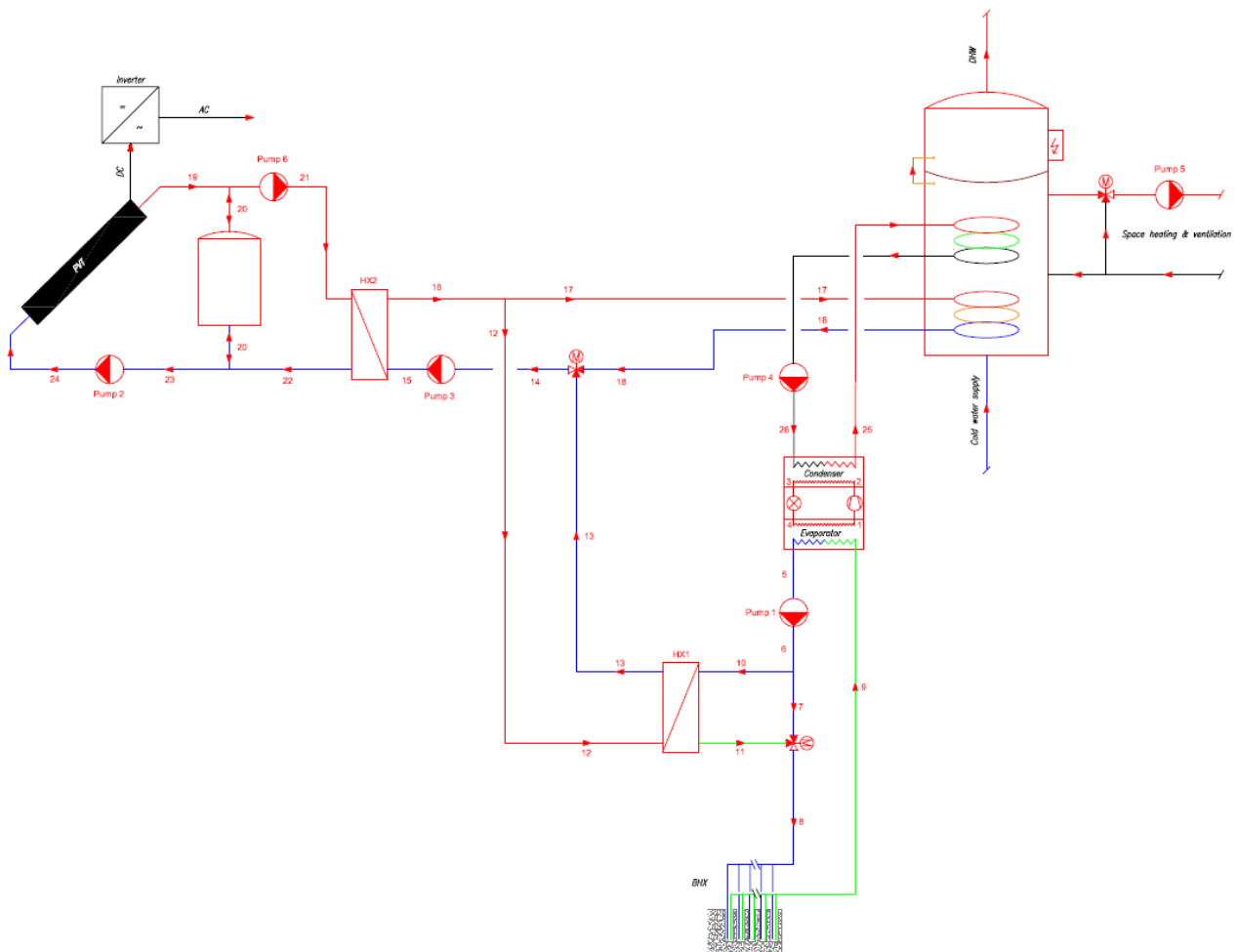
Akkumulatortank, bergvarmepumpe og det indirekte PVT-systemet er tilsvarende systemløsning nr. 1. Forskjellen til dette systemet er rørforbindelsen mellom varmevekslerne (HX₁ og HX₂). Ved denne systemløsningen splittes tur fra PVT varmeveksleren (HX₂), til en delstrøm via coil og brønnparkvarmeveksler (HX₁). Massestrømmen gjennom coil og brønnparkvarmeveksler reguleres av shuntventilen. Hvis turtemperaturen fra HX₂ vil kjøle akkumulatortanken, men fremdeles kan anvendes til å varme brønnparken, vil shuntventilen til coil stenges. Denne løsningen resulterer i at væsketemperatur tilsvarende punkt 16 tilføres både coil og brønnparkvarmeveksler. Returtemperaturen tilbake til HX₂ sikres ved at massestrømmen gjennom coil og brønnparkvarmeveksler reduseres og ønskelig temperaturdifferanse til begge varmeavgivere defineres. Denne løsningen vil likevel ha en høyere returtemperatur til HX₂ enn systemløsning nr. 1.



Figur 6: Systemskjema av en solassistert bergvarmepumpe. Systemløsning nr. 2.

3.7.3 Systemløsning 3

Akkumulatortank, bergvarmepumpe og rørforbindelsen mellom varmevekslere er tilsvarende systemløsning nr. 2. Forskjellen på systemløsning nr. 2 og 3 er det indirekte PVT-systemet og etablering av en akkumulatortank for lagring av overflødig solvarme. Hvis den dobbelt mantlede akkumulatortanken er fullstendig oppladet, behovet for varmt tappevann eller romoppvarming er fraværende og brønnparken er i termisk likevekt skal overskudsenergien fra solen lagres i denne tanken. Dette er en kostnadsdrivende systemløsning i forhold til systemløsning nr. 2, da systemløsning nr. 3 krever en ekstra akkumulatortank og pumpe. Styringen av system er også betraktelig mer komplisert, da flere motorventiler og pumper må samarbeide for at systemløsningen skal fungere ved de forskjellige driftsscenarioer (ladning av akkumulatortank, ekstrahering av energi fra akkumulatortank, delast, m.m.).



Figur 7: Systemskjema av en solassistert bergvarmepumpe. Systemløsning nr. 3

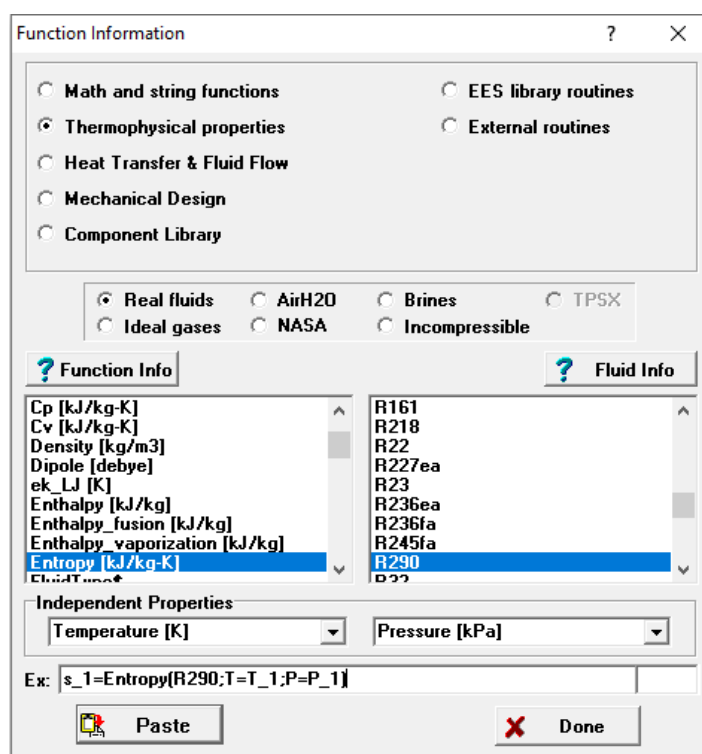
Systemløsning nr. 2 vil istedenfor lagring av overflødig solvarme, som beskrevet i systemløsning nr. 3, dumpe all overflødig solvarme direkte til brønnparken.

4 Metode

4.1 Engineering Equation Solver

Programvaren Engineering Equation Solver (EES) versjon Academic Commercial V11.025-3D fra F-Chart Software er benyttet til å utføre den termodynamiske analysen til denne masteroppgaven. EES er et likningsløsningsprogram som numerisk kan løse tusenvis av koblede ikke-lineære algebra- og differensiallikninger. Programmet brukes til å løse differensial-, og integrallikninger, gjøre optimaliseringer, gi usikkerhetsanalyser, utføre lineære og ikke-lineær regresjon, konvertere enheter, kontrollere enheter og genere plott. En viktig funksjon ved EES er den høye nøyaktigheten av den termodynamiske databasen, og databasen for varmetransportegenskaper som er gitt for hundrevis av forskjellige substanser (*Engineering Equation Solver*, 2021).

EES benytter to eller flere kjente verdier for å beregne den ukjente parameter i en spesifikk tilstand.



Figur 8: Utklipp fra EES som viser hvordan EES henter de termofysiske egenskaper til et medium ved gitte forutsetninger

Denne metodikken benyttes for å beregne de ulike parametrene i alle EES-modellene. Alt av EES-beregninger, inkludert kommandoer, er presenter i vedlegg K – O.

Tilstandslikninger og punktbeskrivelser i EES-modellene samsvarer med den valgte systemkonfigurasjonen.

4.2 Valg av systemkonfigurasjon

Denne masteroppgaven startet med å utvikle tre alternative systemløsninger av en bergvarmepumpe i kombinasjon med PVT-panel. De tre systemskjemaene er presentert og forklart i delkapittel 3.7. Systemkonfigurasjonene er utviklet fra egen kunnskap med inspirasjon fra systemløsninger som er funnet i litteraturstudiet. Forutsetninger til alle tre systemkonfigurasjoner er som følger:

- PVT-panel skal produsere strøm og varme.
- Varmepumpen produserer varme til forvarming av varmt tappevann, romoppvarming og ventilasjonsvarme.
- Akkumulatortank stratifiseres i tre termiske sjikt med ulike temperatursoner, slik at forvarming av varmt tappevann, romoppvarming og ventilasjonsvarme ivaretas. Stratifiseringen sikrer samtidig driftsforholdene til varmepumpen og solvarme.
- Brønnparken operer som varmekilde til varmepumpen.
- Brønnparken lades fra tilgjengelig solenergi.
- Rørforbindelsen mellom PVT-panel (HX_2), akkumulatortank og brønnpark (HX_1) distribuerer varmeenergi produsert fra PVT-panel.

Et PVT-panel anvender solenergi til både strøm og varme. Dette resulterer i at væsketemperaturen til et PVT-panel er mye lavere enn en ordinær solfanger. Som følger av forklaringer av de ulike systemløsninger i delkapittel 3.7, ble systemløsning nr. 2 (delkapittel 3.7.2) valgt for videre analyser. Denne løsningen sikrer høyeste mulige væsketemperaturen til både brønnpark og coil. Ettersom væsketemperaturen til et PVT-panel er lav ved dimensjonerende forhold, behøves ikke returtemperaturen til solvarmeveksler (HX_2) å reduseres ytterligere, slik som mulig ved bruk av systemløsning nr. 1. Systemløsningen nr. 1 er dermed en bedre løsning for et konvensjonelt solfangersystem.

4.3 Matematisk modell

I litteraturstudiet ble formelverk for hver komponent innsamlet og systematisert i et Excel-ark. Etter at systemkonfigurasjonen var bestemt, tilpasses Excel-arket i forhold til dette systemet og irrelevant formelverk forkastes. Dette Excel-arket fungerer som en beregningsveiledning og et premisdokument til alle EES-modellene. Særskilte, eksperimentelle og særdeles viktige formler for de eksplisitte systemer og komponenter er synliggjort i de respektive delkapitlene som følger. Generelle masse-, energi, entropi- og eksergibalanser er presentert i formelverk under, og spesifikke termodynamiske likninger for denne oppgaven er presentert i tabell 3 på neste side.

- Massebalanse:
$$\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = \Delta\dot{m}_{system} \quad (14)$$

- Energibalanse:
$$\dot{E}_{un} - \dot{E}_{out} = \frac{d\dot{E}_{system}}{dT} \quad (15)$$

- Entropibalanse:
$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{gen} = \Delta\dot{S}_{system} \quad (16)$$

- Eksergibalanse
$$\dot{X}_{in} - \dot{X}_{out} - \dot{X}_{destroyd} = \Delta\dot{X}_{system} \quad (17)$$

EES-modellene er delt opp i flere beregninger:

- Varmepumpe: Propan (R290), isobutan (R600a) & ammoniakk (R717)
- PVT-panel
- Rørforbindelsen mellom varmevekslere (HX₁ og HX₂)
- Brønnpark

Årsaken til denne oppdelingen er å kvalitetssikre eget arbeid ved at antall beregninger per EES-modell begrenses.

Hele den matematiske modellen er presentert i vedlegg B. I dette vedlegget inngår energi- og eksergivirkningsgrader, samt Nusselt korrelasjoner.

Component	Mass balance equations	Energy balance equations	Exergy destruction equation
PVT collector	$\dot{m}_{1g} = \dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} = \dot{m}_{sun}$	$Q_{sun} = \dot{m}_{sun} * C_{p,sun} * (T_{21} - T_{20}) = \dot{m}_{sun} (h_{21} - h_{20})$ $P_{pv,max} = P_{mp} = (I_{mp} * V_{mp})$ $P_{pv} = P_{mp} * (1 - (\beta_{temp} * (T_{solar\ cell} - T_{ref,solar\ cell})))$	$\dot{E}x_{d,pvt} = Ex_i - Ex_o = Ex_i - (Ex_{th} + Ex_{pv})$ $Ex_i = A_{pvt} * N_{pvt} * G_{sun} * (1 - [4/3] * [T_0/T_{sun}] + [1/3] * [T_0/T_{sun}]^4)$ $Ex_o = Ex_{th} + Ex_{pv}$ $Ex_{pv} = P_{pv} * N_{pvt}$ $Ex_{th} = \dot{m}_{sun} * C_{p,sun} * (T_{21} - T_{20}) * (1 - [T_0/T_{21}])$
Geothermal loop	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_g = \dot{m}_g = \dot{m}_{brine}$	$Q_g = \dot{m}_b * C_{p,g} * (T_g - T_g) = \dot{m}_b * (h_g - h_g)$	$\dot{E}x_{d,g} = T_0 * S_{gen,g} = T_0 * (\dot{m}_{brine} * [S_g - S_g] - [Q_g/T_g])$
Heat pump			
1. Evaporator	$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{wf}$	$Q_{evap} = \dot{m}_{wf} * (h_1 - h_4) = \dot{m}_{brine} * (h_g - h_2)$	$\dot{E}x_{d,evap} = T_0 * S_{gen,4-1} = T_0 * (\dot{m}_{wf} * [S_1 - S_4] - [Q_u/T_u])$
2. Compressor	$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{wf}$	$W_{comp} = \dot{m}_{wf} * (h_{2s} - h_1)$ $W_{comp,s} = \dot{m}_{wf} * (h_{2s} - h_1)$ $W_{comp} = W_{comp,s} / \eta_{comp}$	$\dot{E}x_{d,comp} = T_0 * S_{gen,1-2} = T_0 * (\dot{m}_{wf} * [S_2 - S_1])$
3. Condenser	$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{wf}$	$Q_{cond} = \dot{m}_{wf} * (h_2 - h_3) = \dot{m}_{22} * (h_{22} - h_{2s})$	$\dot{E}x_{d,cond} = T_0 * S_{gen,2-3} = T_0 * (\dot{m}_{wf} * [S_3 - S_2] - [Q_u/T_u])$
4. Expansion Valve	$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{wf}$	$h_4 = h_3$	$\dot{E}x_{d,exp} = T_0 * S_{gen,3-4} = T_0 * (\dot{m}_{wf} * [S_4 - S_3])$
Heat exchanger			
HX1	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$ $\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$	$\dot{m}_{12} * (h_{12} - h_{13}) = \dot{m}_{10} * (h_{11} - h_{10})$	$\dot{E}x_{d,hxz} = T_0 * S_{gen,hxz} = T_0 * (\dot{m}_{12} * [S_{13} - S_{12}] + \dot{m}_{brine} * [S_{11} - S_{10}])$
HX2	$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{19}$ $\dot{m}_{16} = \dot{m}_{15}$	$\dot{m}_{21} * (h_{21} - h_{19}) = \dot{m}_{15} * (h_{16} - h_{15})$	$\dot{E}x_{d,hxz} = T_0 * S_{gen,hxz} = T_0 * (\dot{m}_{sun} * [S_{20} - S_{21}] + \dot{m}_{15} * [S_{16} - S_{15}])$
Tank	$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18}$	$Q_{tank} = \dot{m}_{17} * C_{p,17} * (T_{17} - T_{18}) = \dot{m}_{17} * (h_{17} - h_{18})$	$\dot{E}x_{d,tank} = T_0 * S_{gen,tank} = T_0 * (\dot{m}_{17} * [S_{17} - S_{18}] - [Q_{tank}/T_{tank}])$

Tabell 3: Termodynamiske likninger

4.4 Referansebygg, energisentralen og temperaturnivåer

I denne oppgaven er det besluttet at systemkonfigurasjonen skal drifte en imaginær rektangulær boligblokk med flatt tak som er lokalisert i Oslo og har følgende mål:

Tabell 4: Bygningsgeometri

Dybde	15 meter
Bredde	30 meter
Etasjehøyde	3 meter
Antall etasjer	8 etasjer
Antall leiligheter totalt	35 stykk
Areal _{etasje}	450 meter ²
Areal _{leiligheter per etasje}	400 meter ²
Areal _{korridor/trapp/heis per etasje}	50 meter ²
Areal _{BRA}	3600 meter ²

Bygningen skal tilfredsstillere kriterier iht. byggeteknisk forskrift (TEK17) og passivhusstandarden NS 3700:2013 (Kriterier for passivhus og lavenergibygninger – Boligbygninger).

Oslo har en dimensjonerende utetemperatur vinter (DUTv) på -19,8 grader celsius og en middeltemperatur på 6,3 grader celsius (Kvande et al., 2018). Dimensjonerende innetemperatur for en boligblokk er 22 grader celsius i driftstid og 20 grader celsius utenfor driftstid ("SN-NSPEK 3031:2020," 2020). Dette resulterer i en $\Delta T = 41,8$ °C.

Bygningskroppens effektbehov grunnet transmisjon og infiltrasjon er beregnet iht. NS 3700:2013 (Kriterier for passivhus og lavenergibygninger – Boligbygninger). Effektbehovet til ventilasjon er beregnet iht. SN-NSPEK 3031:2020 (Bygningers energiytelse – Beregning av energibehov og energiforsyning). Effektbehovet til varmt tappevann er dimensjonert iht. beskrivelse i delkapittel

8.5.1 - Forenklet berederdimensjonering ved hjelp av tabeller, tabell 8.7 - Dimensjoneringstabell for boligbygg (Zijdemans, 2014).

Tabell 5: Effektbehov til boligblokk.

Beskrivelse	Forutsetninger	Beregning	Effektbehov
Transmisjon & infiltrasjon	$H''_{tr,inf} = 0,43 \text{ [W/m}^2\text{*K]}$	$H''_{tr,inf} * A_{BRA} * \Delta T$	64,7 kW
Ventilasjon	$H_{vent} = 0,34 * V \text{ [W/K]}$ Hvor $V = 1,6 - 0,007 * (A \text{ leiligheter per etasje} - 50) * A_{BRA} = 1,3 \text{ m}^3/\text{h} * \text{m}^2 * 3600\text{m}^2$	$H_{vent} * \Delta T * (1 - \eta)$ Hvor $\eta_{gjenvinner} = 80\%$	13,3 kW
Varmt tappevann	35 stykk leiligheter og lavtemperatur energikilde for forvarming + høytemperatur for ettervarming	Tabellverdi	15 kW (forvarming) + 15 kW (ettervarming)

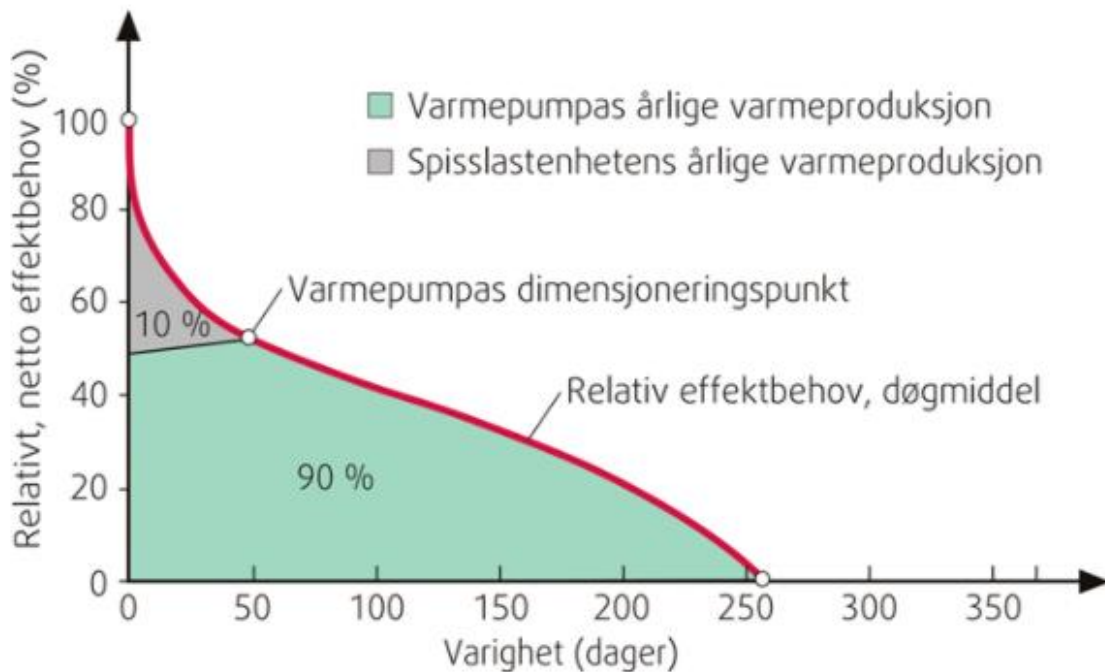
Bygnings energibehov er beregnet iht. NS 3700:2013 (Kriterier for passivhus og lavenergibygninger – Boligbygninger) og energibehovet til varmt tappevann er beregnet SN-NSPEK 3031:2020 (Bygningers energiytelse – Beregning av energibehov og energiforsyning).

Tabell 6: Energibehov til boligblokk.

Beskrivelse	Forutsetninger	Beregning	Energibehov
Oppvarming	$\text{kWh/m}^2\text{*} \text{år} = 15$	$15 \text{ [kWh/m}^2\text{*} \text{år]} * 3600 \text{ [m}^2\text{]}$	54 000 kWh/år
Varmt tappevann	$\text{Wh/m}^2\text{*} \text{døgn} = 68,7$	$(68,7 \text{ [Wh/m}^2\text{*} \text{døgn]} * 3600 \text{ [m}^2\text{]} * 365 \text{ [døgn/år]}) / 1000$	90 272 kWh/år

Dette resulterer i et totalt effektbehov til energisentralen på 93 kW (ekskludert ettervarming).
Energibehovet til boligblokken 144 272 kWh/år.

Varmepumper dimensjoneres vanligvis for 50-60% av maksimum effektbehov, som vil dekke ca. 80-95% av bygningens oppvarmingsbehov (Zijdemans, 2014). I dette tilfellet er det valgt å dimensjonere varmepumpen for ca. 50% av det maksimale effektbehovet som vil dekke opp mot 90% av bygningens oppvarmingsbehov. Varmepumpen størrelse blir dermed $93 \text{ kW} / 2 = 46,5 \text{ kW} \approx 50 \text{ kW}$.



Figur 9: Prinsipiell effekt-varighetskurve til væske/vann-varmepumper (Stene, 2009).

Den valgte systemløsningen inkluderer forvarming av varmt tappevann fra varmepumpen. Dette reduserer behovet for levert energi fra elektrisitet til varmt tappevann. SINTEF-målinger av slike systemløsninger oppgir en dekningsgrad til forvarming av varmt tappevann fra varmepumpen for et bo- og servicesenter til 34% (Gode systemløsninger gir mer forvarming av varmtvann, 2020). Ved beregning av varmepumpens energibehov til forvarming av varmt tappevann, skal PVT-panelets termiske energiproduksjonsbidrag subtraheres fra boligblokkens totale varmtvann energibehov. Metodikk for beregning av PVT-panelets termiske energiproduksjon til varmt tappevann er beskrevet i delkapittel 4.7 og 4.8, og verdi er hentet fra delkapittel 5.4 ($\dot{Q}_{\text{PVT,DHW}} = 13\,541 \text{ kWh}$)

Brukstid for varmepumpe er definert av (Ericson et al., 2016).

$$\text{Brukstid varmepumpe} = \frac{\text{levert energi per år [kWh]}}{\text{maksimal effekt [kW]}} \quad (18)$$

Ved bruk av levert energi per år som beskrevet i tabell 7, og en varmepumpe effekt på 50 kW, blir den årlige brukstiden til varmepumpen 1494 timer.

Tabell 7: Energibehov til varmepumpe

Beskrivelse	Forutsetninger	Beregning	Energi
Energibehov for varmepumpe (oppvarming)	90% dekningsgrad	54 000 kWh * 0,9	48 600 kWh
Energibehov for varmepumpe (varmt tappevann)	34% dekningsgrad	(90 272 kWh – 13 541 kWh) * 0,34	26 089 kWh

Temperaturnivåer ved dimensjonerende forhold om sommeren er definert for PVT-panel og rørforbindelsen mellom varmevekslere. Produktspesifikk informasjon fra DualSun Spring 375 (se vedlegg C) operer med mulige væsketemperaturer opp mot 70 °C. Det er ingen spesifikk informasjon som tilsier at denne væsketemperaturen er representativt for et kaldt nordisk klima. Derimot oppnådde en case studie med tilnærmet tilsvarende PVT-panel (DualSun Spring 315), utført i Fredrikstad (Norge), en væsketemperatur på 34,1 °C (Øvrevall, 2020). En termodynamisk analyse av et energisystem bestående av PVT-panel i kombinasjon med en bergvarmepumpe lokalisert i Canada (kaldt klima) målte væsketemperaturer inn og ut av et PVT-panelet til 17 °C og 27 °C (Seyam et al., 2020)

Væsketemperaturer til PVT-panel vil med dagens teknologi aldri oppnå tilstrekkelige temperaturer for å kunne eliminere faren for legionella (60 °C) og dekke 100% av varmt tappevannsbehov. Av denne årsak dimensjoneres dette PVT-anlegget for en realistisk tur- og returtemperatur på 35 °C og 20 °C. Øvrige temperaturer er beskrevet i tabell 8.

Tabell 8: Temperaturer ved dimensjonerende forhold om sommeren i grader Celsius.

Posisjon	Punkt 12	Punkt 13	Punkt 14	Punkt 15	Punkt 16	Punkt 17	Punkt 18	Punkt 19	Punkt 20	Punkt 21
Temperatur	30 °C	15 °C	15 °C	15 °C	30 °C	30 °C	15 °C	20 °C	20 °C	35 °C

Det forutsettes at utetemperatur (T_{ambient}) = årsmiddeltemperaturen for Oslo ($T_{\text{mean,oslo}}$) = 279,3 K (6,3 °C), og at 'solar cell temperatur referance at standard test conditions' ($T_{\text{solarcell,ref}}$) = 298 K (25 °C). 'Dead state temperatur' (T_0) varierer for de enkelte kretser, hvor $T_{0,\text{PVT}} = T_{0,\text{grunn}} = T_{\text{ambient}} = 279,3$ K (6,3 °C) og $T_{0,\text{inne}} = 295$ K (22 °C).

4.5 Forenklinger

For å kunne gjennomføre den termodynamiske analysen av en bergvarmepumpe i kombinasjon med PVT-panel er det foretatt flere forenklinger og antagelser. Hensikten med disse antagelsene og forenklingene er å redusere kompleksiteten til modellen. Forenklingene er typiske for en termodynamisk analyse og antagelsene er basert på oppgavens premisser og avgrensinger. Forenklingene og antagelsene er som følger:

- Ingen endring per tid (steady state)
- Endring i kinetisk og potensiell energi er neglisjerbare ($\Delta KE = \Delta PE = 0$)
- Trykktap er neglisjert i hele systemet
- Tilstandslikninger endres ikke gjennom sirkulasjonspumper
- Varmetap til omgivelsene fra hele systemet er neglisjert (adiabatisk system)
- Varmevekslere (inkludert fordampere og kondensator) er motstrømvarmevekslere
- Trykkforhold i solfangerkrets, rørforbindelse mellom varmevekslere, brønnparkkrets og varm side av varmepumpe krets er antatte verdier
- 100 Pa/m trykktap ved tabelldimensjonering av rørdiameter i forhold til massestrøm
- ΔT_{pinch} i fordampere og kondensator er 5 Kelvin
- Konstant termisk konduktivitet og diffusivitet i grunnen
- Varmeoverføringen fra borehull er radiell, og det er ingen variasjon i vinkelretningen
- De termiske egenskapene til borehullet og omgivende berg er homogene, isotrop og uavhengige av temperaturen
- Den uforstyrrede bergtemperaturen er uniform

- Varmeoverføringen mellom borehull og omgivende berg foregår ved en perfekt kontakt med ren varmeledning, og har ingen motstand
- Beregninger utføres ved dimensjonerende forhold
- Energiberegninger er beregnet med gjennomsnittlige verdier
- Kuldemediet er overopphetet med 5 Kelvin ut fra fordamper (superheated)
- Kuldemediet er underkjølt med 5 Kelvin ut fra kondensator (subcooled)
- Alle beregninger er gjennomført med hensyn på bevaring av masse og energi

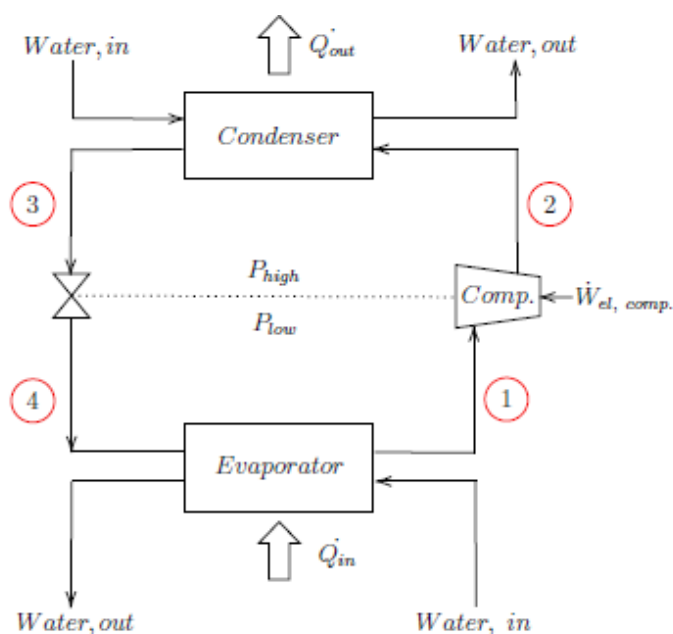
4.6 Varmepumpe

Varmepumpen er den første EES-modellen som ble etablert og er beregnet for tre forskjellige kuldemedier (propan, isobutan og ammoniakk). Avgrensinger til denne oppgaven resulterer i at kun kald side av varmpumpe beregnes, og at varmpumpen er uten kjølekurs.

Modellen startet med å definere grensetilstander og de forskjellige tilstandslikningene gjennom en varmpumpesyklus. Det ble forutsatt en innløpstemperatur til grunnen fra fordamper på 275 K (T_5), tur-/returtemperatur på varm side av varmpumpe er 323 K (T_{22}) / 303 K (T_{23}) og en $\Delta T_{\text{pinch}} = 5$ K. ΔT_{pinch} er den minste temperaturdifferansen mellom varm og kald side av varmeveksleren. For fordamperen er dette ved brine ut (T_5) og arbeidsmedium inn (T_4). For kondensator er dette ved arbeidsmedium inn ($T_{\text{sat,cond}}$) og varm side av varmpumpe ut (T_{22}). Med dette utgangspunktet er følgende parametere kjent.

Tabell 9: Tilstandslikninger med kjente parametere i varmepumpesyklusen

Tilstandslikninger	Fordamping	Kompresjon	Kondensering	Struping
Kjente parametere	$T_{\text{sat, evap}} = T_5 -$ $\Delta T_{\text{pinch}} = 270 \text{ K}$ $T_1 = T_{\text{sat, evap}} + 5 \text{ K}$ $= 275 \text{ K}$ (superheated) $P_1 = P_{\text{sat}}(R\$, T_4)$ $= P_4$	$S_{2s} = S_1$ $P_2 = P_3$	$P_3 = P_2$ $X_3 \approx 0$ (subcooled) $T_{\text{sat, cond}} = T_{22} + \Delta T_{\text{pinch}} =$ 328 K $T_3 = T_{\text{sat, cond}} - 5 \text{ K} =$ 323 K (subcooled) $Q_{\text{cond}} = 50 \text{ kW}$	$h_4 = h_3$ $P_4 = P_1$ $T_4 = T_{\text{sat, evap}} =$ 270 K



Figur 10: Komponente og syklus til en kompresjonsvarmepumpe (Hanstvedt, 2019).

Den isentropiske virkningsgraden til en adiabatisk kompressor hvor kinetisk og potensiell energi neglisjeres, er tilsvarende endringen i entalpi.

$$\eta_c = \frac{\text{Isentropic compressor work}}{\text{Actual compressor work}} = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (19)$$

Hvor den virkelige tilstanden i punkt 2 kan defineres som følger.

$$h_{2a} = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c} + h_1 \quad (20)$$

Ved bruk av eksperimentelle formler for hvert kuldemedium ble den isentropiske virkningsgraden og h_{2a} beregnet.

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

$$\eta_{c,R290} = 0,65 + 0,015PR - 0,0015PR^2 \quad (21)$$

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

$$\eta_{c,R600a} = 0,874 - 0,0135PR \quad (22)$$

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

$$\eta_{c,R717} = 0,976695 - 0,0366432PR + 0,0013378PR^2 \quad (23)$$

Hvor pressure ratio (PR) er definert som følger:

$$PR = \frac{P_{high}}{P_{low}} = \frac{P_{comp,out}}{P_{comp,in}} = \frac{P_2}{P_1} \quad (24)$$

Massestrømmen til kondensatoren beregnes som et adiabatisk system, hvor energioverføringen mellom kald- og varmvæskestrøm er uten tap.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{vann} * C_{p,vann} * (T_{22} - T_{23}) = \dot{m}_{arbeidsmedium} * (h_{2a} - h_3) \quad (25)$$

$$\dot{m}_{\text{vann}} = \frac{Q_{\text{cond}}}{Cp_{\text{vann}}*(T_{22}-T_{23})} \quad (26)$$

$$\dot{m}_{\text{arbeidsmedium}} = \frac{Q_{\text{cond}}}{(h_{2a}-h_3)} \quad (27)$$

Effekt til fordampner, kompressor og kondensator beregnes med tilstandslikninger.

$$\dot{Q}_{\text{fordampner}} = \dot{m}_{\text{arbeidsmedium}} * (h_1 - h_4) \quad (28)$$

$$\dot{W}_{\text{kompressor}} = \dot{m}_{\text{arbeidsmedium}} * (h_{2a} - h_1) \quad (29)$$

$$\dot{Q}_{\text{kondensator}} = \dot{m}_{\text{arbeidsmedium}} * (h_{2a} - h_3) \quad (30)$$

Varmepumpens COP er definert som følger.

$$COP_{HP} = \frac{Q_{\text{kondensator}}}{W_{\text{kompressor}}} \quad (31)$$

Ved bruk av databasen til EES har de gjenværende ukjente termodynamiske egenskapene til de ulike tilstandslikningene blitt beregnet.

Det bortkastede arbeidspotensialet, eksergiødeleggelse (Ex_{dest}), defineres som et resultat av irreversibiliteter og benyttes til å beregne andre-ordens virkningsgrad (η_{II}).

$$Ex_{\text{dest}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} \quad (32)$$

$$Ex_{\text{dest, evap}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen, evap}} = T_0 [\dot{m}_{\text{arbeidsmedium}}(s_1 - s_4) - \frac{\dot{Q}_L}{T_L}] \quad (33)$$

$$Ex_{\text{dest, comp}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen, comp}} = T_0 \dot{m}_{\text{arbeidsmedium}}(s_1 - s_2) \quad (34)$$

$$Ex_{\text{dest, cond}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen, cond}} = T_0 [\dot{m}_{\text{arbeidsmedium}}(s_3 - s_2) - \frac{\dot{Q}_H}{T_H}] \quad (35)$$

$$Ex_{\text{dest, exp}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen, exp}} = T_0 \dot{m}_{\text{arbeidsmedium}}(s_4 - s_3) \quad (36)$$

$$\eta_{II, \text{evap}} = 1 - \frac{Ex_{\text{dest, evap}}}{\dot{m}_{\text{arbeidsmedium}}[h_4 - h_1 - T_0(s_4 - s_1)]} \quad (37)$$

$$\eta_{II, \text{comp}} = 1 - \frac{Ex_{\text{dest, comp}}}{\dot{m}_{\text{arbeidsmedium}}(h_2 - h_1)} \quad (38)$$

$$\eta_{II, \text{cond}} = 1 - \frac{Ex_{\text{dest, cond}}}{\dot{m}_{\text{arbeidsmedium}}[h_2 - h_3 - T_0(s_4 - s_1)]} \quad (39)$$

$$\eta_{II, \text{exp}} = 0 \quad (40)$$

Tabell 10: Beskrivelse av parametere tilhørende eksergiødeleggelse og η_{II}

Parameter	Beskrivelse
T_0	«Dead state temperature» for varmepumpe som er plassert inne i teknisk rom. Se delkapittel 4.4
\dot{Q}_L	Tilført energi (= \dot{Q}_{evap}). Se tabell 31.
T_L	Tilført temperatur (= T_9). Se delkapittel 5.5
\dot{Q}_H	Avgitt energi (= \dot{Q}_{cond})
T_H	Avgitt temperatur (= T_{22})

4.7 Fotovoltaisk termisk (PVT) panel

Hensikten med et PVT-panel er anvende solenergi til produksjon av varme og strøm. Forskjellig fra en ordinær solfanger, der hovedmålet er å produsere varme, er hovedformålet til et PVT-panel å produsere strøm. Varmeproduksjonen til et PVT-panel er dets sekundærformål og et resultat av optimalisering av PV-paneler. PVT-paneler optimaliserer PV-produksjonen ved å redusere overflatetemperaturen til PV-cellene. En redusert overflatetemperatur til PV-cellene sikres ved å transportere varme bort fra PVT-panelet.

I denne oppgaven er det besluttet at PVT-panel skal minimum dekke strømforbruket til varmepumpens kompressor, uavhengig av kuldemedium. Strømforbruket til varmepumpen beregnes med tilført effekt i kompressor, multiplisert med varmepumpens driftstimer (se delkapittel 4.4).

$$E_{VP} = \dot{W}_{comp,R\$} * N_{timer,VP} \quad (41)$$

Det er flere avgjørende faktorer for solenergiproduksjonen til et PVT-panel. I dette tilfellet er det ingen ekstern skjerming av PVT-panelet, PVT-panelets orientering er direkte mot sør (asimutvinkel = 0 grader) og helningsvinkelen i forhold til horisontalplanet er 40 grader (se tilhørende korreksjonsfaktorer i vedlegg X). Dette resulterer i en innstrålt solenergi på 1001 kWh/m²*år og er den optimale orienteringen for Oslo (Zijdemans, 2014). I dette prosjektet utføres beregninger kun for en spesifikk type 'non insulated flat plate' PVT-panel. Produktspesifikk informasjon for PVT-panelet DualSun Spring 375 er presentert i vedlegg C. Prosjektspesifikke temperaturnivåer og solfluks er oppgitt i delkapittel 4.4 og 3.6.

Det termiske energiutbytte per PVT-panel beregnes iht. enkel dimensjoneringsmetode (Zijdemans, 2014).

$$\dot{Q}_{kWh/m^2,termisk} = I_{Opt,Oslo} * \eta_{sf} * f_i * f_o \quad (42)$$

Hvor

$$\eta_{sf} = \eta_0 - a_1 \frac{T_V - T_a}{G} - a_2 \frac{(T_V - T_a)^2}{G} \quad (43)$$

Tabell 11: Beskrivelse av parametere tilhørende forenklet dimensjoneringsmetode av PVT-panel

Parameter	Beskrivelse
$I_{Opt,Oslo}$	Årlig innstrålt solenergi ved optimal vinkel
G	Solintensitet (solfluks) ved dimensjonerende forhold (blå himmel) – Se delkapittel 3.6
η_{sf}	Virkningsgrad for PVT-panelets termiske del (dimensjonerende forhold)
f_o	Korreksjonsfaktor for asimutvinkelen – Se vedlegg X
f_i	Korreksjonsfaktor for helningsvinkel – Se vedlegg X

η_0	Virkningsgrad uten temperaturdifferanse mellom væske og lufttemperatur – Se vedlegg C
a_1	Varmetapskoeffisient (konduksjon og konveksjon) – Se vedlegg C
a_2	Varmetapskoeffisient (stråling) – Se vedlegg C
T_V	Midlere væsketemperatur i PVT-panel (gjennomsnitt tur-retur) – Se delkapittel 4.4
T_a	Utetemperatur (årsmiddeltemperatur for Oslo) – Se delkapittel 4.4

Strømeffektproduksjon per PVT-panel beregnes med oppgitt ampere og volt fra produsent ved standard testforhold for PV-paneler. Standard test conditions (STC) for solcellepaneler er solcelletemperatur på 25 °C og solintensitet (solfluks) på 1000 W/m² (*What are Standard Test Conditions (STC)*, u.å.)

$$\text{Ohms effekt lov} \quad P_{\max power} = I_{mp} * V_{mp} \quad (44)$$

Ved solcelletemperatur over 298 K, reduseres strømeffektproduksjonen med den produktspesifikke verdien β_{temp} på 0,34 %/K (*Spring 375 Shingle Black*, u.å.).

$$P_{solar cell} = P_{\max power} * \left(100\% - \left(\beta_{temp} * (T_{solar cell} - T_{solar cell,STC}) \right) \right) \quad (45)$$

Tabell 12: Beskrivelse av parametere tilhørende formel for strømeffektproduksjon fra solcellepanel

Parameter	Beskrivelse
I_{mp}	Elektrisk strøm (ampere)
V_{mp}	Elektrisk spenning (volt)
β_{temp}	Temperaturkoeffisient for $P_{\max power}$ per grad Celsius økning over $T_{STC} = 25 \text{ °C}$
$T_{solar cell} (= T_V)$	Midlere væsketemperatur i PVT-panel (gjennomsnitt tur-retur)
$T_{solar cell,STC}$	Standard test conditions (STC) for PV (photovoltaic)

Det forutsettes at den midlere væsketemperaturen (T_V) til PVT-panelet er lik overflatetemperaturen til solcellen ($T_{solar\ cell}$). Produktspesifikk informasjon for PVT-panelets I_{mp} , V_{mp} og β_{temp} er presentert i vedlegg C.

Strømennergiproduksjonen per PVT-panel er beregnet iht. formelverk fra (Nualboonrueng et al., 2012) og korrigeret for faktiske solforhold.

$$\dot{Q}_{kWh,PV} = P_{solar\ cell} * N_{PVT} * N_{soltimer,Oslo} * \gamma_{G_{STC},Oslo} \quad (46)$$

Tabell 13: Beskrivelse av parametere tilhørende formel for strømproduksjon fra solcellepanel

Parameter	Beskrivelse
$P_{solar\ cell}$	Effektproduksjon per PVT-panel, korrigeret for solcelle overflatetemperatur > 25° C
N_{PVT}	Antall PVT-panel
$N_{soltimer,Oslo}$	Antall soltimer for Oslo
$\gamma_{G_{STC},Oslo}$	G_{STC} -korreksjonsfaktor for gjennomsnittlig solintensitet i Oslo

Antall soltimer og solintensitet (solfluks) for Oslo er hentet fra tabell 36 og 4 c i Byggforsk 472.411 - Solstrålingsdata for energi- og effektberegninger og presentert i tabell 34 (delkapittel 5.3). Strømeffektproduksjonen per PVT-panel er beregnet for standard testforhold (STC) med en solintensitet (solfluks) på 1000 W/m² og korrigeret for temperaturkoeffisienten, β_{temp} , ved dimensjonerende forhold. Den gjennomsnittlige årlige solintensiteten for Oslo ved en klar himmel, orientert mot sør og 30° ($\approx 40^\circ$) helning fra horisontalplanet er 731 W/m². Dette resulterer i en korreksjonsfaktor for den faktiske årlige solintensiteten i Oslo.

$$\gamma_{G_{STC},Oslo} = \frac{\bar{G}_{Oslo,sør}}{G_{STC}} = 0,731 \quad (47)$$

Virkningsgraden per PVT-panel er opplyst fra leverandør for standard test forhold (STC) til 20% (se produktdatablad i vedlegg C) og beregnes med formel til (Lee et al., 2019)

$$\eta_{PV} = \frac{P_{\max power}}{A_{PVT} * G} \quad (48)$$

Varmeeffektproduksjon til PVT-anlegget er definert som følger.

$$Q_{sun} = \dot{m} * Cp * \Delta T = \dot{m}_{sun} * Cp_{sun} * (T_{21} - T_{20}) \quad (49)$$

Tabell 14: Beskrivelse av parametere tilhørende formel for varmeeffektproduksjon per PVT-panel

Parameter	Beskrivelse
\dot{m}_{PVT}	Massestrøm per PVT-panel
\dot{m}_{sun}	Total massestrøm til alle PVT-paneler
Cp_{sun}	Spesifikk varmekapasitet til solarvæske
T_{21}	Innløp væsketemperatur til PVT-panel
T_{20}	Utløp væsketemperatur fra PVT-panel
P_{PVT}	Trykk i PVT-krets

Det er valgt å benytte en solarvæske bestående av 50% propylenglykol og 50% vann mikstur. Dette er det anbefalte blandingsforholdet til solarvæske ved nordiske forhold (Kjellson, 2009) og har et lavere frysepunkt enn DUTv for Oslo (Zijdemans, 2014). Som en forenkling forutsettes det at $1l_{\text{solarvæske}} = 1kg_{\text{solarvæske}}$. Trykksatte solfangerkretser operer med driftstrykk på 2 – 3 bar (Enova, 2011). I denne oppgaven er trykket i PVT-krets er antatt å være 303 kPa. Produktdatabladet til PVT-panelet, presentert i vedlegg C, opplyser om den anbefalte massestrømmen per panel for anvendelse til DHW (32l/h) og borehull (100l/h). Ettersom PVT-paneler til systemkonfigurasjonen skal benyttes til både DHW og borehull, hvor massestrømmen ut fra varmeveksleren splittes, dimensjonere massestrømmen per PVT-panel som følger:

$$\dot{m}_{PVT} = 50 \% * \dot{m}_{PVT,DHW} + 50 \% * \dot{m}_{PVT,BHX} = 0,5 * (32 + 100) \frac{l}{h} = 66 \frac{l}{h} = 0,0183 \frac{l}{s} \quad (50)$$

Temperaturnivåer er beskrevet i kapittel '4.4 – Inndata for bygningen, energisentralen og temperaturnivåer' og den spesifikke varmekapasiteten til propylenglykolblandingen er beregnet i EES.

Total mengde PVT-panel ble bestemt ved interpolering av dekningsgrader, slik at strømenergiproduksjonen ble ivaretatt. Deretter kvalitetssikres den totale mengden PVT-areal mot faktisk takareal ved bruk av BIM-modellering i Revit 2021 (se vedlegg D).

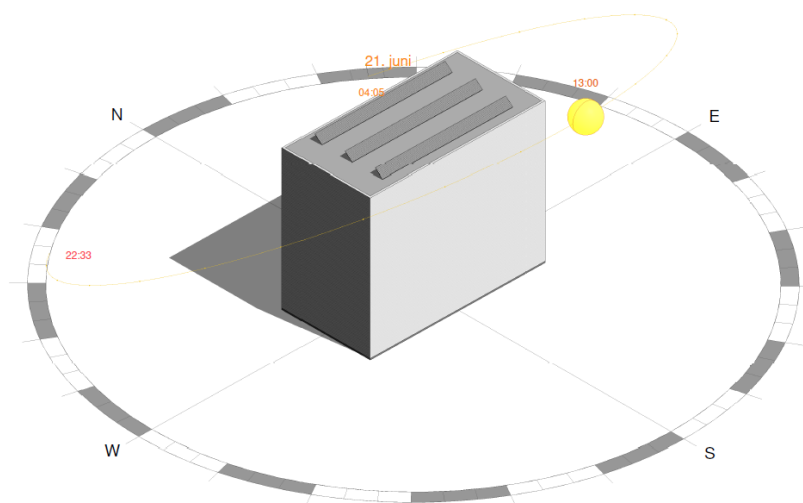
$$N\ddot{o}dvendig\ areal\ PVT = \frac{\dot{Q}_{DHW} * \eta_{dekningsgrad}}{\dot{Q}_{kWh/m^2}} \quad (51)$$

Og

$$N_{PVT} = \frac{N\ddot{o}dvendig\ areal\ PVT}{Areal\ per\ PVT} \quad (52)$$

For å sikre energiproduksjonen til stående PV-paneler plassert på et tak i Oslo med 40° helning, lengde = 1638mm og bredde = 982mm, må avstanden mellom radene være ca. 2m (Madessa, 2015). Dette er tilnærmet lik størrelse som PVT-panelet DualSun Spring 375 (lengde x bredde = 1646mm x 1140mm) og dermed representativt for dette prosjektet.

Ved bruk solsimuleringsverktøy til Revit 2021 er faktiske skyggeforhold for bygningen med PVT-paneler simulert. Figur 11 viser solsimuleringen ved sommersolhverv. Flere tegninger og solsimuleringer er presentert i vedlegg D.



Figur 11: Solsimulering av bygningen plassert i Oslo med faktiske PVT-paneler den 21. Juni 2021 (sommersolhverv)

Det bortkastede arbeidspotensialet, eksergiødeleggelse (Ex_{dest}), defineres som et resultat av irreversibiliteter og benyttes til å beregne andre-ordens virkningsgrad (η_{II}). For PVT-systemet er formler fra (Zohri et al., 2018) benyttet.

$$Ex_{dest,PVT} = Ex_i - Ex_o = Ex_i - (Ex_{th} + Ex_{PV}) \quad (53)$$

$$Ex_i = A_{PVT} * N_{PVT} * \left(\frac{G}{1000}\right) * \left(1 - \left(\frac{4}{3}\right) * \left(\frac{T_a}{T_{sun}}\right) + \left(\frac{1}{3}\right) * \left(\frac{T_a}{T_{sun}}\right)^4\right) \quad (54)$$

$$Ex_o = Ex_{th} + Ex_{PV} \quad (55)$$

$$Ex_{th} = \dot{m}_{sun} * Cp_{sun} * (T_{21} - T_{20}) * \left(1 - \frac{T_a}{T_{21}}\right) \quad (56)$$

$$Ex_{PV} = \eta_{PV} * A_{PVT} * G * \left(1 - \left(\beta_{temp} * (T_{solar\ cell} - T_{solar\ cell,STC})\right)\right) * N_{PVT} = P_{solar\ cell} * N_{PVT} \quad (57)$$

$$\eta_{II,PVT} = \frac{Ex_o}{Ex_i} \quad (58)$$

Tabell 15: Beskrivelse av parametere tilhørende eksergiødeleggelse og η_{II}

Parameter	Beskrivelse
A_{PVT}	Areal til en PVT-panel
N_{PVT}	Antall PVT-panel
G	Solfluks ved blå himmel
T_a	Utetemperatur (årsmiddeltemperatur for Oslo) (Kvande et al., 2018)
T_{sun}	Overflatetemperatur til Sola (5773 K) (Engvold, 2020)
\dot{m}_{sun}	Total massestrøm i PVT-krets
Cp_{sun}	Spesifikk varmekapasitet til solarvæske
T_{21}	Innløp væsketemperatur til PVT-panel
T_{20}	Utløp væsketemperatur fra PVT-panel
$P_{solar\ cell}$	Effektproduksjon per PVT-panel, korrigert for solcelle overflatetemperatur > 25° C

4.8 Rørforbindelse mellom varmevekslere

Rørforbindelsen mellom platevarmeveksleren til PVT-krets (HX₂), coil i akkumulatortank og platevarmeveksleren til brønnpark (HX₁) er en distribusjonskrets. Denne rørforbindelsen har som hensikt å distribuere den termiske energien som genereres fra PVT-panel til forvarming av varmt tappevann og ladning av brønnparken.

Massestrømmen til denne kretsen beregnes som et adiabatisk system der all energi overføres via varmeveksleren, uten tap.

$$\dot{Q}_{sun} = \dot{Q}_{HX2} \quad (59)$$

$$\dot{m}_{sun} * C_{p_{sun}} * (T_{21} - T_{20}) = \dot{m}_{HX} * C_{p_{HX}} * (T_{16} - T_{15}) \quad (60)$$

$$\dot{m}_{HX} = \frac{\dot{m}_{sun} * C_{p_{sun}} * (T_{21} - T_{20})}{C_{p_{HX}} * (T_{16} - T_{15})} \quad (61)$$

Som beskrevet i delkapittel 4.2 og 4.4 er temperaturforløpet til et PVT-panel mye lavere enn en konvensjonell solfanger, og et PVT-system som benyttes til forvarming av varmt tappevann og ladning av brønnpark er en kostnadsdrivende installasjon. Av denne årsak er det valgt å splitte \dot{m}_{HX} i to.

$$\dot{m}_{coil} = \dot{m}_{HX1} = \frac{\dot{m}_{HX}}{2} \quad (62)$$

Denne løsningen sikrer at både forvarming av varmt tappevann og ladning av brønner vil motta den høyeste oppnåelige vanntemperaturen til systemet. Ved massestrøm lavere enn 50% blir temperturløftet til brønnparken (T₁₁) så lav at utbytte av en slik installasjon er vanskelig å forsvare. Metodikk for beregning av temperatur T₁₁ er beskrevet i delkapittel 4.9.

Med denne løsningen vil forvarming av varmt tappevann og brønnpark motta halvparten av den totale energimengden produsert fra PVT-panelene, hver.

4.9 Brønnpark

Brønnparken er varmekilden til varmepumpen. Brønnparken består av ø150mm vertikale borehull med et enkelt U-rør av typen PEM32. Luftrommet mellom kollektorkretsen og borehullet fylles med et materiale (grout) som har en høyere varmekonduktivitet enn luft. Det forutsettes at 'grout' har samme temperatur som omgivende bergtemperatur, slik at varmemotstanden kan neglisjeres. Borehullene er plassert med en avstand slik at de ikke påvirkes av hverandre.

Tabell 16: Beskrivelse av parametere tilhørende brønnparkberegninger

Parameter	Beskrivelse	Beregning	Likning nummer
T_5	Innløpstemperatur til grunnen fra fordamper	Se delkapittel 4.6	
T_a	Årsmiddeltemperaturen i Oslo	Se delkapittel 4.4	
T_{grunn}	Temperatur i grunnen	$T_{grunn} = \frac{T_{grunn, \text{øvre sjikt}} + T_{grunn, \text{nedre sjikt}}}{2}$ $= \frac{T_a + \left(T_a + \frac{1,5^\circ \text{C}}{100 \text{ m}_{BHX}} * L_{BHX} \right)}{2}$	(63)
L_{BHX}	Lengde per borehull		
\dot{Q}_{BHX}	Effektuttak per meter borehull	Se delkapittel 3.5	
$\dot{Q}_{grunn,RS}$	Effektuttak fra grunnen	$\dot{Q}_{grunn,RS} = \dot{Q}_{evap,RS}$	(64)
N_{BHX}	Antall borehull	$N_{BHX} = \frac{\dot{Q}_{evap,RS}}{\dot{Q}_{BHX}}$	(65)
\dot{m}_{BHX}	Massestrøm per borehull		
$\dot{m}_{brine,RS}$	Total massestrøm i brønnpark	$\dot{m}_{brine} = N_{BHX} * \dot{m}_{BHX}$	(66)

Innløpstemperaturen til grunnen fra fordampere (T₅) og lengde per borehull er satte verdier. I denne oppgaven benyttes 200m lange borehull.

Temperaturen i grunnen er ca. lik årsmiddeltemperaturen + 1,5° C til + 3,0 ° C per 100m borehull (Madessa et al., 2016). I denne oppgaven er det valgt å benytte 1,5° C temperaturøkning i grunnen per 100m dybde.

Væskestrømningen per borehull varierer normalt i området 0,50 – 0,65 l/s og skal ha en transient strømning (Ramstad, u.å.). I en transient væskestrøm (2300 < Re < 10 000) økes varmeoverføringen grunnet konveksjon, uten at pumpeenergien øker betraktelig. I denne oppgaven benyttes en væskestrøm per borehull på 0,5 kg/s.

Det er valgt å benytte en frostvæske bestående av 30% etanol og 70% vann mikstur. Dette er det anbefalte og mest vanlige blandingsforholdet til frostvæske i grunn ved nordiske forhold. En væskemikstur med dette blandingsforholdet har et frysepunkt på -20° C (Kjellson, 2009).

Utgangstemperaturen (T₉) fra bakken er beregnet med «log-mean temperature difference»-metoden (Cengel & Ghajar, 2015).

$$T_9 = T_{grunn} - (T_{grunn} - T_5) \exp\left(\frac{-h_{eq,brine} * A_{surface,BHX}}{\dot{m}_{BHX} * c_{p,BHX}}\right) \quad (67)$$

Kollektorslangen i et borehull er formet som et U-rør. I beregninger kan denne type U-rør erstattes av et tilsvarende ekvivalent enkeltrør (Yu et al., 2020).

$$D_{eq} = \sqrt{N_{tubes}} * D_o \quad (68)$$

Den ekvivalente varmeoverføringskoeffisienten fra væsken til U-rørets utvendige vegg beregnes som følger (Yu et al., 2020):

$$h_{eq} = C_0 * N_{tubes} \left(\frac{r_o}{r_i * h_{BHX}} + \frac{r_o}{\lambda_p} * \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right) \right)^{-1} \quad (69)$$

Hvor det konvekktive varmeoverføringstallet til væsken i brønnparken (h_{BHX}) er beregnet med Gnielinski korrelasjonen (Cengel & Ghajar, 2015) og friksjonsfaktor (Madessa et al., 2016).

$$Re_{BHX} = \frac{\rho_{BHX} * V_{BHX} * D_i}{\mu_{BHX}} \quad (70)$$

$$Nu_{BHX} = \frac{\frac{f}{8} (Re_{BHX} - 1000) Pr_{BHX}}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} * (Pr_{BHX}^{2/3} - 1)} \quad (71)$$

$$f = \frac{1}{(1,82 * \log Re_{BHX} - 1,64)^2} \quad (72)$$

$$h_{BHX} = \frac{Nu_{BHX} * \lambda_p}{D_i} \quad (73)$$

Tabell 17: Beskrivelse av parametere tilhørende T_9 -beregninger

Parameter	Beskrivelse	Beregning	Likning nummer
$C_{p,BHX}$	Spesifikk varmekapasitet til væsken i borehull	$C_{p,BHX} = cp$ (EA; $T = T_5$; $C = 30\%$)	
$A_{surface,BHX}$	Overflateareal per sirkulært borehull	$A_{surface,BHX} = \pi * D_{eq} * L_{BHX}$	(74)
N_{tubes}	Antall rør per borehull	Enkelt U-rør (ned og opp) (Yu et al., 2020)	
D_o	Ytre diameter til PEM32-rør	Se vedlegg J	

D_i	Indre diameter til PEM32-rør	$D_i = D_o - (2 * 2,4\text{mm})$ Se vedlegg J	(75)
r_o	Ytre radius til PEM32-rør	$r_o = \frac{D_o}{2}$	(76)
r_i	Ytre radius til PEM32-rør	$r_i = \frac{D_i}{2}$	(77)
C_0	Konstant	Enkelt U-rør (ned og opp) (Yu et al., 2020)	
λ_p	Termisk konduktivitet til PEM32-røret (polyetylen)	(Haug, 2016)	
ρ_{BHX}	Tetthet til væske i borehull	$\rho_{BHX} = \text{density (EA; T = T}_5\text{; C = 30\%}$	
V_{BHX}	Væskehastighet per borehull	$V_{BHX} = \frac{\dot{m}_{BHX}}{\frac{\rho_{BHX}}{\pi * D_i^2} * 4}$	(78)
μ_{BHX}	Dynamisk viskositet til borehull	$\mu_{BHX} = \text{viscosity (EA; T = T}_5\text{; C = 30\%}$	
Pr_{BHX}	Prandtl number til borehull	$Pr_{BHX} = \text{prandtl (EA; T = T}_5\text{; C = 30\%}$	

Verdiene N_{tubes} og C_0 er oppgitt i forskningsartikkelen (Yu et al., 2020) til 2 og 0,85 for et enkelt U-rør. Den termiske konduktiviteten til et polyetylen rør (λ_p) har verdien 0,419 W/m*K (Haug, 2016).

Temperaturløftet fra PVT-system ved ladning av brønnpark (T_{11}) om sommeren beregnes som følger:

$$\dot{Q}_{HX1} = \dot{m}_{HX1} * C_{p_{HX}} * (T_{12} - T_{13}) = \dot{m}_{brine} * C_{p_{brine}} * (T_{11} - T_{10}) \quad (79)$$

$$T_{11} = \frac{\dot{m}_{HX1} * C_{p_{HX}} * (T_{12} - T_{13})}{\dot{m}_{brine} * C_{p_{brine}}} + T_{10} \quad (80)$$

Ved dimensjonerende utetemperatur om sommeren er det ingen oppvarmingsbehov grunnet transmisjon, infiltrasjon og ventilasjon. PVT-panel ($\dot{Q}_{\text{tank}} = \dot{m}_{17} C_{p_{17}} [T_{17} - T_{18}] = 28,14 \text{ kW}$) dekker hele

forvarmingsbehovet til varmt tappevann (15 kW). Dette tilsier i at VP ikke er i drift ved dimensjonerende forhold om sommeren. Ved dette senarioet stenger shuntventil rør 7, slik at all væskestrøm føres i rør 10 og 11, via HX₁. Det forutsettes at grunnen er i årlig termisk likevekt, slik at T₁₀ = T₆ = T₅ = T₉.

Energimengden som årlig ekstraheres fra brønnen er:

$$Energ i_{brønnenpark,ekstrahert} = \dot{Q}_{brine} * driftstimer_{varmepumpe} \quad (81)$$

Varmepumpens driftstimer er beskrevet i delkapittel 4.4, og $\dot{Q}_{brine} = \dot{Q}_{foramper}$ for det eksplisitte kuldemediet.

Energimengden som årlig tilføres brønnen er:

$$Energ i_{brønnenpark,tilført} = \frac{\dot{Q}_{PVT,termisk}}{2} \quad (82)$$

Kun halvparten av den produserte termiske energien til PVT-panel tilføres brønnen, da $\dot{m}_{HX1} = 0,5 * \dot{m}_{HX}$, som beskrevet i delkapittel 4.8.

Det bortkastede arbeidspotensialet, eksergiødeleggelse (Ex_{dest}), defineres som et resultat av irreversibiliteter og benyttes til å beregne andre-ordens virkningsgrad (η_{II}).

$$Ex_{dest} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (83)$$

$$Ex_{dest,grunn} = T_0 * \left[\dot{m}_{brine} (s_9 - s_8) - \left(\frac{\dot{Q}_{grunn}}{T_{grunn}} \right) \right] = T_0 * \left[\dot{m}_{brine} * Cp_{brine} * \ln \left(\frac{T_9}{T_8} \right) - \left(\frac{\dot{Q}_{grunn}}{T_{grunn}} \right) \right] \quad (84)$$

Databasen til EES kan ikke beregne entropien til en glykol-vann-mikstur. Av denne årsak beregnes entropiendringen som «incompressible substances» (Cengel & Boles, 2015).

$$s_9 - s_8 = C_{p_{brine}} * \ln\left(\frac{T_9}{T_8}\right) \quad (85)$$

$$\eta_{II,grunn} = \frac{\dot{m}_9 * \Psi_9}{\dot{m}_8 * \Psi_8} + \dot{Q}_{grunn} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{grunn}}\right) \quad (86)$$

Tabell 18: Beskrivelse av parametre tilhørende eksergiødeleggelse og η_{II}

Parameter	Beskrivelse	Beregning	Likning nummer
T_0	«Dead state temperature» for grunn	Årsmiddeltemperatur for Oslo (Kvande et al., 2018) – Se delkapittel 4.4	
$\dot{m}_{brine,R\$,}$	Total massestrøm i brine	Se likning 66	
$\dot{Q}_{grunn,R\$,}$	Ekstrahert effekt fra grunnen	Se likning 64	
T_{grunn}	Temperatur i grunnen	Se likning 63	
$C_{p_{brine}}$	Spesifikk varmekapasitet til frostvæske	$C_{p_{brine}} = cp(EA; T = T_5; C = 30\%)$ (Engineering equation solver)	
T_9	Utgangstemperatur fra grunnen	Se delkapittel 4.9	
T_8	Innløpstemperatur til grunnen	$T_8 = T_5$	
Ψ_9	Eksergi overføring fra masse	$\Psi_9 = (h_9 - h_0) - (T_0 * C_{p_{brine}} * \ln\left(\frac{T_9}{T_0}\right))$	(87)
Ψ_8	Eksergi overføring fra masse	$\Psi_8 = (h_8 - h_0) - (T_0 * C_{p_{brine}} * \ln\left(\frac{T_8}{T_0}\right))$	(88)

4.10 Platevarmevekslere

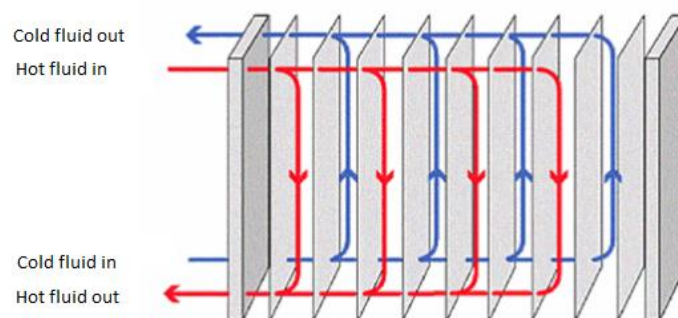
Alle varmevekslere, inkludert fordampere og kondensatorer, er motstrøms platevarmevekslere. For å kunne beregne varmeoverføringskoeffisient og varmevekslerareal til platevarmevekslere, må Nusselt nummer beregnes. I denne oppgaven benyttes kun Nusselt korrelasjoner som er eksperimentelle og eksplisitte for det spesifikke kuldemediet og type varmeveksler. Hensikten med å benytte denne type korrelasjoner er å øke nøyaktigheten til modellen. Ettersom eksperimentelle korrelasjoner har en viss usikkerhet, blir modellen og dets korrelasjoner validert i resultater og diskusjon.

Fordampere består av en varm væskestrøm (30% etanol blanding) som henter energi fra brønnen. Den varme væskestrømmen avgir energi til den kalde væskestrømmen (arbeidsmedium).

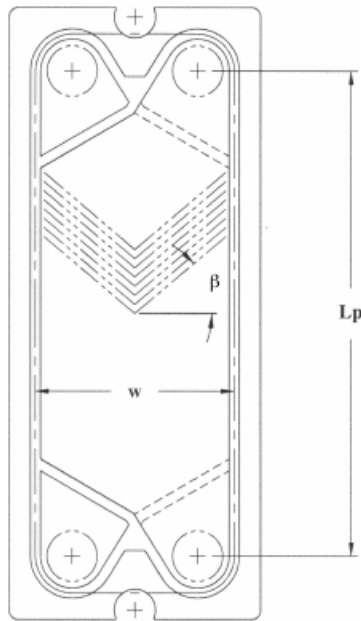
Kondensator består av en varm væskestrøm (arbeidsmedium) som avgir energi til en kald væskestrøm (vann).

Brønnenvarmeveksler (HX_1) består av en varm væskestrøm (vann) som henter energi fra den PVT-varmeveksleren (HX_2). Den varme væskestrømmen avgir energi til den kalde væskestrømmen (30% etanol blanding).

PVT-varmeveksler (HX_2) består av en varm væskestrøm (50% propylenglykolblanding) som henter energi fra PVT-panel. Den varme væskestrømmen avgir energi til den kalde væskestrømmen (vann).



Figur 12: Illustrasjon av en platevarmeveksler (Jouhara et al., 2018)



Figur 13: Plategeometri til en platevarmeveksler (Ayub, 2003).

For kuldemediene propan (R290) og isobutan (R600a) er Nusselt-korrelasjonen til (Singh et al., 2019) benyttet:

$$Nu_{R290} = Nu_{R600a} = 0,027Pr_l * Re_l^{0,6792} * x^{0,02208} * \left(\frac{1,376 + 8 * X_{tt}^{0,5}}{X_{tt}^2} \right) \quad (89)$$

Denne korrelasjonen er gyldig for både propan (R290) og isobutan (R600a) i alle to-fase-varmevekslere.

Nusselt nummer benyttes videre til å beregne det konvekktive varmeoverføringstallet.

$$h = \frac{Nu * k}{d} \quad (90)$$

For kuldemediet ammoniakk (R717) er beregnes det konvekktive varmeoverføringstallet direkte, ved bruk av korrelasjonen til (Ayub, 2003):

$$h_{R717} = C \left(\frac{k}{d} \right) * \left(Re_l^2 * \frac{h_{fg}}{L_p} \right)^{0,4124} * \left(\frac{P_{high}}{P_{crit}} \right)^{0,12} * \left(\frac{65}{\beta} \right)^{0,35} \quad (91)$$

Denne korrelasjonen er gjeldene for alle to-fase-platevarmevekslere, uavhengig av chevron-vinkel.

For platevarmevekslere med vann og brine (propylenglykol og etanol) benyttes korrelasjonen til Kumar [5], beskrevet av (Ayub, 2003).

$$Nu = C_1 * Re^m * Pr^{0,33} * \left(\frac{\mu}{\mu_{wall}}\right)^{0,14} \quad (92)$$

Denne korrelasjonen er gyldig for alle platevarmevekslere, uavhengig av chevron-vinkel.

Tabell 19: Beskrivelse av parametere tilhørende Nusselt-korrelasjoner og det konvekktive varmeoverføringstallet

Parameter	Beskrivelse	Beregning	Likning nummer
Pr _l	Liquid Prandtl number	Engineering equation solver database	
Pr	Prandtl number	Engineering equation solver database	
Re _l	Liquid Reynold number	$Re_l = \frac{G_{wf} * x * d}{\mu_l}$	(93)
Re	Reynold number	$Re = \frac{\rho * V * d}{\mu}$	(94)
ρ	Tetthet	Engineering equation solver database	
G _{wf}	Massefluks til kuldemedium [kg/s*m ²] (Palmer et al., 2000)	$G_{wf} = \frac{\dot{m}_{arbeidsmedium}}{\frac{\pi * d^2}{4}}$	(95)
x	Væskekvalitet, 0 ≤ x ≤ 1	Engineering equation solver database	
l	Liquid (væske)	x = 0	
f	Fluid (væske)	x = 0	
v	Vapor (gass)	x = 1	
g	Gas (gass)	x = 1	
X _{tt}	Lockhart-Martinelli parameter (Palmer et al., 2000)	$X_{tt} = \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} * \left(\left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} * \left(\frac{v_l}{v_v}\right)\right)^{0,5}$	(96)
h	Konvekktive varmeoverføringstall	Engineering equation solver database	
d	Diameter	Vedlegg H	
k	Varmekonduktivitet	Engineering equation solver database	
C	Konstant (C = 0,0675)	(Ayub, 2003)	

C_1	Konstant ($C_{1,\beta=30^\circ} = 0,348 / C_{1,\beta=45^\circ} = 0,3 / C_{1,\beta=60^\circ} = 0,108$)	(Ayub, 2003)	
L_p	Lengde til plate ($L = 0,524\text{m}$)	Vedlegg F	
P_{high}	Øvre trykk i en varmepumpesyklus	Engineering equation solver database	
P_{crit}	Kritisk trykk til eksplisitt kuldemedium	Engineering equation solver database	
β	Chevron vinkel ($30^\circ / 45^\circ / 60^\circ$)	$\beta_{30^\circ} = 30 / \beta_{45^\circ} = 45 / \beta_{60^\circ} = 60$	
m	Konstant ($m_{\beta=30^\circ} = 0,663 / m_{\beta=45^\circ} = 0,663 / m_{\beta=60^\circ} = 0,529$)	(Ayub, 2003)	
μ	Dynamisk viskositet	Engineering equation solver database	
μ_{wall}	Dynamisk viskositet ved platevegg	Engineering equation solver database	
ν	Kinematisk viskositet	Engineering equation solver database	
V	Væskehastighet	$V = \frac{\frac{\dot{m}}{\rho}}{\frac{\pi * d^2}{4}}$	(97)

Rørdiameter til varmepumpen er hentet fra produktspesifikk informasjon om bergvarmepumper av typen NIBE F1345 (se vedlegg G). Rørdiameter til en slik varmepumpe er 1,5" = 38,10 mm. Øvrige rørdiameter er hentet fra tabellverdi (se vedlegg H) ved kjent massestrøm og forutsetningen om et trykktap på ca. 100 Pa/m.

For å beregne den dynamisk viskositet ved platevegg i en varmeveksler, antas det at plateveggs temperatur er et gjennomsnitt av varm og kald væskestrøm.

$$T_{\text{wall}} = \frac{T_{\text{varme}} + T_{\text{kald}}}{2} = \frac{\frac{T_{\text{varme,inn}} + T_{\text{varme,ut}}}{2} + \frac{T_{\text{kald,inn}} + T_{\text{kald,ut}}}{2}}{2} \quad (98)$$

Den totale varmeoverføringskoeffisienten og arealet til en platevarmeveksler prosjekteres ved bruk av «log-mean temperature difference» metoden (Mota et al., 2015).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{hot}} + \frac{t_p}{k_p} + \frac{1}{h_{cold}} + R_{f,cold} + R_{f,hot}} \quad (99)$$

$$A = \frac{Q}{U\Delta T_{LM}} \quad (100)$$

Hvor

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (101)$$

$$\Delta T_1 = T_{hot,in} - T_{cold,out} \quad (102)$$

$$\Delta T_2 = T_{hot,out} - T_{cold,in} \quad (103)$$

For varmeveksleren HX_2 er $\Delta T_1 = \Delta T_2$. I slike tilfeller er $\Delta T_{LM} = \Delta T_1 = \Delta T_2$ (Cengel & Ghajar, 2015).

Tabell 20: Beskrivelse av parametere tilhørende det totale varmeoverføringstallet og arealet til en platevarmeveksler

Parameter	Beskrivelse
U	Det totale varmeoverføringstallet
h_{hot}	Det konvekktive varmeoverføringstallet til den varme væsken
h_{cold}	Det konvekktive varmeoverføringstallet til den kalde væsken
t_p	Platetykkelse (vedlegg F)
k_p	Varmekonduktivitet til platen (vedlegg I)
$R_{f,cold}$ & $R_{f,hot}$	Fouling factor of the cold & hot fluid (Tabell 11-2, s. 655 (Cengel & Ghajar, 2015)) <ul style="list-style-type: none"> • vann > 50°C = 0,0002 m²*K/W • vann < 50°C = 0,0001 m²*K/W • Kuldemedium = 0,0003 m²*K/W • Glykol = 0,00035 m²*K/W
Q	Varmeoverføringseffekt
ΔT_{lm}	Log-mean temperature difference

Som en forenkling er verdier til platevarmeveksleren av typen SWEP B220 benyttet til alle beregninger (se vedlegg F).

Det bortkastede arbeidspotensialet, eksergiødeleggelse (Ex_{dest}), defineres som et resultat av irreversibiliteter og benyttes til å beregne andre-ordens virkningsgrad (η_{II}).

$$Ex_{dest} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (104)$$

$$Ex_{dest,HX1} = T_0 \dot{S}_{gen,HX1} = T_0 \left(\dot{m}_{HX1} * (s_{13} - s_{12}) - \dot{m}_{brine} * Cp_{brine} * \ln \left(\frac{T_{11}}{T_{10}} \right) \right) \quad (105)$$

$$Ex_{dest,HX2} = T_0 \dot{S}_{gen,HX2} = T_0 \left(\dot{m}_{sun} * Cp_{sun} * \ln \left(\frac{T_{19}}{T_{21}} \right) + \dot{m}_{HX} * (s_{16} - s_{15}) \right) \quad (106)$$

Databasen til EES kan ikke beregne entropien til en glykol-vann-mikstur. Av denne årsak beregnes entropiendringen som «incompressible substances» (Cengel & Boles, 2015).

$$s_x - s_y = Cp_{avg} * \ln \left(\frac{T_x}{T_y} \right) \quad (107)$$

$$\eta_{II,HX1} = \frac{\dot{m}_{brine} * \Psi_{11} + \dot{m}_{HX1} * \Psi_{13}}{\dot{m}_{brine} * \Psi_{10} + \dot{m}_{HX1} * \Psi_{12}} \quad (108)$$

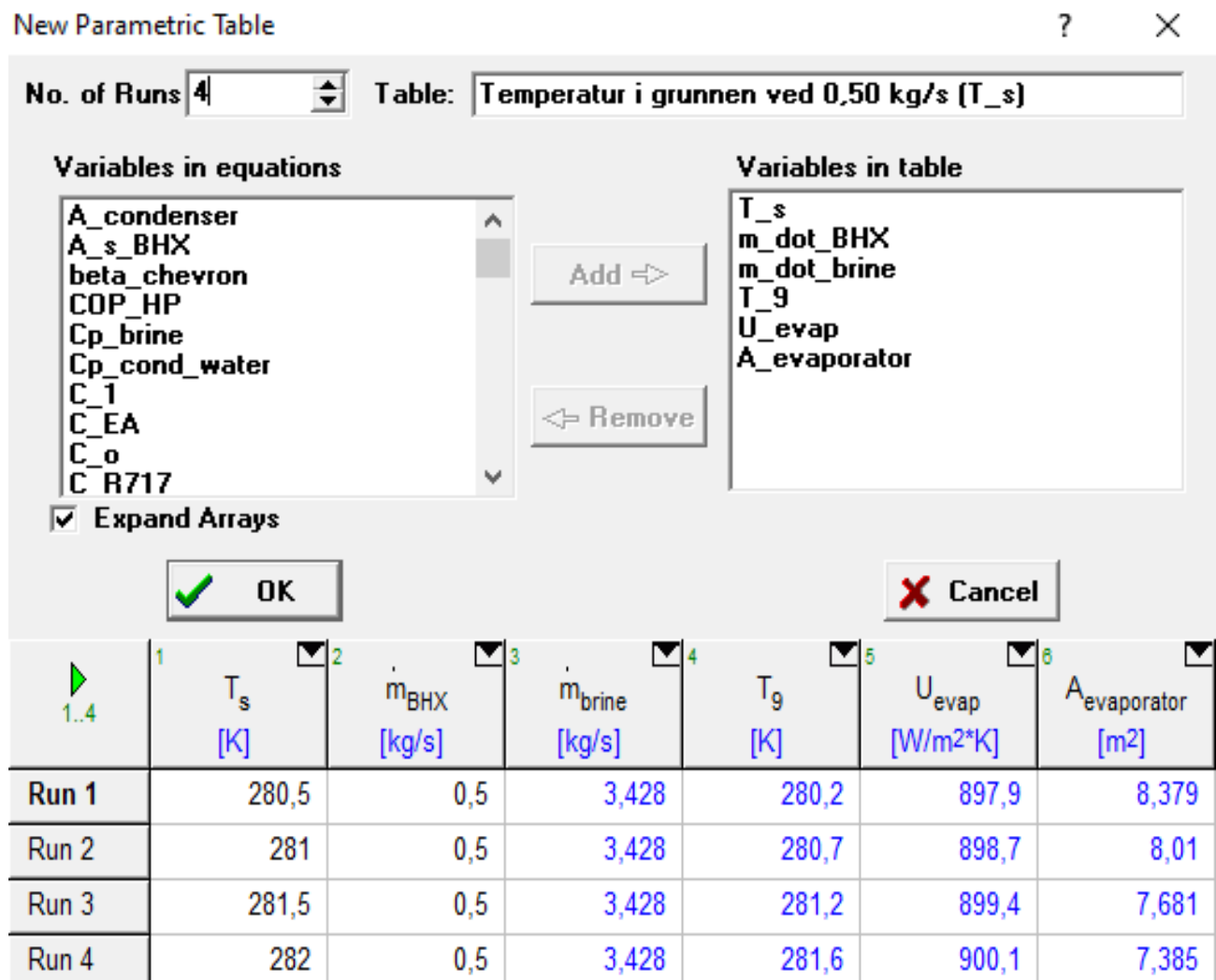
$$\eta_{II,HX2} = \frac{\dot{m}_{HX} * \Psi_{16} + \dot{m}_{sun} * \Psi_{19}}{\dot{m}_{sun} * \Psi_{21} + \dot{m}_{HX} * \Psi_{15}} \quad (109)$$

Tabell 21: Beskrivelse av parametere tilhørende eksergiødeleggelse og η_{II}

Parameter	Beskrivelse	Beregning	Likning nummer
$T_{0, inne}$	«Dead state temperature»	Delkapittel 4.4	
\dot{m}_{HX1}	Massestrøm gjennom HX_1	$\dot{m}_{HX1} = 0,5 * \dot{m}_{HX}$ Se delkapittel 4.8	
\dot{m}_{brine}	Total massestrøm i brine	$\dot{m}_{brine, R\&S}$ Se tabell 16	
\dot{m}_{sun}	Total massestrøm til PVT-krets	Se delkapittel 4.7	
\dot{m}_{HX}	Total massestrøm for rørforbindelse mellom varmevekslere	Se delkapittel 4.8	
$C_{p, sun}$	Spesifikk varmekapasitet til solarvæske	$C_{p, sun} = c_p (PG; T = T_v; C = 50\%)$ (Engineering equation solver)	
$C_{p, brine}$	Spesifikk varmekapasitet til frostvæske	$C_{p, brine} = c_p (EA; T = T_5; C = 30\%)$ (Engineering equation solver)	
T_{10}	Væsketemperatur i punkt T_{10}	Se delkapittel 4.9	
T_{11}	Væsketemperatur i punkt T_{11}	Se delkapittel 4.9	
T_{19}	Væsketemperatur i punkt T_{19}	Se delkapittel 4.4	
T_{21}	Væsketemperatur i punkt T_{21}	Se delkapittel 4.4	
Ψ_x	Eksergi overføring fra masse ved punkt x	$\Psi_x = (h_x - h_0) - (T_0 * C_{p_x} * \ln\left(\frac{T_x}{T_0}\right))$	(110)

4.11 Sensitivitetsanalyser

Sensitivitetsanalyser gjennomføres ved bruk av EES-funksjonen «parametric table». I «parametric tables» velges en eller flere parametere som variabler med egendefinerte verdier, og antall beregninger som skal gjennomføres defineres («No. of Runs»). Resultatet fra hver beregning kan sammenstilles og anvendes til generering av plott.



Figur 14: Eksempel på en sensitivitetsanalyse i EES ved bruk av «parametric tables» og forskjellige temperaturer i grunn ($T_s = 280,5K - 281K - 281,5K - 282K$)

Sensitivitetsanalyser av de tre kuldemediene begrenses til kun ammoniakk (R717) i rapporten. Øvrige kuldemedier blir inkludert som vedlegg Y og Z.

5 Resultater og diskusjon

5.1 Validering av modellen

For å kvalitetssikre eget arbeid skal den matematiske modellen valideres mot eksisterende forskningsartikler og kjent teori. Ved validering av den matematiske modellen i forhold til eksisterende forskningsartikler, benyttes den egenutviklede matematiske modellen med inndata presentert i den kontrollerende forskningsartikkelen. Ved validering av modellen i forhold til kjent teori, kvalitetssikres resultater ved at verdien samsvarer med den kjente teorien.

5.1.1 Varmepumpe

Varmepumpemodellen er validert mot forskningsartikkelen til (Ommen et al., 2015) og kuldemediet ammoniakk (R717). Fravikende inndata er hentet fra beskrevet forskningsartikkel og presentert i tabell 22.

Tabell 22: Fravikende inndata ved validering av varmpumpe

Parameter	Inndata (Ommen et al., 2015)
Kuldemediet	Ammoniakk (R717)
$\dot{Q}_{\text{condenser}}$	1000 kW
Væske i grunn	Vann (H ₂ O)
T_{22}	333 K
T_{23}	313 K
P_{22}	1010 kPa
P_{23}	1010 kPa
T_5	303 K
T_3	318 K (underkjølt med 20 K)
P_3	2775 kPa
η_{comp}	80 %
T_9	313 K
\dot{m}_{brine}	20,43 kg/s

Ved å endre inndata i egen modell iht. tabell 22 blir resultatet som følger.

Tabell 23: Validering av varmepumpe resultater

Parameter	(Ommen et al., 2015)	Egen modell	Avvik
COP_{HP}	6,5	6,8	4,4 %
$A_{\text{evaporator}}$	73,2 m ²	75,0 m ²	2,4 %
$A_{\text{condenser}}$	44,1 m ²	51,2 m ²	14 %
$U_{\text{condenser}}$	3696 W/m ² *K	1572 W/m ² *K	57,5 %
\dot{m}_{sink}	11,96 kg/s	11,96 kg/s	0 %
\dot{m}_{wf}	0,79 kg/s	0,79 kg/s	0 %
\dot{m}_{source}	20,43 kg/s	20,43 kg/s	0 %
$\dot{Q}_{\text{evaporator}}$	855 kW	852 kW	0,35 %
$\dot{W}_{\text{compressor}}$	146 kW	148 kW	1,35 %
$\dot{W}_{\text{compressor,el}}$	153 kW	-	-
$P_1 = P_4$	1016 kPa	999 kPa	1,67 %
h_1	1499 kJ/kg	1499 kJ/kg	0 %
h_{2a}	1684 kJ/kg	1687 kJ/kg	0,18 %
$h_3 = h_4$	415 kJ/kg	415 kJ/kg	0 %

Det største avviket er arealet til kondensatoren og skyldes $U_{\text{condenser}}$. Den totale varmeoverføringskoeffisienten ($U_{\text{condenser}}$) for vannkjølte ammoniakk kondensatorer har en typisk U-verdi = 800 – 1400 W/m²*K (Cengel & Ghajar, 2015). Av denne årsak undres det om resultatet til den kontrollerende forskningsartikkelen har en kunstig høy U-verdi på 3696 W/m²*K.

Det bemerkes at (Ommen et al., 2015) benytter $\dot{W}_{\text{compressor,el}} = 153$ kW ved beregning av COP_{HP} . I egen modell er ikke elektrisk tap i kompressoren inkludert. Dette utgjør avviket for COP_{HP} .

Øvrige resultater samsvarer godt med artikkelen til (Ommen et al., 2015).

5.1.2 Brønnpark

Beregning av utløpstemperaturen fra grunnen (T_9), for et 200m dypt borehull, er validert mot forskningsartikkelen til (Madessa et al., 2016). Varmemotstandstall er ikke oppgitt i denne artikkelen. Ved manglende inndata er egne verdier førende.

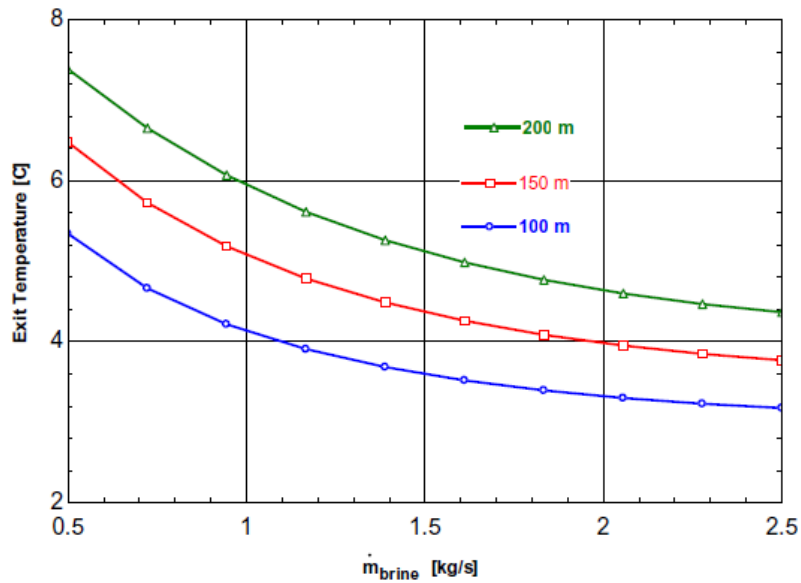
Tabell 24: Fravikende inndata ved validering av utløpstemperatur fra grunnen (T_9)

Parameter	Inndata (Madessa et al., 2016)
Konsentrasjon etanol	35 %
Temperatur i grunnen ved 30m dybde	$273 + 6,3 + 1 = 280,3$
Temperatur i grunnen ved 200m dybde	$273 + 6,3 + 1 + (1/100) * 170 = 282 \text{ K}$
Gjennomsnittlig temperatur i grunnen (T_s)	$(280,3 + 282) / 2 = 281,2 \text{ K}$

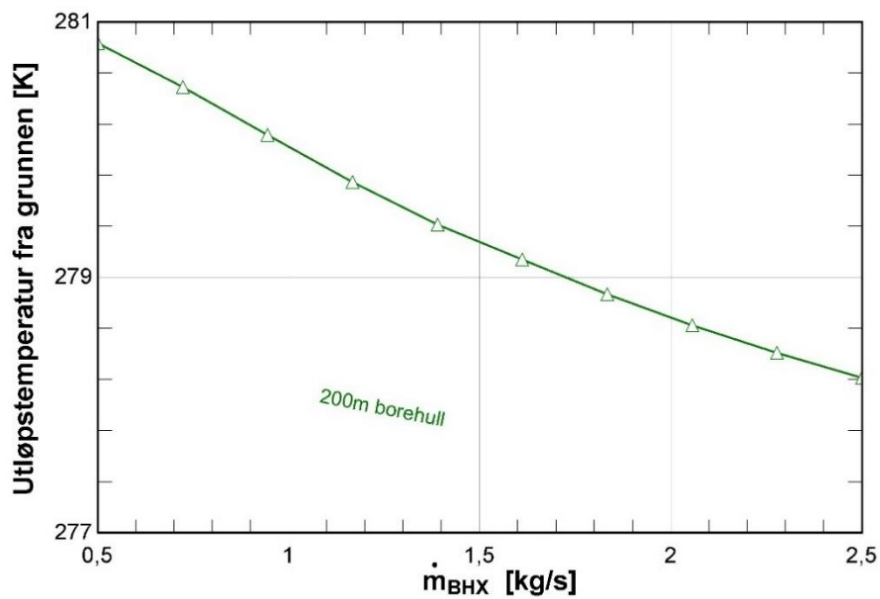
Ved å endre inndata i egen modell iht. tabell 24 blir resultatet som følger.

Tabell 25: Validering av utløpstemperaturen fra grunnen (T_9)

Parameter	(Madessa et al., 2016)	Egen modell	Avvik
$T_{9@0,5\text{kg/s}}$	Ca. 280,4 K	280,8 K	0,14 %
$T_{9@1,0\text{kg/s}}$	Ca. 279,0 K	280,0 K	0,35 %
$T_{9@1,5\text{kg/s}}$	Ca. 278,2 K	279,3 K	0,39 %
$T_{9@2,0\text{kg/s}}$	Ca. 277,8 K	278,7 K	0,32%
$T_{9@2,5\text{kg/s}}$	Ca. 277,4 K	278,2 K	0,29%



Figur 15: Utløpstemperatur fra grunnen (T_9) ved forskjellig massestrøm og dybde (Madessa et al., 2016).



Figur 16: Utløpstemperatur fra grunnen (T_9) ved forskjellig massestrøm og 200m dybde

Den eksperimentelle formelen for beregning av den ekvivalente varmemotstanden (h_{eq}), som benyttes til å beregne utløpstemperaturen fra grunnen (T_9), samsvarer godt med artikkelen til (Madessa et al., 2016). Den eksperimentelle formelen og dens forutsetninger resulterer i en høyere utløpstemperatur (T_9). Ved bruk av den eksperimentelle formelen og varmemotstandstall iht. beskrivelse i delkapittel 4.9, avviker utløpstemperaturen fra grunnen (T_9) med 0,4 K - 1,1 K. Avviket er størst for $\dot{m}_{BHX} = 1,5$ kg/s. Dette gjør at grafen til figur 16 er mer lineær enn den kontrollerende artikkelen.

5.1.3 Varmevekslere

Varmevekslere, inkludert fordampere og kondensatorer, valideres i forhold til kjent teori for den totale varmeoverføringskoeffisienten.

Tabell 26: Validering av U-verdi til varmevekslere (inkludert fordampere og kondensatorer)

Varmeveksler [type]	Væskestrøm [varm]	Væskestrøm [kald]	Teoretisk U-verdi [W/m ² *K]	Kilde	Beregnet U- verdi [W/m ² *K]
HX ₁	Vann	Etanol	600-1200	(Cengel & Ghajar, 2015)	1005 (R290) 1014 (R600a) 1016 (R717)
HX ₂	Propylenglykol	Vann	600-1200	(Cengel & Ghajar, 2015)	946,1
Fordampere	Etanol	Propan	300-1000	(Boda et al., 2017)	857,9
Fordampere	Etanol	Isobutan	300-1000	(Boda et al., 2017)	912,2
Fordampere	Etanol	Ammoniakk	300-1000	(Boda et al., 2017)	897,9
Kondensator	Propan	Vann	454-1135	(Engineers-Edge, 2021)	859,4
Kondensator	Isobutan	Vann	454-1135	(Engineers-Edge, 2021)	1012
Kondensator	Ammoniakk	Vann	800-1400	(Cengel & Ghajar, 2015)	1257

Beregnet total varmeoverføringskoeffisient (U-verdi) for alle motstrøms platevarmevekslere befinner seg innenfor den teoretiske grensen. Dette er nok en validering for at beregninger er korrekt utført. I tillegg befinner U-verdien til alle varmevekslerne er i det øvre sjiktet. Det presiseres at beregninger er gjennomført som adiabatisk, slik at varmetap til omgivelsene neglisjeres. Likevel indikerer dette at det eksperimentelle formelverket som er benyttet til å beregne platevarmevekslerne sikrer en god varmeoverføring.

5.1.4 Fotovoltaisk termisk (PVT) panel

PVT-systemets termiske- og elektriske virkningsgrad er validert mot forskningsartikkelen til (Guarracino et al., 2019). Fravikende inndata er samlet og presentert i tabell 27. Produktspesifikk inndata til PVT-panelet DualSun Spring 375 er presentert i vedlegg C.

Tabell 27: Fravikende inndata ved validering av PVT

Parameter	Inndata (Guarracino et al., 2019)
Type	M1 (PV open-circuit)
η_0	0,42
a_1	4,96 W/m ² *K
a_2	0,003 W/m ² *K ²
$T_{PVT,inlet}$	299,6 K
$T_{PVT,exit}$	304 K
T_a	299,5 K
G	1053 W/m ²
G_{STC}	1000 W/m ²
$T^* = \frac{\left(\frac{T_{PVT,inlet} + T_{PVT,exit}}{2}\right) - T_a}{G}$	0,002 (m ² /K*W)
A_{PVT}	1,42m ²
P_E (peak, MPP)	180 W

Ved å endre inndata i egen modell iht. tabell 27 blir resultatet som følger.

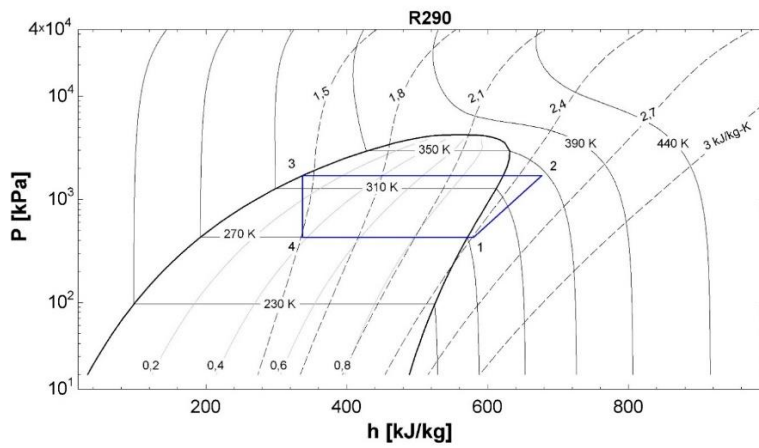
Tabell 28: Validering av PVT resultater

Parameter	(Guarracino et al., 2019)	Egen modell	Avvik
η_{th}	Ca. 0,415 (Hentet fra artikkelens fig. 5)	0,409	1,4 %
$\eta_{PV@STC}$	0,126	0,127	0,8 %

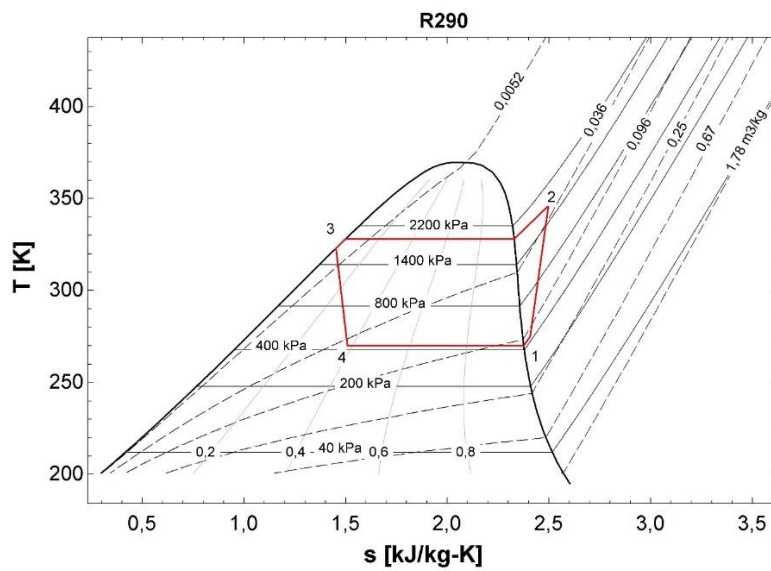
Resultatet fra valideringen viser at forskningsartikkelen samsvarer bra med egen modell, da avviket er så lite. Det termisk og elektrisk solenergiutbytte er beregnet med kjent formelverk fra lærebok (Zijdemans, 2014) og produktspesifikk inndata. Solenergiutbytte valideres dermed ikke ytterligere.

5.2 Varmepumpe

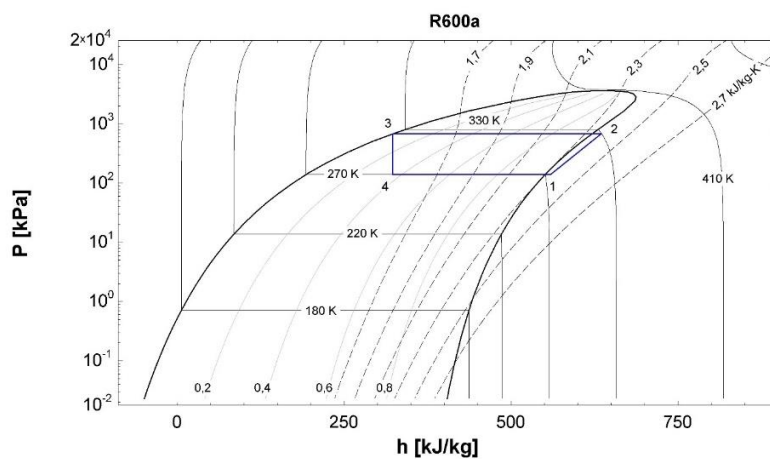
Figur 17 – 22 viser den faktiske varmepumpesyklusen i et trykk-entalpi-diagram og et temperatur-entropi-diagram for de eksplisitte kuldemedier



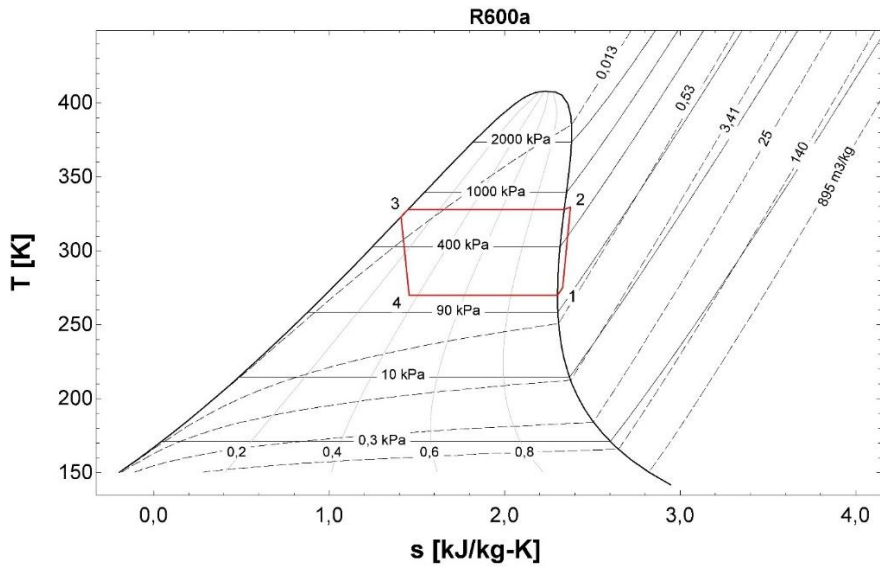
Figur 17: P-h diagram for kuldemediet R290 (propan)



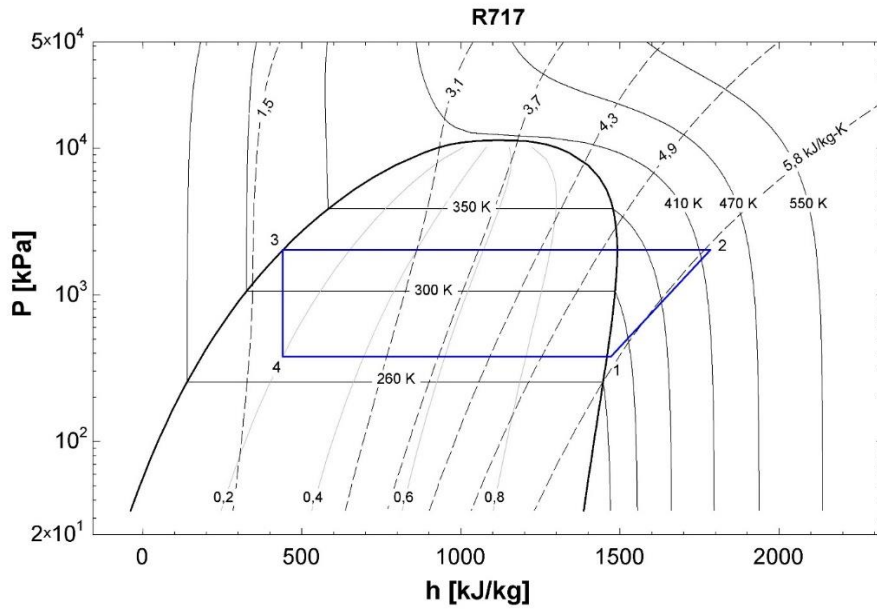
Figur 18: T-s diagram for kuldemediet R290 (propan)



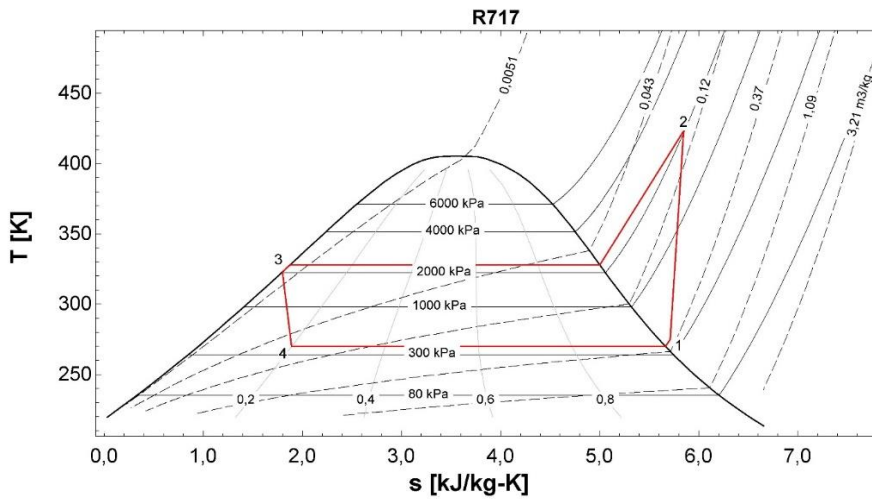
Figur 19: P-h diagram for kuldemediet R600a (isobutan)



Figur 20: T - s diagram for kuldemediet R600a (isobutan)



Figur 21: P - h diagram for kuldemediet R717 (ammoniakk)



Figur 22: T - s diagram for kuldemediet R717 (ammoniakk)

Med de startbetingelser som beskrevet i metode kapittelet, viser resultater at hvert kuldemedium har sine egne termodynamiske egenskaper og varmepumpesykluser. Det bemerkes at de termodynamiske egenskapene til isobutan og propan likner på hverandre, mens ammoniakk skiller seg ut. Årsaken til dette kan tenkes at propan og isobutan er begge hydrokarboner (organisk stoff bestående av karbon- og hydrogen-atomer), mens ammoniakk er uorganisk.

Tabell 29: Trykk og temperatur i varmepumpen for de ulike kuldemediene

Kuldemedium	Kritisk trykk (kPa)	Kritisk temperatur (K)	P _{low} (kPa)	P _{high} (kPa)	T ₂ (K)
R290	4247	369,8	430,5	1708	346,1
R600a	3640	407,8	139,9	681,9	329,5
R717	11 333	405,4	381,2	2026	423,4

Kritisk temperatur og kritisk trykk varierer med 38 K og 7693 kPa for de ulike kuldemediene. Metningskurvene i figur 17 – 22 viser at varmepumpesyklusen til propan og isobutan befinner seg høyere på Y-aksen enn ammoniakk. Dette resulterer i mindre overgangsfase mellom væske og gass med tilhørende entalpi og entropi (X-aksen) for propan og isobutan. Trykkgasstemperaturen ut fra kompressoren (T₂) er minst for isobutan, og øker for propan og ammoniakk. Propan og ammoniakk har et større entalpi- og entropitap i det overopphetede gassområdet mellom kompressor og kondensator, enn isobutan.

En av startbetingelsene til beregningene var at $\dot{Q}_{cond} = 50$ kW, uavhengig av kuldemedium. Dette resulterer i at massestrømmen til arbeidsmedium i varmepumpen avhenger kun av entropidifferansen i kondensator.

$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{h_{2a} - h_3}$$

Da trykkgasstemperaturen ut fra kompressoren og entalpidifferansen gjennom kondensator skiller seg kraftig ut for ammoniakk, resulterer dette i en mye lavere massestrøm for dette kuldemediet.

Tabell 30: Entalpi i kondensator og massestrøm i varmepumpen for de ulike kuldemediene

Kuldemedium	h_{2a} [kJ/kg]	h_3 [kJ/kg]	Δh_{cond} [kJ/kg]	\dot{m}_{wf} [kg/s]
R290	676,6	337,1	339,5	0,1473
R600a	634,6	622,6	312	0,1603
R717	1727	439,9	1344,1	0,0372

Varmepumpens COP (effektfaktor) er en øyeblikkverdi som beskriver hvor mye mer varmeeffekt varmepumpen leverer, enn det den forbruker av strøm. COP-faktoren avhenger av temperaturen til kilden (T_L) og temperaturen ved avgivelse (T_H). COP vil dermed øke ved avtakende avgivelsestemperatur og høyere kildetemperatur.

Ettersom kilde- og avgivelsestemperaturen er den samme for alle kuldemedier, avhenger kuldemediets COP av ekstrahert effekt fra grunnen i fordampere (\dot{Q}_{evap}) og tilført arbeid i kompressor (\dot{W}_{comp}).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{W}_{\text{comp}}} + 1$$

Den isentropiske virkningsgraden (η_{comp}) er beregnet med eksperimentelle formler for det eksplisitte kuldemediet, og avhenger av trykk raten (PR). Felles for alle kuldemedier er at en større trykk rate gir en isentropisk virkningsgrad nærmere 1, som igjen resulterer i en høyere COP.

Tabell 31: Effekter, trykkrate, virkningsgrad og COP til varmepumpen for de ulike kuldemediene

Kuldemedium	\dot{Q}_{evap} [kW]	\dot{W}_{comp} [kW]	\dot{Q}_{comp} [kW]	PR	η_{comp}	COP_{HP}
R290	35,76	14,24	50	3,967	0,6859	3,511
R600a	37,87	12,13	50	4,875	0,8082	4,123
R717	38,39	11,61	50	5,313	0,8196	4,307

Eksergiødeleggelsen og andre-ordens virkningsgrad for hver komponent er presentert i tabell 32. 'Dead state temperature' (T_0) er 295 K, utløpstemperaturen fra grunnen ($T_9 = T_L$) er 280,2 K, varm side av VP ($T_{22} = T_H$) er 323 K, $\dot{Q}_L = \dot{Q}_{\text{evap}}$ og $\dot{Q}_H = \dot{Q}_{\text{cond}}$.

Tabell 32: Eksergiødeleggelse og andre-ordens virkningsgrad i varmepumpen for de ulike kuldemedier

Kuldemedium	$X_{\text{dest,evap}}$ [kW]	$X_{\text{dest,comp}}$ [kW]	$X_{\text{dest,cond}}$ [kW]	$X_{\text{dest,exp.v.}}$ [kW]	$\eta_{\text{II,evap}}$	$\eta_{\text{II,comp}}$	$\eta_{\text{II,cond}}$	$\eta_{\text{II,exp.v.}}$
R290	1,411	3,886	0,248	2,472	0,5724	0,7271	0,9459	0
R600a	1,494	2,105	0,01799	2,176	0,5723	0,8286	0,9959	0
R717	1,522	1,497	1,216	1,102	0,5712	0,5712	0,7809	0

- Fordamper: Økt effektopptak i fordamper (\dot{Q}_{evap}) resulterer i økt eksergiødeleggelse
- Kompressor: Økt tilført arbeid i kompressor (\dot{W}_{comp}) resulterer i økt eksergiødeleggelse
- Kondensator: Økt overopphetningstemperatur (T_2) resulterer i økt eksergiødeleggelse

Et adiabatisk system, uten elektrisk tap i kompressor og ved neglisjert rørfriksjon, resulterer i høye andre-ordens virkningsgrader (η_{II}). $\eta_{\text{II,cond}}$ korrelerer med andelen av varmepumpesyklusen som befinner seg i det overopphetede sjiktet (høyre side av metningskurven). Desto større andel av varmepumpesyklusen i det overopphetede sjiktet, desto lavere $\eta_{\text{II,cond}}$.

5.3 Fotovoltaisk termisk (PVT) panel

Produksjon av termisk og elektrisk energi avhenger av soleksponering (solfluks og soltimer), orientering, helning i forhold til horisontalplanet, ytre påvirkninger (skygge, m.m.), termodynamiske egenskaper til solarvæsken, dimensjoneringsforutsetninger (temperaturer) og produktspesifikk ytelse.

Forutsetningen for dimensjonering av dette PVT-anlegget er at årlig tilført strøm til kompressor skal være mindre enn årlig produsert strøm i PVT-anlegget. Ved å dividere levert energi fra varmepumpe på varmepumpens totale effekt, beregnes driftstid til varmepumpen.

$$N_{timer,VP} = \frac{\dot{Q}_{energi,VP}}{\dot{Q}_{HP}} = \frac{74\,689\text{ kWh}}{50\text{ kW}} = 1494\text{ h}$$

Denne beregningsmetoden tar ikke høyde for delast og utekompenseringskurver, men beregner ekvivalent driftstid for varmepumpen ved full kapasitet. Tilført strøm til varmepumpen blir dermed effektbehov til kompressor, for det eksplisitte kuldemediet, multiplisert med driftstimer.

$$Energiforbruk_{VP} = \dot{W}_{comp} * N_{timer,VP}$$

Tabell 33: Varmepumpens tilførte energiforbruk

Kuldemedium	Effektbehov til kompressor	Tilført strøm til varmepumpe
R290 (propan)	14,24 kW	21 275 kWh
R600a (isobutan)	12,13 kW	18 122 kWh
R717 (ammoniakk)	11,61 kW	17 345 kWh

PVT-panel skal minimum produsere 21 275 kWh strøm per år for å dekke strømforbruket til kompressoren for kuldemediet med lavest COP (propan).

Solinnstrålingsdata hentet fra «Byggforsk 472.411 – Solstrålingsdata for energi- og effektberegninger». I mangel av bedre data, forutsettes at en gjennomsnittlig maksimal strålingsfluks i løpet av døgnet (Byggforsk 472.411 – Tabell 4 c) er representativ for antall soltimer (Byggforsk 472.411 – Tabell 36) for den perioden som analyseres.

Tabell 34: Utdrag fra Solstrålingsdata for energi- og effektberegninger (Blom, 1991).

Tabell 36: Solskinntid (h) per dag og måned for Oslo

Jan.	Feb.	Mar.	Apr.	Mai	Jun.	Jul.	Aug.	Sept.	Okt.	Nov.	Des.	År	Nov. - Jan.
0,9	2,3	4,2	6,5	6,8	9,6	8,3	8,1	5,1	3,0	1,5	1,3	4,8	3,7
27,9	64,4	130,2	195	210,8	288	257,3	251,1	153	93,0	45	40,3	1756,0	113,2

Tabell 4 a: Samlet, gj.sn. innstrålig pr. måned (kWh/m²mnd) for Oslo ved 30° og sør

Jan.	Feb.	Mar.	Apr.	Mai	Jun.	Jul.	Aug.	Sept.	Okt.	Nov.	Des.	År	Mar. - Sept.
20	47	101	132	176	170	165	152	100	55,0	18	13	1149,0	996

Tabell 4 c: Maks. strålingsfluks (kW/m²) i løpet av døgn. den 15. i hver mnd. for Oslo ved 30° og sør

Jan.	Feb.	Mar.	Apr.	Mai	Jun.	Jul.	Aug.	Sept.	Okt.	Nov.	Des.	År	Mar. - Sept.
0,374	0,602	0,805	0,936	0,986	0,985	0,961	0,916	0,819	0,651	0,438	0,304	0,731	0,915

Slike forutsetninger er en begrensning ved bruk av stasjonære beregningsprogrammer, slik som EES, der man avhenger av en gjennomsnittlig verdi for periodiske beregninger med varierende solbelastning.

Den årlige gjennomsnittlige solintensiteten i Oslo for en klar himmel er 731 W/m², mens solintensiteten ved STC er 1000 W/m². Av denne årsak korrigeres strømennergiproduksjon med en faktor på 0,731 (se delkapittel 4.7) når effektproduksjonen til PVT-anlegget multipliseres med antall soltimer.

Beregning av den termiske virkningsgraden til PVT-panel (η_{sf}) er ved dimensjonerende forhold, og den produktspesifikke parameterinformasjonen oppgis av leverandør for G_{STC} (se vedlegg C).

$$G_{STC} = 1000 \frac{W}{m^2} \cong 985 \frac{W}{m^2} = G_{Oslo, Juni}$$

Den faktiske solintensiteten for Oslo i juni (ved dimensjonerende forhold) er litt lavere enn G_{STC} . Avviket tilsvarer 1,5% og ansees som akseptabelt.

Samlet gjennomsnittlig innstrålt solenergi i perioden Mars – September for Oslo = 996 kWh/m² (Blom, 1991) ≈ Optimal årlig innstrålt solenergi for Oslo = 1001 kWh/m² (Zijdemans, 2014). Dette tilsier at den termiske delen av et PVT-panel driftes i disse månedene og påvirkes dermed ikke av skygge.

Den gjennomsnittlige termiske virkningsgraden for denne perioden kan ikke beregnes uten en dynamisk simulering. Den termiske virkningsgraden avhenger av PVT-panelets gjennomsnittlige væsketemperatur, omgivelsestemperaturen og solintensiteten.

$$\eta_{sf} = \eta_0 - a_1 \frac{T_V - T_a}{G} - a_2 \frac{(T_V - T_a)^2}{G}$$

Det er poenngløst å korrigere solintensiteten, ettersom PVT-panelets gjennomsnittlige væsketemperatur og omgivelsestemperatur er varierende. Bruk av den termiske virkningsgraden for dimensjonerende forhold ved beregning av det årlige termiske energiutbytte er dermed en feilkilde.

$$\dot{Q}_{termisk} = I_{Opt,Oslo} * \eta_{sf} * f_o * f_i$$

I mangel av bedre data, benyttes beregnet termisk energi på beskrevet metodikk videre i beregninger.

Tabell 35: Termisk produksjon til PVT-panel ved dimensjonerende forhold

T _{inlet,PVT} [K]	T _{exit,PVT} [K]	T _V [K]	η _{sf}	I _{Opt,Oslo} [kWh/m ²]	Q̇ _{termisk} [kWh/m ²]
293	308	300,5	0,2498	1001	250

Strømennerproduksjonen til PVT-paneler er konservativt beregnet. Dette da effekten per PVT-panel (P_{solar cell}) er beregnet ved dimensjonerende forhold, når den gjennomsnittlige væske- og solcelleoverflatetemperaturen (T_V = T_{solar cell} = 300,5 K) er over temperaturen ved STC (T_{STC} = 298 K).

I realiteten er væske- og solcelleoverflatetemperaturen lavere enn dimensjonerende forhold i store deler av året, da omgivelsestemperaturen og solintensiteten er lavere for vår og høst enn ved sommeren. Maksimal effektproduksjon til et enkelt PVT panel ($P_{\max \text{ power}}$) og temperaturkoeffisienten (β_{temp}) er oppgitt av leverandør til 375 W og 0,34 %/K.

$$P_{\text{solar cell}} = P_{\max \text{ power}} * \left(100\% - \left(\beta_{\text{temp}} * (T_{\text{solar cell}} - T_{\text{solar cell,STC}}) \right) \right) = 371,7 \text{ W}$$

Ved valgt termisk dekningsgrad på 30% av $\dot{Q}_{\text{DHW}} = 90\,272 \text{ kWh}$, kan PVT-panelene produsere maksimalt 27 489 kWh strøm ved 1756 årlige soltimer (se tabell 34), hvis de ikke tildekkes av skygge. Dette resulterer i et PVT-areal på $108,3 \text{ m}^2 \approx 58$ stykk PVT-paneler når et PVT-panel har arealet $1,876 \text{ m}^2$.

Denne mengden PVT-paneler kan årlig produsere 27 082 kWh med termisk energi.

$$\dot{Q}_{\text{kWh,PV}} = P_{\text{solar cell}} * N_{\text{PVT}} * N_{\text{soltimer,Oslo}} * \gamma_{\text{GSTC,Oslo}} = 27\,489 \text{ kWh (elektrisk energi)}$$

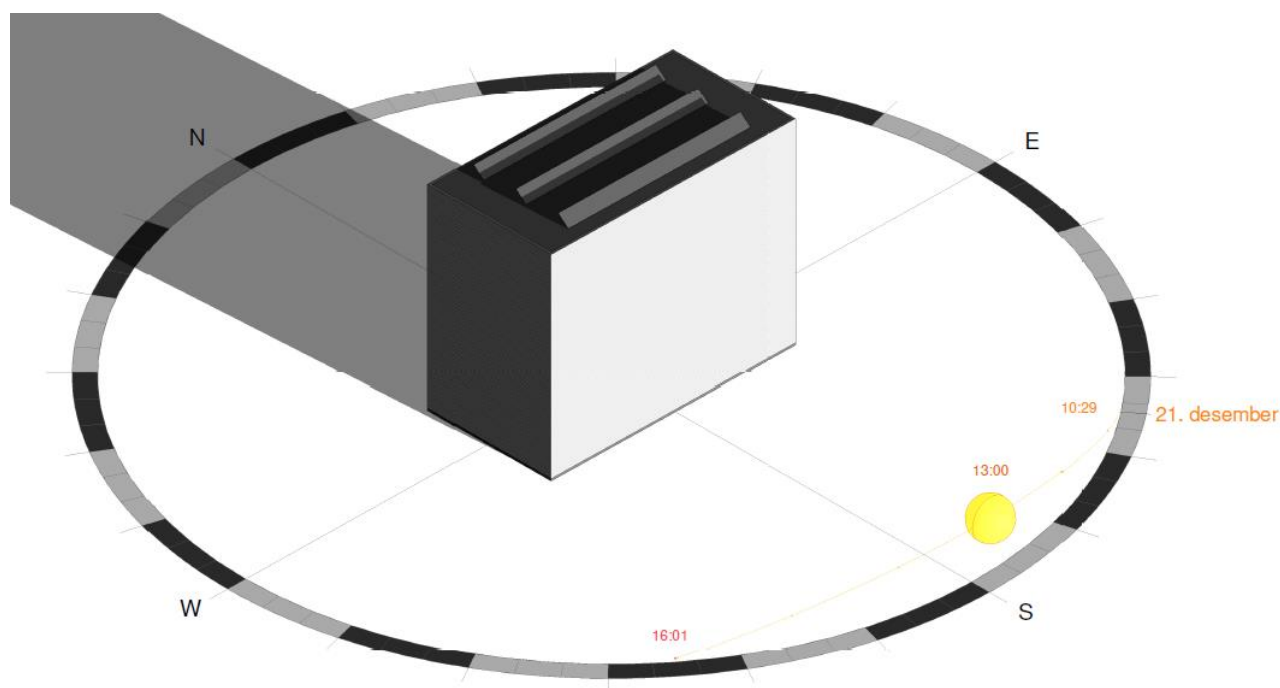
$$\dot{Q}_{\text{kWh,termisk}} = \dot{Q}_{\text{termisk}} * A_{\text{PVT}} = 27\,082 \text{ kWh (termisk energi)}$$

Den elektriske virkningsgraden til PVT-panel ved dimensjonerende forhold er beregnet til 19,8 %.

$$\eta_{\text{PV}} = \frac{P_{\max \text{ power}}}{A_{\text{PVT}} * G} = \frac{371,7 \text{ W}}{1,876 \text{ m}^2 * 1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}} = 0,1981 \approx 19,8 \%$$

I perioden 1. November til 31. Januar skygges deler av PVT-paneler. Maksimal andel skygge er ved vintersolverv (21. Desember), hvor halvparten av rad 2 og 3 er skyggebelagt (= 1/3 av totalt PVT-areal). Antall soltimer i beskrevet periode er 113 timer (se tabell 34). Tapet strømemergiproduksjon grunnet skygge er konservativt beregnet med maksimal andel skygge for hele perioden.

$$\begin{aligned}
\dot{Q}_{kWh,PV} &= \dot{Q}_{kWh,PV} - \dot{Q}_{kWh,PV(skygge)} \\
&= P_{solar\ cell} * N_{PVT} * N_{soltimer,Oslo} * \gamma_{G_{STC,Oslo}} - P_{solar\ cell} * N_{PVT(skygge)} \\
&\quad * N_{soltimer,Oslo(skygge)} * \gamma_{G_{STC,Oslo}} \\
&= 0,3717 * 57,61 * 1756 * 0,731 - 0,3717 * \left(\frac{57,61}{3}\right) * 113 * 0,731 \\
&= 26\ 899\ kWh
\end{aligned}$$

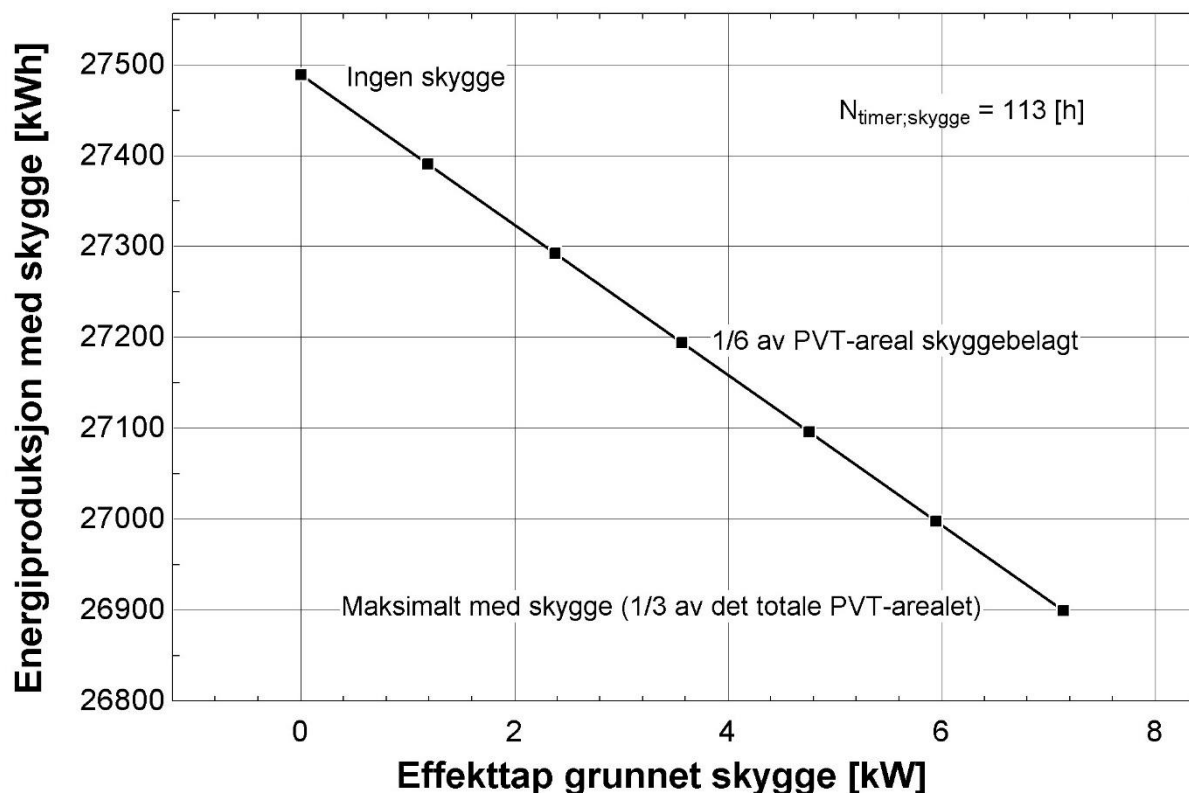


Figur 23: Solsimulering av bygningen plassert i Oslo med faktiske PVT-paneler den 21. Desember 2021 (vintersolverv)

Med dette sikres en strømproduksjon på 26 899 kWh fra PVT-paneler og strømforbruket til kompressor dekkes uavhengig av kuldemedium m.m.

Da begrensninger til denne oppgaven resulterer i at røranlegget og sirkulasjonspumper ikke dimensjoneres, er det ønskelig å ha en reserve strømkapasitet til disse. Med valgt løsning produserer PVT-anlegget 5624 – 9554 kWh mer enn forbruket til kompressoren, avhengig av kuldemediet. Eventuelt overskudd selges tilbake til strømnettet.

Figur 24 viser strømproduksjonen som følge av skyggelegging av PVT-paneler. Strømproduksjonen uten skyggelegging er 27 489 kWh og strømproduksjonen med konservativ beregning ved maksimal andel skygge for hele perioden er 26 899 kWh. Den reelle strømproduksjonen vil opptre mellom ytterpunktene. Dette vil kun forbedre strømproduksjonen til PVT-anlegget.



Figur 24: Strømproduksjon som følge av skyggelegging av PVT-paneler

Med de forutsetninger som beskrevet i delkapittel 4.7 blir den totale massestrømmen (\dot{m}_{sun}) 1,054 kg/s for den totale mengden PVT-paneler. Dette resulterer i en varmeeffektproduksjon til PVT-anlegget (\dot{Q}_{sun}) på 56,27 kW ved dimensjonerende forhold.

Tabell 36: Eksergiødeleggelse og andre-ordens virkningsgrad i PVT-panel

Ex_i [kW]	Ex_{th} [kW]	Ex_{PV} [kW]	Ex_o [kW]	$Ex_{dest,PVT}$ [kW]	$\eta_{II,PVT}$
101,3	5,244	21,41	26,654	74,646	0,263

Eksergiopotensialet fra solen (Ex_i) er 101,3 kW og eksergiødeleggelsen i PVT-panelet ($Ex_{dest,PVT}$) er 74,646 kW. Dette resulterer i en annen-ordens virkningsgrad ($\eta_{II,PVT}$) på 26,3%. Dette er representativt for dagens teknologi som p.t. ikke kan utnytte solens fulle potensial.

5.4 Rørforbindelse mellom varmevekslere

Tabell 37 viser hovedresultatene fra EES-beregninger av rørforbindelsen mellom varmevekslere.

Tabell 37: Resultater til rørforbindelse mellom varmevekslere.

\dot{Q}_{HX2} [kW]	\dot{Q}_{HX2} [kWh]	$\dot{Q}_{HX1} = \dot{Q}_{\text{tank}}$ [kW]	$\dot{Q}_{HX1} = \dot{Q}_{\text{tank}}$ [kWh]	\dot{m}_{HX2} [kg/s]	$\dot{m}_{HX1} = \dot{m}_{\text{tank}}$ [kg/s]	P_{HX} [kPa]
56,27	27 082	28,14	13 541	0,897	0,448	202

Trykk og temperaturnivå i denne kretsen er bestemte verdier. Systemet beregnes som adiabatisk, der all energi overføres via varmevekslere.

Ved dimensjonerende forhold føres 50% av den totale massestrømmen og energien via akkumulatortank og brønnpark (se beskrivelse i delkapittel 4.2 og 4.8). Når temperaturnivået så lavt at det ikke kan anvendes til forvarming av varmt tappevann, men fremdeles kan anvendes til ladning av brønnpark, stenger shuntventil kursen til akkumulatortank.

5.5 Brønnpark

Energiopptak fra grunnen avhenger av kuldemediet til varmepumpen. $\dot{Q}_{\text{brine}} = \dot{Q}_{\text{evap}}$ for det eksplisitte kuldemediet. Ved et effektuttak på 28 W/m borehull (\dot{Q}_{BHx}) og en borehulldybde på 200m (L_{BHx}), dekkes effektbehovet til fordampere, uavhengig av kuldemediet, med syv borehull.

Tabell 38: Effekttuttak, energiuttak og massestrøm per borehull for de ulike kuldemedium

Kuldemedium	$\dot{Q}_{\text{brine}} = \dot{Q}_{\text{evap}}$ [kW]	$N_{\text{timer,VP}}$ [h]	$\dot{Q}_{\text{brine}} = \dot{Q}_{\text{evap}}$ [kWh]	\dot{m}_{brine} [kg/s]
R290	35,76	1494	53 425	3,193
R600a	37,87	1494	56 578	3,382
R717	38,39	1494	57 355	3,343

Innløpstemperaturen til grunnen ($T_5 = 275 \text{ K}$) og trykket i borehullkretsen ($P_{\text{borehole}} = 202 \text{ kPa}$) er bestemte verdier, mens temperaturen i grunnen (T_{grunn}) og utløpstemperaturen fra grunnen (T_9) er beregnet til $280,5 \text{ K}$ og $280,2 \text{ K}$.

Det presiseres at den utvendige årlige gjennomsnittlige temperaturen benyttet ved beregning av temperaturen i grunnen er forenklet til 6° C (279 K). Ved bruk av den reelle årlige gjennomsnittlige temperaturen på $6,3^\circ \text{ C}$ ($279,3 \text{ K}$) ville temperaturen i grunnen blitt $280,8 \text{ K}$. Dette utgjør et avvik på $0,1 \%$ og ansees som akseptabelt, uten videre justeringer.

Den konvekktive varmeoverføringskoeffisienten til væsken i borehull (h_{BHX}), og den ekvivalente konvekktive varmeoverføringskoeffisienten til borehull (h_{eq}) er $693 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ og $215,1 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

Den eksperimentelle formelen for beregning av den ekvivalente konvekktive varmeoverføringskoeffisienten (h_{eq}), resulterer i en verdi som er ca. $1/3$ av det konvekktive varmeoverføringstallet til væskestrømmen. Dette er som forventet, da den ekvivalente konvekktive varmeoverføringskoeffisienten inkluderer den konduktive varmeoverføringen til røret, og vil dermed redusere verdien.

En massestrøm per borehull (\dot{m}_{BHX}) på $0,5 \text{ kg/s}$ resulterer i at Reynolds-tallet er 3859 befinner seg i den transiente fasen (overgang mellom laminær og turbulent strømning: $2300 < Re < 10\,000$). Dette sikrer en god varmeoverføringen, uten at pumpeenergien øker betraktelig, og er den ønskelige type væskestrømning i et borehull (Ramstad, u.å.).

En massestrøm per borehull (\dot{m}_{BHX}) på $0,5 \text{ kg/s}$ resulterer i en utgangstemperatur fra grunnen (T_9) på $280,2 \text{ K}$.

Beregning av temperaturløftet til frostvæsken gjennom HX_1 (T_{11}) ved dimensjonerende forhold, antas det at temperaturen i grunnen er i årlig termisk likevekt ($T_{10} = T_9$) og at varmpumpen ikke er i drift (se beskrivelse i delkapittel 4.9). Dette resulterer i maksimalt $2 - 2,1^\circ \text{ C}$ temperaturheving av T_{11} , avhengig av massestrømmen for det eksplisitte kuldemediet.

Tabell 39: Effektoverføring, energioverføring og temperaturløftet til frostvæske (T_{11}) gjennom HX1 ved dim. forhold

Kuldemedium	\dot{Q}_{HX1} [kW]	\dot{Q}_{HX1} [kWh]	\dot{m}_{brine} [kg/s]	T_{11} [K]
R290	28,14	13 541	3,193	282,3
R600a	28,14	13 541	3,382	282,2
R717	28,14	13 541	3,343	282,2

Årlig ekstraheres 53 425 – 57 355 kWh fra grunnen, avhengig av kuldemediet. Som beskrevet i delkapittel 5.3, driftes den termiske delen av PVT-panelet i perioden mars – september. Det er i denne perioden brønnparken lades av PVT-panelene. Tilført energi fra PVT-anlegget til grunnen er 13 541 kWh. Brønnparken lades dermed med 23,6 – 25,3 % av det årlige energiuttaket.

Det forutsettes gjenværende energiuttak dekkes av energi fra solen som lagres i grunnen, og eventuelt mindre forekomster av grunnvannsgjennomstrømninger, slik at brønnparken holdes i termisk likevekt.

Tabell 40: Eksergiødeleggelse og andre-ordens virkningsgrad til brønnpark

Kuldemedium	$X_{dest,brine}$ [kW]	$\eta_{II,brine}$
R290	34,14	0,4078
R600a	36,17	0,4078
R717	36,65	0,4078

Tabell 40 viser at økt energiuttak fra grunnen, øker eksergiødeleggelsen. Den andre-ordens virkningsgraden til brønnparken ($\eta_{II,brine}$) påvirkes minimalt av \dot{Q}_{brine} , slik at virkningsgraden forblir den samme for alle tre kuldemedier.

5.6 Platevarmevekslere

Varmevekslerarealer påvirkes av effektoverføringen, U-verdi og ΔT_{LMTD} . Dette er parametere som igjen varierer for de ulike væskemediene, type varmevekslere og casespesifikasjoner.

$$A = \frac{Q}{U\Delta T_{LM}}$$

Alle beregninger er gjennomført med en Chevron-vinkel (β) = 30°. Trykket på kald side av kondensator ($P_{22} = P_{23} = P_{\text{heating}}$) er en bestemt verdi på 60 kPa.

Tabell 41: U-verdi og areal til platevarmevekslere

Platevarmevekslere

Varmeveksler [type]	Kuldemedium [type]	Væsketype	Nu	h [W/m ² *K]	U [W/m ² *K]	Q [kW]	ΔT_{LMTD} [K]	Areal [m ²]
HX ₁	Propan	Vann	344,9	5583	1005	28,14	13,21	2,119
		Etanol	696,2	3989				
HX ₁	Isobutan	Vann	344,7	5580	1014	28,14	13,26	2,093
		Etanol	722,8	4141				
HX ₁	Ammoniakk	Vann	344,7	5579	1016	28,14	13,27	2,087
		Etanol	729,2	4178				
HX ₂	I.A.	Propylenglykol	363,2	2420	946,1	56,27	5	11,9
		Vann	496,5	5486				
Fordamper	Propan	Etanol	593	3378	857,9	35,76	5,103	8,169
		Propan	23293	9584				
Fordamper	Isobutan	Etanol	616	3509	912,2	37,87	5,103	8,137
		Isobutan	57895	21740				
Fordamper	Ammoniakk	Etanol	621,6	3541	897,9	38,39	5,103	8,379
		Ammoniakk	I.A.	15165				
Kondensator	Propan	Vann	499	7273	859,4	50	10,82	5,377
		Propan	3905	2435				
Kondensator	Isobutan	Vann	499	7273	1012	50	10,82	4,567
		Isobutan	7903	4246				
Kondensator	Ammoniakk	Vann	499	7273	1257	50	10,82	3,676
		Ammoniakk	I.A.	23479				

Brønnparkens effektuttak ($\dot{Q}_{\text{brine}} = \dot{Q}_{\text{evap,RS}}$) for de ulike kuldemedier påvirker massestrømmen (\dot{m}_{brine}) og utgangstemperaturen fra grunnen ($T_9 = T_{10}$). Dette resulterer at arealet i HX₁ avhenger av det valgte kuldemedium i varmepumpen.

Tabell 42: Eksergiødeleggelse og andre-ordens virkningsgrad til HX₁ og HX₂

Platevarmevekslere							
Varmeveksler [type]	Kuldemedium [type]	Væsketype	Q _{brine} [kW]	T ₀ [K]	S _{gen} [kJ/kg*K]	X _{dest} [kW]	η _{II}
HX ₁	Propan	Vann	35,8	295	0,00498	1,469	0,699
		Etanol					
HX ₁	Isobutan	Vann	37,9	295	0,005001	1,475	0,713
		Etanol					
HX ₁	Ammoniakk	Vann	38,4	295	0,005006	1,477	0,717
		Etanol					
HX ₂	I.A.	Propylenglykol	I.A.	279,3	0,003197	0,893	0,452
		Vann					

«Dead state temperature» (T₀) for HX₁ er 22° C (295 K) og HX₂ er 6,3° C (279,3 K). Årsaken til forskjellig T₀-verdi er for de ulike varmevekslerne er omgivelsestemperaturen. HX₁ er i likevekt med omgivelsestemperaturen ved 22° C, som tilsvarer den innvendige temperaturen i teknisk rom. HX₂ er i likevekt med omgivelsestemperaturen ved 6,3° C, som tilsvarer den årlige gjennomsnittlige utetemperaturen for Oslo.

Eksergiødeleggelsen og η_{II,HX1} varierer minimalt for de ulike kuldemedier grunnet massestrømmen (\dot{m}_{brine}).

Temperaturnivået i HX₂ er høyere enn HX₁. Dette er årsaken til den lavere andre-ordens virkningsgraden for HX₂ (η_{II,HX2})

Det presiseres at eksergiødeleggelse og andre-ordens virkningsgrad til fordamper og kondensator er presentert i delkapittel «5.2 – Varmepumpe».

5.7 Sensitivitetsanalyser

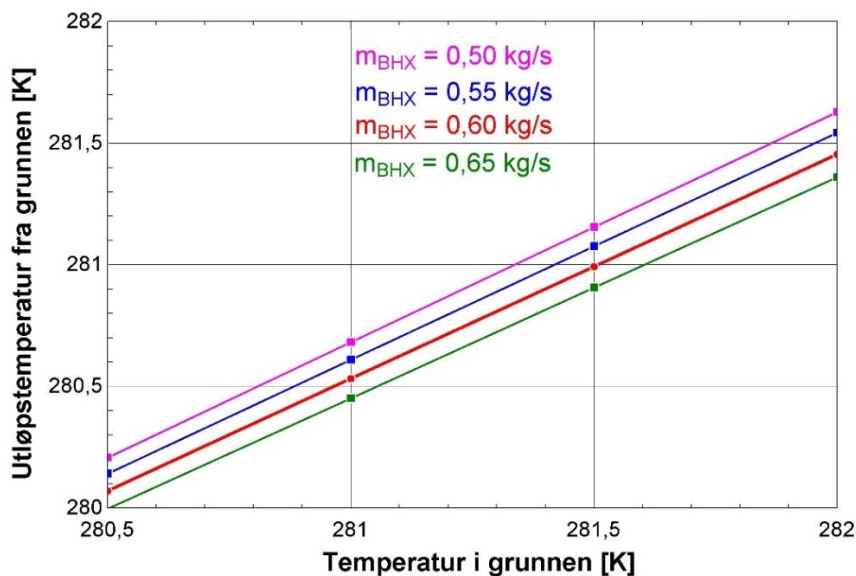
Sensitivitetsanalysene gjennomføres for å definere parametere av stor betydning til energisentralen.

Sensitivitetsanalyser av de tre kuldemediene begrenses til kun ammoniakk (R717) i rapporten. Øvrige kuldemedier er inkludert som vedlegg Y og Z.

5.7.1 Utløpstemperatur fra grunnen ved forskjellige massestrøm og temperaturer i grunnen

Figur 25 viser grunntemperaturens (T_s) påvirkning av utløpstemperaturen fra grunnen (T_9) ved forskjellige massestrømmen. Grunntemperaturen varierer fra $1,5^\circ\text{C} - 3,0^\circ\text{C}$ per 100m borehull dybde, med et intervall på $0,5^\circ\text{C}$. Massestrømmen per borehull varierer fra $0,50 - 0,65\text{ kg/s}$, med et intervall på $0,05\text{ kg/s}$.

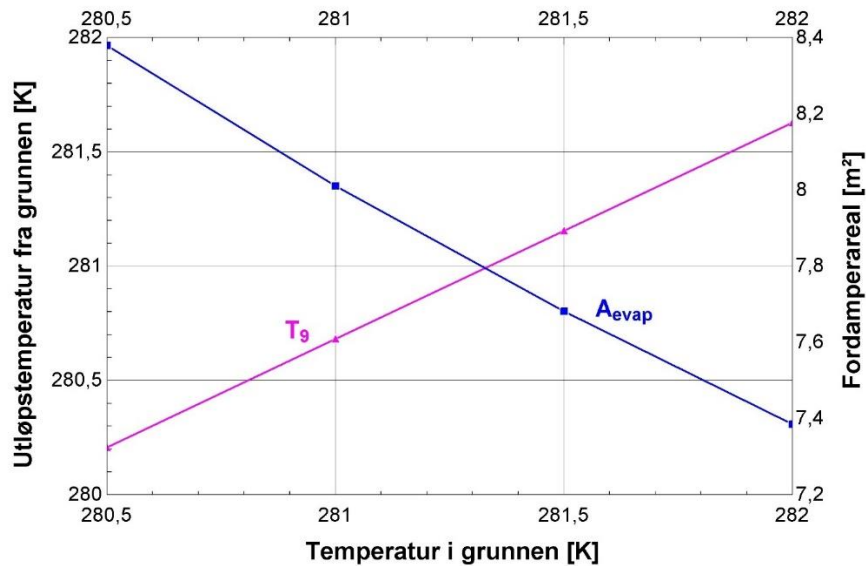
Økt grunntemperatur og redusert hastighet vil øke utløpstemperaturen fra grunnen. En tregere massestrøm forlenger tiden væskestrømmen bruker gjennom en syklus. Dette forlenger kontaktflaten mellom den sirkulerende væsken og borehullvarmeveksleren. En høyere grunntemperatur øker temperaturdifferansen mellom innløpstemperaturen til grunnen og borehullvarmeveksleren. Dette gir en økt varmeoverføring.



Figur 25: Utløpstemperatur fra grunnen (T_9) ved forskjellig massestrøm og grunntemperatur (T_s) for et 200m langt borehull og en innløpstemperatur til grunnen ($T_5 = T_8$) på 275K

5.7.2 Grunntemperaturens påvirkning av utløpstemperaturen fra grunnen og fordampereareal

Figur 26 viser grunntemperaturens (T_s) påvirkning av utløpstemperaturen i grunnen (T_9) og fordamperearealet ved en massestrøm på $0,5\text{ kg/s}$. Økt temperatur i grunnen, øker utløpstemperaturen fra grunnen, som igjen reduserer fordamperearealet.

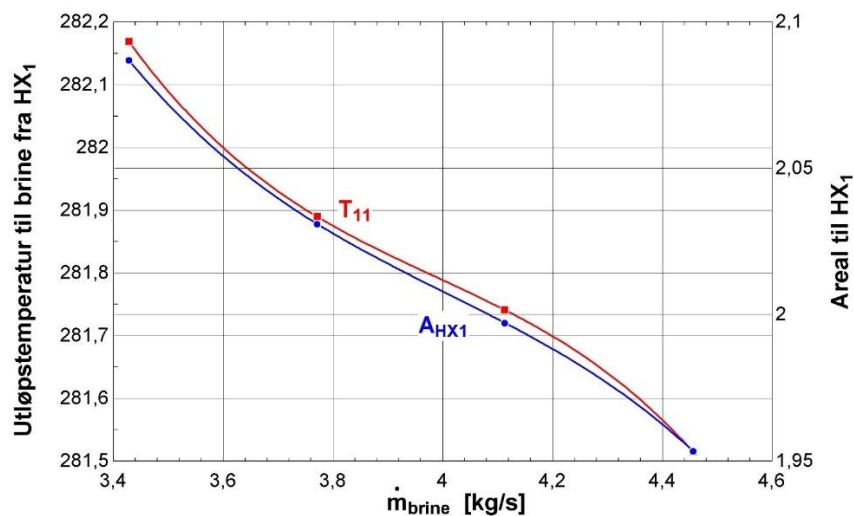


Figur 26: Grunntemperaturens (T_s) påvirkning av utløpstemperaturen fra grunnen (T_g) og fordampereareal for et 200m langt borehull og en innløpstemperatur til grunnen ($T_5 = T_8$) på 275K

5.7.3 Brønnparkens totale massestrøm påvirkning av returtemperatur til grunnen og HX₁-areal

Figur 27 viser hvordan den totale massestrøm (\dot{m}_{brine}) til brønnparken påvirkes av økt massestrøm per borehull (\dot{m}_{BHx}). Massestrømmen per borehull varierer fra 0,50 – 0,65 kg/s, med et intervall på 0,05 kg/s.

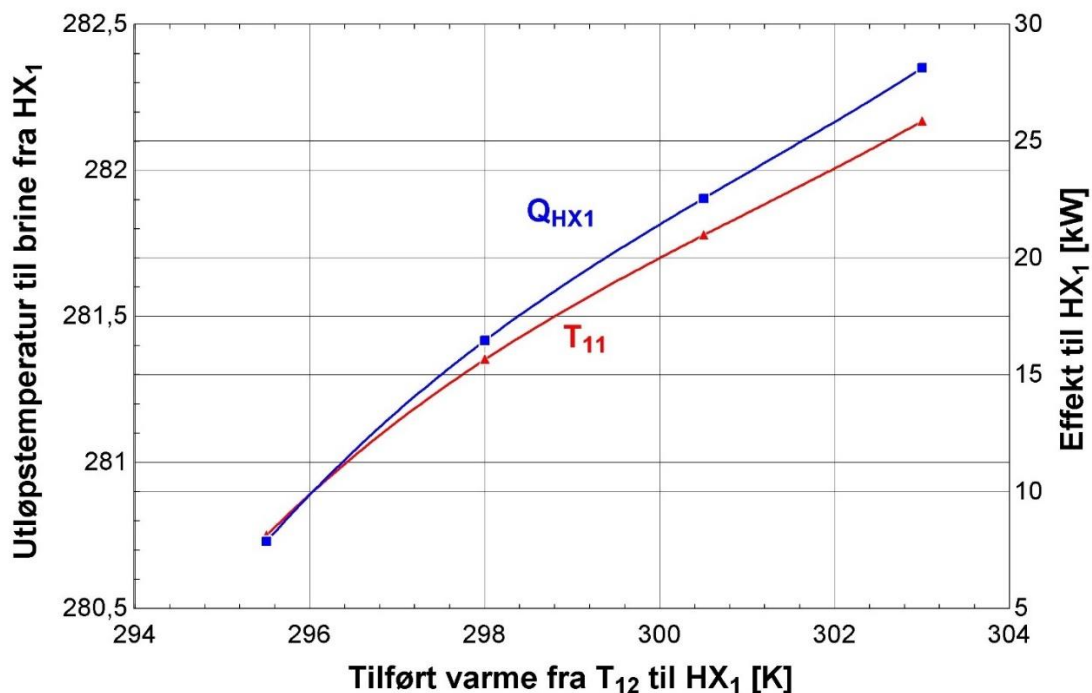
Ved økt massestrøm i brønnparken, reduseres temperaturløftet til frostvæsken (T_{11}) i platevarmeveksleren «HX₁». Samtidig reduseres platevarmevekslerarealet til HX₁ (A_{HX1}) ved økt massestrøm.



Figur 27: Massestrøm i grunnen påvirkning av returtemperatur til grunnen (T_{11}) og HX₁-areal for et 200m langt borehull, innløpstemperatur til grunnen ($T_5 = T_8$) på 275K og utløpstemperatur fra grunnen (T_g) på 280,2 K

5.7.4 Temperturløft til frostvæske og effekt i HX_1 ved synkende temperaturer

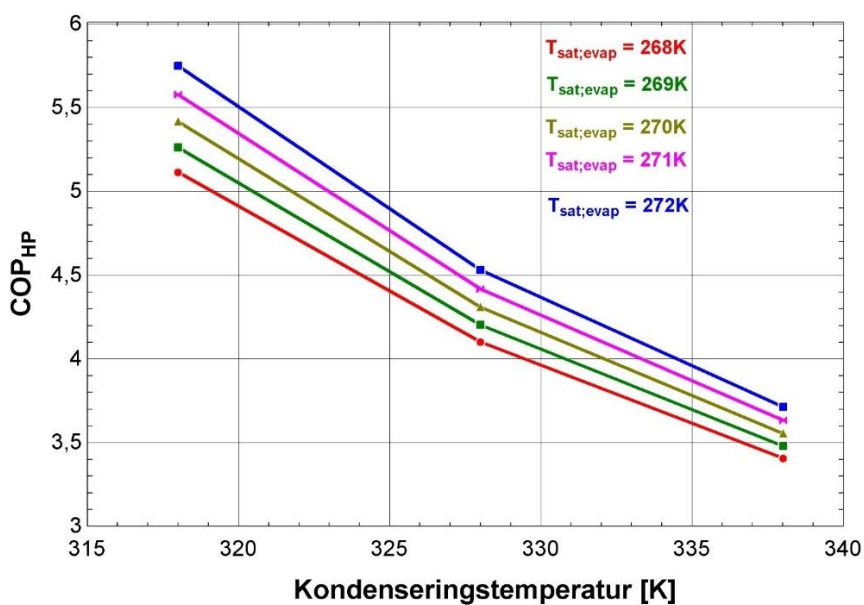
Figur 28 viser temperaturløftet for frostvæsken (T_{11}) og effektproduksjonen til platevarmeveksleren HX_1 ved en synkende temperatur i PVT- & rørforbindelse krets mellom varmevekslere. Turtemperaturen på varm side av HX_1 (T_{12}) varierer fra dimensjonerende forhold på 303 K til 295,5 K med et intervall på 2,5 K. Dette resulterer i et temperaturløft på 2 – 0,6 K og effektproduksjon på 13,27 kW – 3,71 kW. Ved lavere temperaturnivåer enn 295,5 K blir temperaturløftet til frostvæsken og effektproduksjonen til platevarmeveksleren neglisjerbart.



Figur 28: Temperaturløft til frostvæske (T_{11}) og effekt i HX_1 (\dot{Q}_{HX1}) ved synkende temperaturer når massestrøm per borehull (\dot{m}_{BHX}) er 0,5 kg/s og utløpstemperaturen fra fordampner til grunnen (T_s) er 275 K.

5.7.5 Påvirkning av COP ved forskjellige fordampnings- og kondenseringstemperaturer

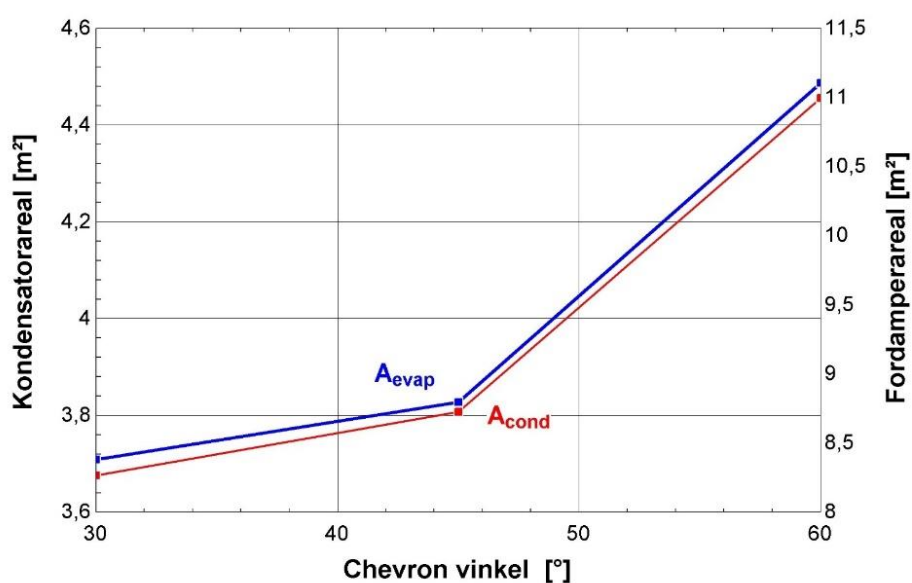
Figur 29 viser påvirkningen av varmepumpens COP (effektfaktor) ved forskjellige fordampnings- og kondenseringstemperaturer. Figuren viser at en høyere fordampningstemperatur og lavere kondenseringstemperatur, gir en økt COP. Dette er som forventet, da COP er et mål på hvor mye mer varmeeffekt varmepumpen leverer, enn det den forbruker av strøm. Når tilført energi øker og avgitt energi reduseres, vil dette økte varmepumpens COP-faktor, ettersom differansen mellom tilført og avgitt energi reduseres.



Figur 29: Påvirkning av COP_{HP} ved forskjellige fordampnings- og kondenseringstemperaturer

5.7.6 Påvirkning av varmevekslerareal ved forskjellige Chevron-vinkler

Figur 30 viser hvordan Chevron-vinkelen i platevarmeveksleren påvirker arealet til platevarmeveksleren. Økt Chevron vinkel, øker platevarmevekslerarealet. Den optimale Chevron-vinkelen er 30°. Figur 30 viser kun for fordampner og kondensator, men er representativ for alle platevarmevekslere, uavhengig av arbeidsmedium.



Figur 30: Platevarmevekslerens Chevron-vinkel påvirkning av areal

5.7.7 Termisk og elektrisk virkningsgrad påvirkning av ulik solarfluks

Tabell 43 og figur 31 viser hvordan den elektriske (η_{PV}) og termiske (η_{th}) virkningsgraden til et fotovoltaisk termisk (PVT) panel varierer med solintensiteten (G).

Den termiske virkningsgraden øker med solarfluks. Når solarfluksen er lavere enn 600 W/m^2 er det ingen termisk energi å ekstrahere fra PVT-panelet grunnet produktspesifikke egenskaper (se vedlegg C). PVT-panelet produserer termisk energi fra $600 - 1000 \text{ W/m}^2$, som tilsier værkategorien «et lett skydekke» til «blå himmel».

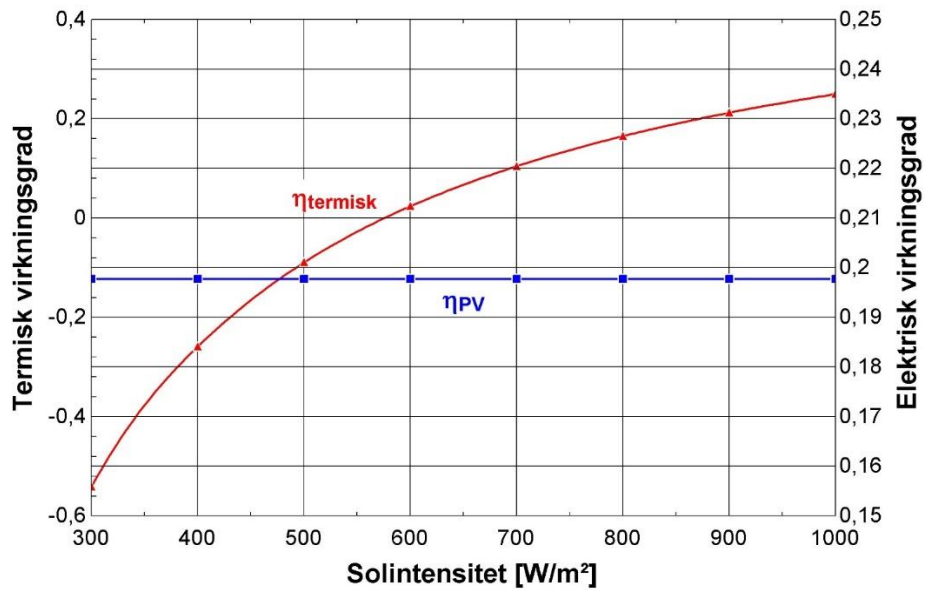
Den maksimale effektproduksjonen til PVT-panelet er oppgitt fra leverandør til 375 W ved STC når solfluks (G_{STC}) er 1000 W/m^2 (se vedlegg C). Ved dimensjonerende forhold når solcelletemperaturen er $300,5 \text{ K}$, reduseres PVT-panelets effektproduksjon til $371,7 \text{ W}$ (se delkapittel 5.3).

Den maksimale effektproduksjonen til PVT-panelet må korrigeres for faktiske solforhold (G/G_{STC}) og reduseres når solfluksen (G) er lavere enn 1000 W/m^2 . Dette resulterer i at den elektriske virkningsgraden (η_{PV}) til PVT-panelet blir $19,8\%$, uavhengig av solarfluksen (G).

$$\eta_{PV} = \frac{P_{\max power} * \left(\frac{G}{G_{STC}}\right)}{A_{PVT} * G}$$

Tabell 43: Elektrisk effektproduksjon (P_{mp}) og virkningsgrad (η_{PV}) ved redusert solarfluks (G)

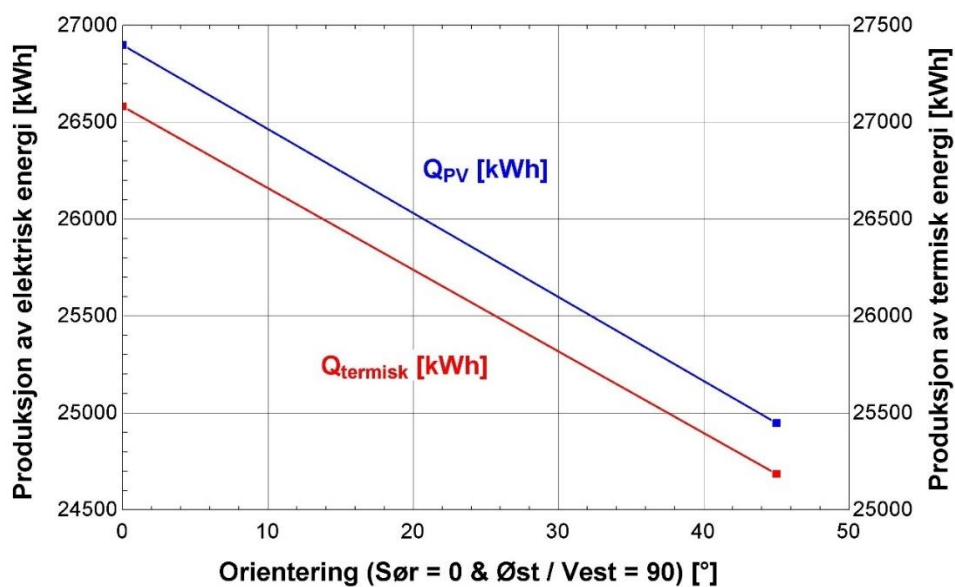
G [W/m²]	300	400	500	600	700	800	900	1000
P_{mp} * (G/G_{STC}) [W]	111,5	148,7	185,9	223	260,2	297,4	334,6	371,7
η_{PV} [%]	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8	19,8



Figur 31: Solarfluks påvirkning av termisk og elektrisk virkningsgrad

5.7.8 PVT-panelets påvirkning av orientering

Figur 32 viser hvordan den termiske og elektriske produksjonen til et PVT-panel påvirkes av orientering. Solinnstrålingsdata for Oslo er hentet fra tabell 4 c i «Byggforsk 472.411 - Solstrålingsdata for energi- og effektberegninger» og korreksjonsfaktor fra (Zijdemans, 2014) og presentert i tabell 44.



Figur 32: PVT-panelets påvirkning av orientering (45° orientering tilsvarende midt mellom sør og øst/vest)

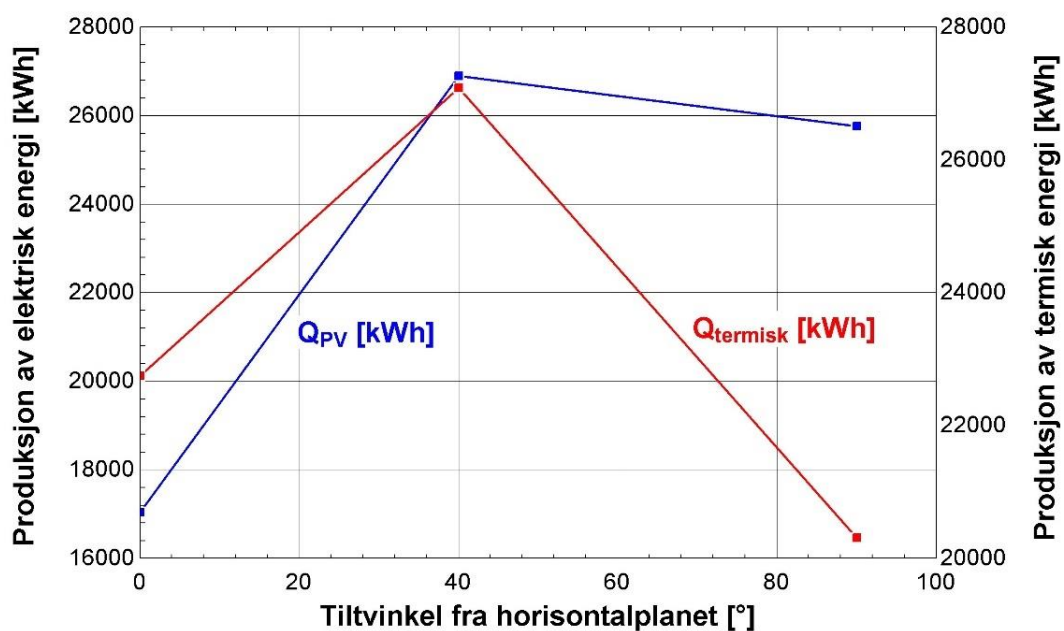
Tabell 44: Inndata for beregning av sensitivsanalyse 5.7.8. «Orientering av PVT-panel påvirkning av termisk og elektrisk produksjon»

Orientering	Gj.snitt solfluks for Oslo (G_{Oslo}) [W/m ²]	Korreksjonsfaktor for den faktiske årlige solintensiteten i Oslo ($\gamma_{G,Oslo}$)	Korreksjonsfaktor for orientering [f_o]
Sør (0°)	731	0,731	1
Sørvest / sørøst (45°)	678	0,678	0,93

Orientering mot sør er den optimale plasseringen for et PVT-panel i Oslo. Ved å orientere PVT-panelet mot sørvest eller sørøst blir både den elektriske og termiske produksjonen redusert.

5.7.9 PVT-panelets påvirkning av helning

Figur 33 viser hvordan den termiske og elektriske produksjonen til et PVT-panel påvirkes av helning fra horisontalplanet. Solinnstrålingsdata for Oslo er hentet fra tabell 4 c i «Byggforsk 472.411 -Solstrålingsdata for energi- og effektberegninger» og korreksjonsfaktor fra (Zijdemans, 2014) og presentert i tabell 45.



Figur 33: PVT-panelets påvirkning av helning

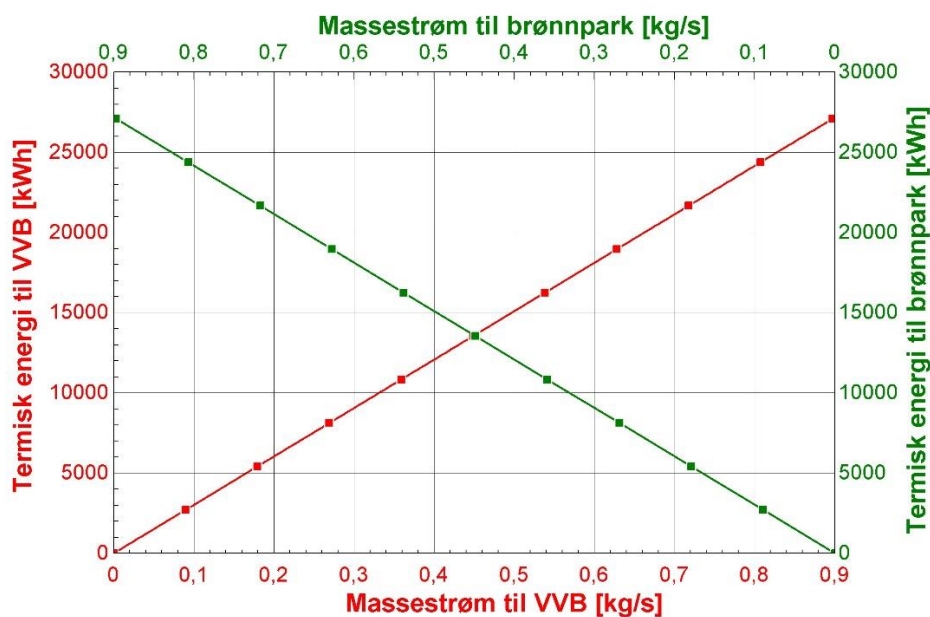
Tabell 45: Inndata for beregning av sensitivsanalyse 5.7.9 «Helning av PVT-panel påvirkning av termisk og elektrisk produksjon»

Helning fra horisontalplanet	Gj.snitt solfluks for Oslo (G_{Oslo}) [W/m^2]	Korreksjonsfaktor for den faktiske årlige solintensiteten i Oslo ($\gamma_{G,Oslo}$)	Korreksjonsfaktor for helningsvinkel [f_i]
0°	463	0,463	0,84
40°	731	0,731	1
90°	700	0,700	0,75

40° grader helning fra horisontalplanet av PVT-panelet er den optimale helningsvinkelen for en kombinasjon av elektrisk og termisk produksjon.

5.7.10 Endret termisk energidistribusjon fra PVT-anlegg

Figur 34 viser hvordan den termiske energidistribusjonen til varmtvannstank og brønnparken påvirkes av endret massestrøm. Komponenten med økt massestrøm vil motta økt termisk energi. Tilsvarende vil komponenten med redusert massestrøm motta redusert termisk energi.



Figur 34: Termisk energidistribusjon ved endret massestrøm gjennom coil (\dot{m}_{coil}) og brønnpark platevarmeveksleren

(\dot{m}_{HX1})

6 Konklusjon

Bergvarmepumpe i kombinasjon med fotovoltaisk termisk (PVT) panel vil redusere energisentralens behov for tilført elektrisk energi og øke produksjonen av termisk energi, selv i et kaldt nordisk klima (Oslo). Den termiske delen av et PVT-panel transporterer varme bort fra solcellen og forhindrer med dette at solcellene overopphetes. Dette sikrer strømproduksjonen til solcelle delen av PVT-panel ved dimensjonerende forhold.

Med de forutsetninger som beskrevet i kapittel 4, vil de naturlige kuldemediene R290 (propan), R600a (isobutan) og R717 (ammoniakk) fungere som arbeidsmedium til bergvarmepumpen.

Hovedresultatene fra beregninger og den termodynamiske analysen er som følger:

- Varmepumpens COP for kuldemediene propan, isobutan og ammoniakk er 3.5, 4.1 og 4.3. Ammoniakk er kuldemediet med høyest COP og propan er kuldemediet med lavest COP. Årsaken til dette er varmpumpesyklusens trykk rate (PR) for de eksplisitte kuldemediene. En høyere trykkrate øker kompressorens virkningsgrad og varmpumpens COP. Det elektriske energiforbruket i kompressor for ammoniakk, isobutan og propan er 17 345 kWh, 18 122 kWh og 21 275 kWh.
- PVT-anleggets optimale helningsvinkel fra horisontalplanet er 40° og orientert mot sør for en lokalisering i Oslo. Med en dekningsgrad på 30% av bygningens totale varmtvannsbehov kan dette anlegget årlig produsere 26 899 kWh med elektrisk energi og 27 082 kWh med termisk energi. Årlig produserer PVT-anlegget 5624 - 9554 kWh mer elektrisk energi, enn energiforbruket til kompressoren (avhengig av kuldemediet).
- Brønnparkens ekstraherte energi avhenger av effektopptaket i fordampere for de ulike type kuldemedium i varmpumpen. For kuldemediene propan, isobutan og ammoniakk er ekstrahert energi fra grunnen 53 425 kWh, 56 578 kWh og 57 355 kWh. Brønnparken lades med dette 23,6 - 25,3 % av det årlige energiuttaket fra PVT-anlegget, når 50% av den produserte energien benyttes til oppvarming av varmt tappevann og ladning av brønnpark.
- Platevarmevekslere er motstrøms, beregnet med eksperimentelle formler og validert mot kjent faglitteratur.

- Den optimale Chevron-vinkelen til alle platevarmevekslere er 30°
- Varmeoverføringskoeffisienten (U) til HX_1 påvirkes av den totale massestrømmen i brønnparken som varierer for de eksplisitte kuldemedier. Ammoniakk er kuldemediet med høyest U -verdi i HX_1 og minst platevarmeveksler areal på $2,087\text{m}^2$.
- HX_2 er uavhengig av kuldemedium og har et areal på $11,9\text{m}^2$.
- Fordamperarealet påvirkes hovedsakelig av effektopptaket i fordamper (\dot{Q}_{evap}). Selv om varmeoverføringskoeffisienten (U) er størst for isobutan og minst for propan, er effektopptaket i fordamper størst for ammoniakk. Dette resulterer i at fordamperarealet er størst for ammoniakk på $8,379\text{m}^2$.
- Effektagivelsen og temperaturdifferansen i kondensator er lik, uavhengig av kuldemedium. Derfor avhenger kondensatorarealet kun av varmeoverføringskoeffisienten (U). Varmeoverføringskoeffisienten er størst for ammoniakk som resulterer i det minste kondensatorarealet på $3,676\text{m}^2$.

Årlig ekstraheres ca. fire ganger mer energi fra brønnparken enn det som tilføres. I denne oppgaven forutsettes det at energiuttak fra grunnen, utover energitilførselen fra PVT-anlegget, dekkes av energi fra solen som lagres i grunnen, og eventuelt mindre forekomster av grunnvannsgjennomstrømninger. Dette slik at brønnparken holdes i termisk likevekt og unngår termisk forringelse.

Det er flerfoldige parametere som har innvirkning på resultatet til den termodynamiske analysen. Parameterne av særdeles interesse, er de som prosjekterende selv kan justere.

Det er av avgjørende betydning at et godt styringssystem (byggautomasjon) installeres for å sikre stabil drift og en funksjonell energisentral.

Med de gitte driftsbetingelser som beskrevet i denne oppgaven er kuldemediet R717 (ammoniakk) å anbefale til bruk i varmepumpen.

7 Fremtidig arbeid

Basert på arbeidet som er utført i denne oppgaven, foreslås følgende oppgaver til videre undersøkelser:

- Vurdering av flere typer PVT-panel
- Dynamiske simuleringer av produsert energi (elektrisk og termisk)
- Dimensjonering av hele varmeanlegget, inkludert rørfriksjon og sirkulasjonspumper, for å definere energisentralens totale energiforbruk, kontra PVT-anleggets elektriske energiproduksjon
- Vurdere installasjon av kjølekrets med dumpveksler til varmepumpen for ladning av brønnparken
- Lønnsomhetsberegninger
- Gjennomføring av en case studie

8 Referanser

- ASHRAE-Standard-34. (2019). *Designation and Safety Classification of Refrigerants*. ASHRAE. https://www.ashrae.org/file%20library/technical%20resources/standards%20and%20guidelines/standards%20addenda/34_2019_f_20191213.pdf
- 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/https://doi.org/10.1080/01457630304056>
- Blom, P. (1991). *Solstrålingsdata for energi- og effektberegninger*. SINTEF. https://www.byggforsk.no/dokument/222/solstraalingsdata_for_energi_og_effektberegninger
- Boda, M. A., Deshetti, S. S., & Gavade, M. A. (2017). Design and Development of Parallel -Counter Flow Heat Exchanger. *International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering (IJIRAE)*, 4(2). https://www.researchgate.net/publication/314231192_Design_and_Development_of_Parallel_-_Counter_Flow_Heat_Exchanger
- Boyle, G. (2012). *Renewable Energy: Power for a Sustainable Future* (Third ed.). Oxford University Press.
- C - Kollektorrør til varmepumper. (u.å.). HAIEX PLASTRØR AS. <https://haiex.mamutweb.com/Shop/List/C-Kollektorr%C3%B8r-til-varmepumper/98/1>
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-Hill Education.
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). *Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications* (Fifth ed.). McGraw-Hill Education.
- Emmi, G., Bordignon, S., Zarrella, A., & De Carli, M. (2020). A dynamic analysis of a SAGSHP system coupled to solar thermal collectors and photovoltaic-thermal panels under different climate conditions. *Energy Conversion and Management*, 213, 112851. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112851>
- 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>
- Engineering Equation Solver. (2021). F-Chart Software. <http://fchartsoftware.com/ees/>
- Engineers-Edge. (2021). Overall Heat Transfer Coefficient Table Chart. https://www.engineersedge.com/thermodynamics/overall_heat_transfer-table.htm?fbclid=IwAR3WEr9oey7NqInhRnL7le38uR11EXOYUIBLZWbTihjWsNEZbY7DHm3fHD4
- Engvold, O. (2020, 05.05). *Sola*. <https://snl.no/Sola>
- Enova. (2011). Kompetansekompedium for varmeanlegg 2011. https://www.enova.no/upload_images/15620DD1392D4A9A94C1A77A589C2941.pdf
- Ericson, T., Fidje, A., Fonnelløp, J. E., Langseth, B., Magnussen, I. H., Rode, W. W., & Saugen, B. (2016). *Varmepumper i energisystemet*. Norges vassdrags- og energidirektorat. https://publikasjoner.nve.no/rapport/2016/rapport2016_60.pdf?fbclid=IwAR1PZbHWEa8sM-UP-Mz5H7EmcBbtR79ku0nizSZWXHT6MeK65KULj5-UNMo
- Garousi Farshi, L., 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>

- Gode systemløsninger gir mer forvarming av varmtann. (2020, 2. April). SINTEF.
<https://www.sintef.no/siste-nytt/2020/gode-systemlosninger-gir-mer-forvarming-av-varmtvann/?fbclid=IwAR0bANR6XBrtSyJWeEiiKrvZaiz-G0nFGhp7OJDzqgHeRW4--NrJyhbu6g>
- 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>
- Hanstvedt, B. (2019). *Varmegjenvinning fra datasenter ved bruk av varmepumper - en termodynamisk tilnærming* [Masteroppgave, OsloMet - Storbyuniversitetet].
- Haug, S. S. (2016). *Termoplast ved lave temperaturer, en undersøkelse og metodeutvikling for testing av ringstivhet og E-modul* Norges miljø- og biovitenskaplige universitet].
<https://nmbu.brage.unit.no/nmbu-xmlui/handle/11250/2402348>
- IEA. (2019). *Global Status Report for Buildings and Construction 2019*.
<https://www.iea.org/reports/global-status-report-for-buildings-and-construction-2019>
- Jouhara, H., Khordehgh, N., Almahmoud, S., & Delpech, B. (2018). Waste Heat Recovery Technologies and Applications. *Thermal Science and Engineering Progress*, 6.
<https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.04.017>
- Kim, J.-H., & Kim, J.-T. (2012). Comparison of Electrical and Thermal Performances of Glazed and Unglazed PVT Collectors. *International Journal of Photoenergy*, 2012.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1155/2012/957847>
- Kjellson, E. (2009). *Solar Collectors Combined with Ground-Source Heat Pumps in Dwellings - Analyses of System Performance* [Doctoral Thesis, Lund University].
[https://portal.research.lu.se/portal/en/publications/solar-collectors-combined-with-groundsorce-heat-pumps-in-dwellings--analyses-of-system-performance\(060cb8be-8058-49a3-b1c7-1f3891156b37\).html](https://portal.research.lu.se/portal/en/publications/solar-collectors-combined-with-groundsorce-heat-pumps-in-dwellings--analyses-of-system-performance(060cb8be-8058-49a3-b1c7-1f3891156b37).html)
- Kjellson, E., Göran, H., & Perers, B. (2010). Optimization of systems with the combination of ground-source heat pump and solar collectors in dwellings. *Energy*, 35(6), 2667-2673.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.04.011>
- Kvande, T., Lisø, K. R., & Hygen, H. O. (2018). *Klimadata for termisk dimensjonering og frostsikring*. SINTEF.
[https://www.byggforsk.no/dokument/204/klimadata for termisk dimensjonering og frostsikring](https://www.byggforsk.no/dokument/204/klimadata%20for%20termisk%20dimensjonering%20og%20frostsikring)
- Lee, J. H., Hwang, S. G., & Lee, G. H. (2019). Efficiency Improvement of a Photovoltaic Thermal (PVT) System Using Nanofluids. *Energies*. <https://www.mdpi.com/1996-1073/12/16/3063/pdf>
- 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>
- Lunde, H., Boland, L. S., & Rustad, H. (2003). *Varmepumpeveileder*. Statsbygg.
<https://www.mercell.com/m/file/GetFile.ashx?id=44299575&version=1>
- Madessa, H. B. (2015). Performance analysis of roof-mounted photovoltaic systems - The case of a Norwegian residential building. *Energy Procedia*, 83, 474-483.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.12.167>
- Madessa, H. B., Torger, B., Bye, P. F., & Erlend, A. (2016). Parametric study of 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>
- Miljødirektoratet. (2020, 22 Januar). *Miljøstatus: Temperaturøkning*. Miljødirektoratet. Retrieved 12. Januar from <https://miljostatus.miljodirektoratet.no/Temperaturokning/>

- Monahan, C. (u.å.). *Phase Change Diagrams — Overview & Examples*.
<https://www.exprii.com/t/phase-change-diagrams-overview-examples-8057?fbclid=IwAR0KCLbx3Adqhoy2mDp7b7aZGC7awlTD8sEuS2VbchnDugvZxXr93g9scto>
- Mota, F. A. S., Carvalho, E. P., & Ravagnani, M. A. S. S. (2015). Modeling and Design of Plate Heat Exchanger. *Intech*. <https://doi.org/http://dx.doi.org/10.5772/60885>
- NHO. (u.å.). *Energi og klima*. NHO. Retrieved 12. Januar from
<https://www.nho.no/publikasjoner/p/naringslivets-perspektivmelding/energi-og-klima/>
- NIBE. (u.å.). *Bergvarmepumper NIBE F1345*. NIBE.
<https://www.nibe.eu/no/produkter/varmepumper/bergvarmepumper/NIBE-F1345-32>
- NS 3700:2013. (2013). In *Kriterier for passivhus og lavenergibygninger - Boligbygninger*: Standard Norge.
- Nualboonrueng, T., Tuenpusa, P., Ueda, Y., & Akisawa, A. (2012). Field Experiments of PV-Thermal Collectors for Residential Application in Bangkok. *Energies*, 5(4).
<https://doi.org/https://doi.org/10.3390/en5041229>
- Ommen, T., Jensen, J. K., Markussen, W. B., Reinholdt, L., & Elmgegaard, 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>
- Palmer, S. C., Payne, W. V., & Domanski, P. A. (2000). Evaporation and Condensation Heat Transfer Performance of Flammable Refrigerants in a Brazed Plate Heat Exchanger. *National Institute of Standards and Technology*.
<https://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.460.3234&rep=rep1&type=pdf&fbclid=IwAR03-ij6QEkOW3T5lgtxq9XjlvuQLBkrWNWiGZB7XHtWmZZIGJ8lfDX-xJk>
- Rahman, M. M., Hasanuzzaman, M., & Rahim, N. A. (2015). Effects of various parameters on PV-module power and efficiency. *Energy Conversion and Management*, 103.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.06.067>
- Ramstad, R. K. (u.å.). *Energibrønner som varmekilde for varmepumper - Har kuldebransjen noe å lære her?* NTNU. Retrieved 13. April from
https://www.tekna.no/contentassets/975d36ae0e7c40f986d92b129697c34d/energibrc3b8nner_norsk_kjc3b8leteknisk_forening_26.10.20171.pdf
- 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>
- Rosvoll, H.-O., & Barkholm, J. (2021). *Scoping literature review*.
- Seyam, S., Dincer, I., & Agelin - Chaab, M. (2020). Thermodynamic analysis of a hybrid energy system using geothermal and solar energy sources with thermal storage in a residential building. *Energy storage (Hoboken, N.J. : 2019)*, 2(1), n/a. <https://doi.org/10.1002/est2.103>
- Singh, A., Sarkar, J., & Sahoo, R. R. (2019). Comparative analyses on a batch-type heat pump dryer using low GWP refrigerants. *Food and Bioproducts Processing*, 117, 1-13.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.fbp.2019.06.009>
- SN-NSPEK 3031:2020. (2020). In *Bygningers energiytelse - Beregning av energibehov og energiforsyning*: Standard Norge.
- Spring 375 Shingle Black*. (u.å.). Dual Sun. <https://my.dualsun.com/wp-content/uploads/DualSun-EN-Datasheet-SPRING-375-Shingle-Black.pdf>
- Stene, J. (2009). *Varmepumper i bygninger. Funksjonsbeskrivelse*. SINTEF Byggforsk.
https://www.byggforsk.no/dokument/541/varmepumper_i_bygninger_funksjonsbeskrivelse
- SWEP. (u.å.). B220. SWEP International AB. <https://www.swep.net/products/b220/>

- UN. (u.å.). *Climate Change*. Retrieved 12. Januar from <https://www.un.org/en/sections/issues-depth/climate-change/index.html>
- 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.iirefrig.2017.11.028>
- What are Standard Test Conditions (STC)*. (u.å.). Silicon Solar. <https://www.siliconsolar.com/what-are-standard-test-conditions-stc/>
- 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.iirefrig.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* (01.2014, 1. ed.). Skarland Press AS.
- Zohri, M., Hadisputra, S., & Fudholi, A. (2018). EXERGY AND ENERGY ANALYSIS OF PHOTOVOLTAIC THERMAL (PVT) WITH AND WITHOUT FINS COLLECTOR *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, 13. https://www.researchgate.net/profile/Muhammad-Zohri/publication/323470202_Exergy_and_energy_analysis_of_photovoltaic_thermal_Pvt_with_and_without_fins_collector/links/5ba22138a6fdccd3cb6252ea/Exergy-and-energy-analysis-of-photovoltaic-thermal-Pvtwith-and-without-fins-collector.pdf
- Øvrevall, S. (2020). *PVT-modulens bruksområder i norsk klima* [Master, Norges miljø- og biovitenskapelige universitet]. <https://nmbu.brage.unit.no/nmbu-xmlui/handle/11250/2727278>

VEDLEGG

Vedlegg A: Scoping literature review



OSLO METROPOLITAN UNIVERSITY
STORBYUNIVERSITETET

Department of Civil Engineering and Energy Technology – Energy and Environment

Postal address: P.O.box 4 St. Olavs plass, N-0130 Oslo, Norway

Visiting address: Pilestredet 35, Oslo

Website: www.oslomet.no

MAEN5300 SUBMISSION 3

TITLE: Scoping literature review	SUBMISSION DATE: 22.02.2021
	NO OF PAGES & APPENDIXES: 13 / A - B
AUTHORS: S169884 Hans-Olav Rosvoll S971102 Jostein Barkholm	SUPERVISOR: Allen Tadayon

Abstract

The construction industry along with the operation in terms of heating, cooling and electricity use in buildings are a major contributor of greenhouse gas emissions worldwide. To reduce the total amount of greenhouse gases emitted from human activities and ensure a sustainable future, changes in this sector must be made. The usage of solar assisted ground source heat pump is a sustainable hybrid power plant that can be installed worldwide, due to its availability of thermal and solar heat. This research paper will therefore conduct a scoping literature review regarding its current study survey state on a relative new technology. The aim of this research paper is to define current research conducted on solar assisted ground source heat pumps and answer possibility for future work.

In this research paper we will be using a scoping review as our main methodology.

Our findings in this literature review are that most of the existing research is published during the last decade. At this point, the preferred research method are different kind of simulations and experimental studies with focus on performance optimizations and thermodynamic analysis.

Keywords: Solar assisted ground source heat pump, scoping literature review, study survey

Introduction

The United Nations states that climate change is the defining issue of our time (UN, undated). As the populations, economy and industries around the world grows, so does the greenhouse gas (GHG) emissions to the atmosphere. GHG emissions are directly linked to global warming, and one of the biggest contributors is CO₂ emissions from burning fossil fuels. The Intergovernmental Panel on Climate Change, (IPCC) was set up by the World Meteorological Organization (WMO) and United Nations Environment to provide an objective source of scientific information. In 2013 they published the Fifth assessment report which concluded that climate change is real and human activities is the main cause (UN, undated). In 2018 IPCC released a special report which stated that the global warming must be limited to 1,5 °C if we are to secure a sustainable future. To achieve this goal, the human created emissions of CO₂ will have to be reduced by 45 %.

Furthermore, in the same year, the construction sector contributed to about 35-40 % of the global energy use and Co₂ emissions (IEA, 2019). Since the impact is so substantial, there has been a great focus on how to make the construction sector more environmentally friendly. One aspect of this is to convert the use of fossil fuels to renewable energy sources. Renewable energy is defined as "Energy that is produced by natural resources—such as sunlight, wind, rain, waves, tides, and geothermal

heat—that are naturally replenished within a time span of a few years” (Lund, 2014). Exploiting these resources is of great importance if we are to reach the necessary climate goals set by IPPC.

To make these technologies competitive, and a viable substitute for fossil fuels, it is vital to document efficiency and feasibility compared to more traditional energy sources.

There has been numerous research project to evaluate and optimize these technologies separately, but the possibility to combine different renewable energy sources needs more attention.

For our literature review we have decided to focus on combining solar energy, either from solar collectors or photovoltaic/thermal (PVT) collectors, with a ground source heat pump. The solar collectors can contribute both to recharge borehole temperatures as well as preheating of domestic hot water. The PVT collectors can provide electricity as well for the heat pump to use.

The goal of this study is to provide a general overview of the research conducted in this field, by mapping the relevant publications, within the presented scop in method section, and identifying the potential areas for future investigation. To achieve this goal the following research question is formulated:

“What research has been carried out on solar assisted ground source heat pumps”

With the subpoint:

“Possibilities for future work”

Methodology / method

This research’s paper uses the methodology of a scoping review. A scoping review aims to map the available research literature. The scoping review is useful to identify, review and synthesize research evidence, regardless of the literatures study design. Based on this knowledge, we evaluated this methodology to be best suited for our study purpose.

Arksey and O'Malley (2005) defines four common reasons about why a scoping study may be conducted.

“1. Examine the extent, range and nature of the research activity”

“2. Determine the value of undertaking a full systematic review”

“3. Summarize and disseminative research findings”

“4. Identify research gaps in the existing literature.”

Our reason to conduct a scoping review is to explore the extent of the evidence, map and summarize the findings, get advanced knowledge, and inform the future research which are aligned with the reason listed by Arksey & O'Malley.

Furthermore Arksey and O'Malley (2005) describes five stages of methodological framework on how to conduct a scoping review.

“Stage 1: Identifying the research question”

“Stage 2: Identifying relevant studies”

“Stage 3: Study selection”

“Stage 4: Charting the data”

“Stage 5: Collating, summarizing and reporting the results”

This research paper is using the described five stages of methodological framework on its scoping review. Solar thermal system (ST), solar photovoltaic system (PV), solar photovoltaic-thermal system (PVT) and ground source heat pump (GSHP) systems are all well documented systems by their own, but the combined solar assisted ground source heat pump system (SAGSHP) is a fairly new technology.

Identifying the research question

Since SAGSHP is a new technology, it made us curious to find out what research has been conducted in this field so far. We therefore defined our research question as following:

“What research has been carried out on solar assisted ground source heat pumps”

With the subpoint:

“Possibilities for future work”

Identifying relevant studies

We started out with a wide search with few limitations. All the articles are relatively new, so we did not find it appropriate to include a timespan for our search. At the start the only limitation we defined was to only include articles with English language. We then added more keywords to narrow down our findings. To cover most of the studies we decided to use several search engines/databases. We ended up using Oria, Engineering village, Science Direct and Scopus.

Our initial search was "solar" AND (Thermal OR Assisted) AND "system*". We used the truncation * and Boolean operators such as AND, OR to be sure we included all possible variants of the topic. We also initially filtered the results using TITLE-ABS-KEY from Scopus search format. This search gave us several hundred thousand articles, so we had to add another keyword to narrow it down. In addition to the first search string, we then added the word "heat pump" with the Boolean operator AND. This result still showed several thousand articles. Next, we narrowed the search and limited heat pump to just include "ground source heat pump". Furthermore, we added the keyword "thermodynamics", and filtered our search to only include peer reviewed articles, and not conference articles. Last we added "cold climate" as our final search. Some databases gave more hit than others, so for Oria and Science Direct we ended up with all six steps. Engineering Village and Scopus had fewer hits, so we did not use all the steps on them. Eventually, we ended up with a manageable number of articles to review. The overview of our search history is presented in the table below. The number of articles we reviewed are typed with bold writing and in parenthesis in the table.

Search number	Search string (using a Scopus search format)	Oria	Engineering village	Science Direct	Scopus
1	TITLE-ABS-KEY Solar AND TITLE-ABS-KEY (thermal OR assisted) AND TITLE-ABS-KEY system*	335 630	56 520	231 462	39 634
2	TITLE-ABS-KEY Solar AND TITLE-ABS-KEY (thermal OR assisted) AND TITLE-ABS-KEY system* AND TITLE-ABS-KEY "heat pump"	12 783	699	15 331	2 466
3	TITLE-ABS-KEY Solar AND TITLE-ABS-KEY (thermal OR assisted) AND TITLE-ABS-KEY system* AND TITLE-ABS-KEY "ground source heat pump"	2306	245	2690	298
4	TITLE-ABS-KEY Solar AND TITLE-ABS-KEY (thermal OR assisted) AND TITLE-ABS-KEY system* AND TITLE-ABS-KEY "ground source heat pump" AND thermodynamic	642	16	768	(12)
5	TITLE-ABS-KEY Solar AND TITLE-ABS-KEY (thermal OR assisted) AND TITLE-ABS-KEY system* AND TITLE-ABS-KEY "ground source heat pump" AND thermodynamic filtered to include only peer reviewed and exclude conference article	449	(13)	611	
6	TITLE-ABS-KEY Solar AND TITLE-ABS-KEY (thermal OR assisted) AND TITLE-ABS-KEY system* AND TITLE-ABS-KEY "ground source heat pump" AND thermodynamic AND "cold climate" filtered to include only peer reviewed and exclude conference article	(70)	-	(113)	

Table 1: Search strategy table

Study selection

After the search strategy table were completed and all the limitations were conducted, we collected the remaining articles form each source. This resulted in the overall number of articles from each source, chosen for further study selection to be 208 articles. These articles were further synthesized in a literature survey list. Since the selected articles were gathered from different sources, a quality assurance was performed to ensure that the articles were not included multiple times. Finally, 205 articles remained in the literature survey list for further study selection.

The articles were divided equally between us. We reviewed the articles by reading title, keyword abstract and conclusion. In cases where we could not decide the relevance from this, we continued by reading the introduction, and if necessary, the entire text. Those articles we were still uncertain about, the other author read the text to get a second opinion.

Following this procedure, we ended up with 70 articles that were included in the report.

Findings and discussion

To get an overview of the research conducted on this subject, we have organized our findings into the following four categories.

- Year of publication (timespan)
- Geographical location
- Methodical distribution
- Study focus

Year of publication (timespan)

We have organized articles after which year they were published. We have also included the articles we refused in this diagram, to get a representative result. These findings are interesting because this will give us information about the current research stage. The articles are systemized for a duration of 5 years back to the year 2005. All articles reviewed from 2005 and earlier are in one common column. The results are presented in figure 1.

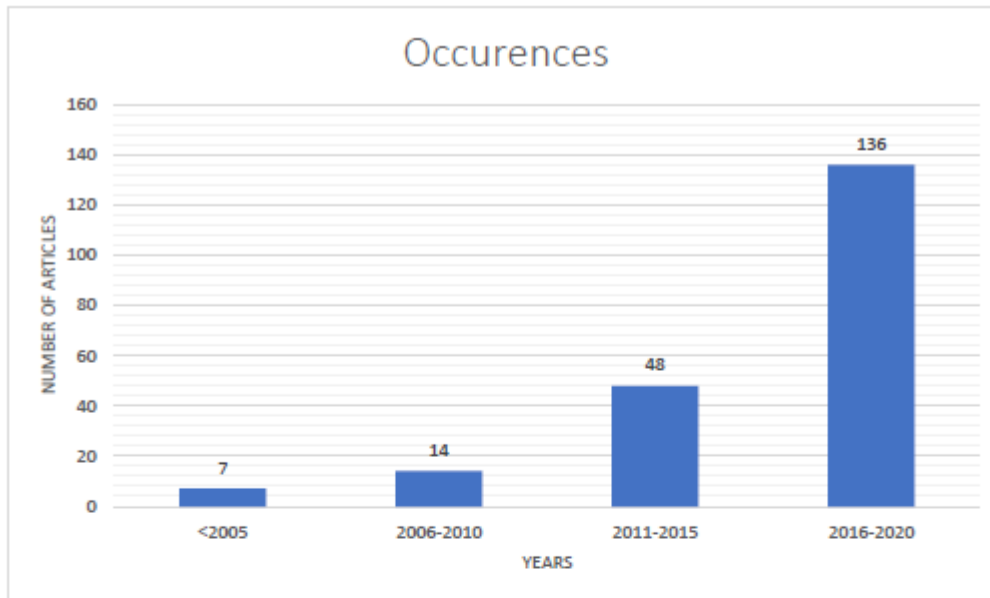


Figure 1: Year of publication

The results show that most of the research have been conducted within the last 5 years. This tells us, that this is a relatively new technology, and the research on how to exploit solar energy in combination with a ground source heat pump is in its early stages. The diagram also tells us that the awareness of climate changes due to greenhouse gas emissions from construction sector has increased rapidly the last years. Since climate changes were put on the agenda more builders are willing to invest in alternative energy sources, which triggers the interest to expand the research in this field.

Geographical location

The geographical location of the publishers/authors gives an indication of the current global interest area of this topic. There are only 22 individual countries that are represented by a total of 195 countries worldwide. Several of the articles were a collaboration between multiple nations. The geographical location corresponding to the collaborating countries were assigned to the corresponding author. Most of the articles originates from Asia (47%) and Europe (29%).

Local/national climate associated with the country of origin of the publishers/authors may be a contributing factor to the geographical convergence of the articles. Areas with warmer climate and

higher solar irradiance have utilized solar radiation for building and domestic hot water (DHW) heating through centuries.

Liu et al. (2016) and Reda (2015) concludes that the use of a solar assisted ground source heat pump in geographical areas with cold climate and low solar radiation, still can be a viable solution. When the outdoor temperature is low and the heating is required, the heat pump extract heat from the ground. When the outdoor temperature is high and the required, the heat pump extract heat from the ambient air and return the heat to the ground. This supplemented with solar radiation to return excess heat to the ground, keeps the ground in thermal equilibrium throughout the year.

These findings help to justify further studies in these areas and might contribute to an increased global interest.

This result, included with the timespan findings, implies that this research field is immature, but growing rapidly.

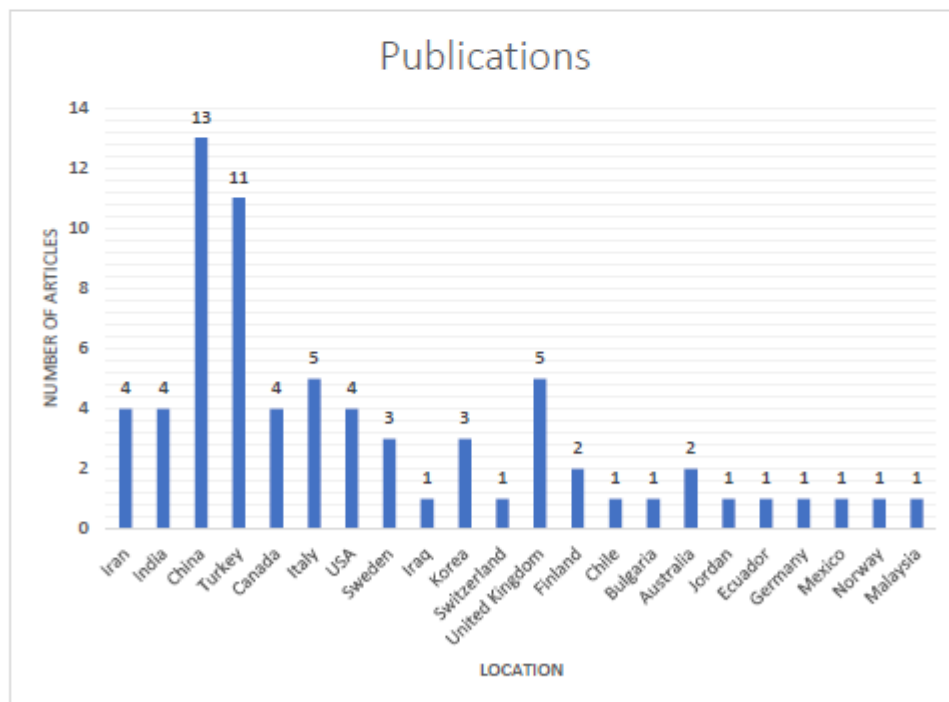


Figure 2: Geographical location

Methodical distribution

The next step we investigated was the methodical distribution. We wanted to classify the reviewed articles into different categories, to see what kind of studies were conducted. The categories we chose are as follows:

- Reviews
- Experimental studies
- Simulations
- Case studies
- Mathematical modelling.

The distribution by percentage is shown in figure 3.

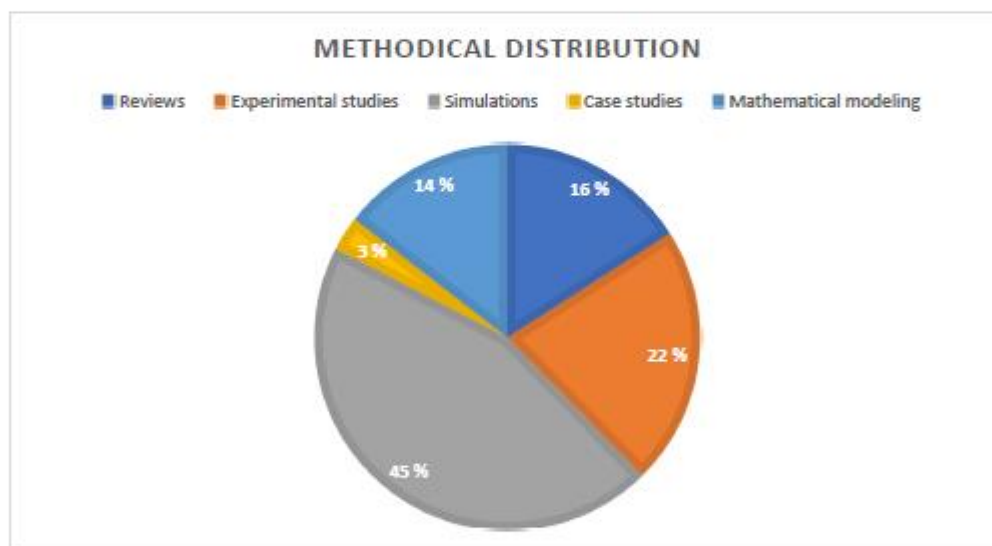


Figure 3: Methodical distribution

This diagram tells us that different kind of system simulations are the preferred research method. In the opposite end of the scale, we can see that only 3 % of the studies are case studies. There can be several explanations for this, but I think the main two reasons are availability of cases to study, and the high time/cost for case studies.

Nouri et al. (2019) conducted a comprehensive review on the studies for geothermal energy combined with solar energy systems. They discovered that analytical simulations and artificial intelligence models were found to be reliable. Since 45 % of the research comes from simulations, this contributes to validate the findings from simulation studies.

Study focus

The reviewed articles can be categorized in to four different focus areas. The categories are review, system optimization, thermodynamic evaluations, and economic feasibility. This helps us discover the areas with necessity for further investigations. The results are presented in figure 4.

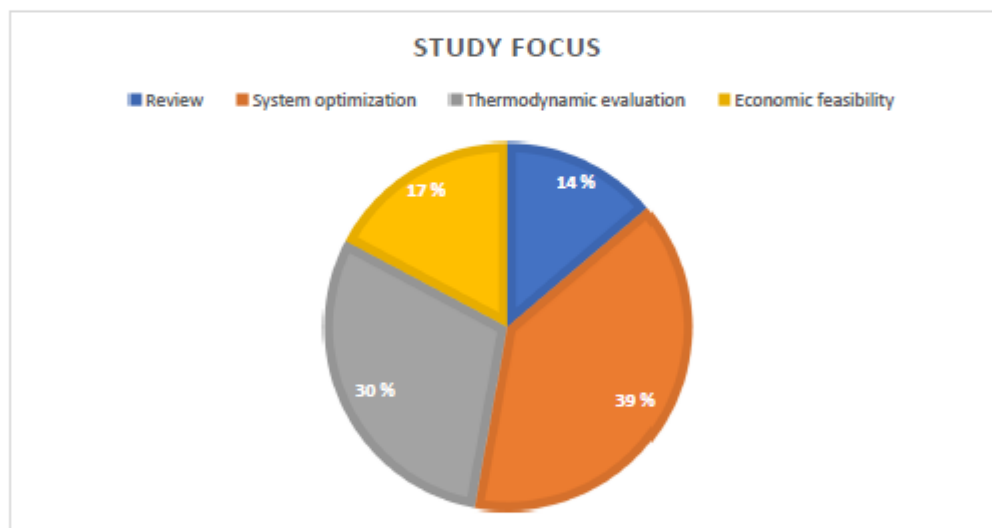


Figure 4: Study focus

Figure 4 indicates that the focus areas are system optimizations and thermodynamic evaluations. The most important success criteria among the reviewed articles for evaluating system optimization is coefficient of performance (COP) and/or system performance factor (SFP).

The thermodynamic system evaluations define exergy efficiency as a key parameter, and several studies have been conducted to investigate the importance of exergy losses. However, (Zhu et al., 2014) points out that when it comes to hybrid ground source heat pumps the exergy analysis are limited compared to energy analysis. Zhu also recommends focusing on exergy for future analyses.

The economic feasibility studies focus on finding the optimal intersection between life cycle costs and technical installations.

There is a limited number of reviews for solar assisted ground source heat pumps published. Nouri et al. (2019), Badiei et al. (2020) and Mohanraj et al. (2018) have done a comprehensive review of the research conducted for the entire system. The other reviews tend to focus on specific elements of the system.

Table 2 below shows the main selection of study focus accordingly to the key parameters as mentioned above.

Study focus	Authors	Weight (%)
Review	Nouri et al., 2019; Badiei et al., 2020; Mohanraj et al., 2018; Ne et al., 2014; Hepbasli 2008; Ozgener & Hepbasli, 2007; Michael & Paulo Cesar, 2017; Bagherian & Mehranzamir, 2020; Zishu et al., 2014; Wu & Skye, 2018; Ahmadi et al., 2021	14 %
System optimization	Verma & Murugesan, 2018; Emmi et al., 2015; Coskun, 2020; Emmi et al., 2020; Verma & Murugesan, 2014; Reda, 2015; Razaee, Seyed Hourman et al., 2018; Weng et al., 2012; Dai et al., 2015; Fu et al., 2018; Aymeric Girarda Eulali et al., 2015; Ju lin Nan et al., 2015; Yuehong Bi et al., 2004; Sakellarioua & Axaopoulos 2020; Abu-Rumman et al., 2020; Leczarin & Noro, 2020; Jones et al., 2017; Bekirci & Yuksel, 2011	39 %
Thermodynamic evaluation	Zhu et al., 2014; Ozturk, 2014; Ozgener & Hepbasli, 2005; Ozgener & Hepbasli, 2007; Dikici & Akbulut, 2008; Fatih et al., 2018; Hepbasli, 2005; Yasser et al., 2016; Ünal et al., 2018	30 %
Economic feasibility	Fine et al., 2018; Elhachmi et al., 2020; Mohanraj et al., 2018; Joong et al., 2017; Abu-Rumman et al., 2020; Leczarin & Noro, 2020; Sommerfeldt & Madeni, 2019	17 %

Table 2: Selection of study focus references

As shown in the results above, combining solar energy systems with geothermal energy is a relatively new technology. About 90 % of the articles found are from 2011 – 2020. We are therefore expecting a great increase in research material within the next few years. Asia and Europe are the main research contributors, and preferably in countries which has documented a high level of solar irradiation. The majority of the research conducted in this field aims for the same goals; to optimize the system performance, and maximize the net present value, but limits their research to specific aspects or components of the system. This is also substantiated by the reviews conducted on solar assisted ground source heat pump. The research methods have so far been dominated by different kind of simulation and experimental studies. Only 3 % of the research are case studies. We suspect that this percentage will increase the next years due to more facilities will implement this technology and increase the availability. More case studies, and evaluation of real data will also increase the reliability of the models.

Since this technology is state of the art, it could be counted as both a strength and a limitation. The strength is represented by the modernity and unexpired technology. Also, the limitation could be considered as this is still a technology in its early stages and is not fully developed.

High investments cost and long payback times have made this type of systems unfavourable compared to cheaper and well documented fossil fuel power plants. Due to the recent years focus on global warming, we think that environmentally friendly power plants like solar assisted ground source heat pumps will grow. This is due to the stability of ground heat below the surface around the world, and the consisting exposure of solar radiation regardless of geographical localisation.

Conclusion

This study performs to provide a general overview of the research conducted on solar assisted ground source heat pump systems by answering the following research questions:

“What research has been carried out on solar assisted ground source heat pumps”

We discovered that about 90 % of the research has been conducted the last 10 years, with Asia and Europe as the biggest contributors. In 67 % of the cases the study method has been simulation and experimental studies, while actual case studies are limited to 3 %. So far, the study focus has mainly been system optimization and thermodynamic analysis and counts for about 70 % of the research from our reviewed literature. As discussed above may these results change when this field has been studied for a longer period.

Possibilities for future work

Nouri proposed to evaluate solar assisted ground source heat pump systems with the use of environmentally friendly natural refrigerants for the heat pump (Nouri et al., 2019). This is important to investigate as the regulations becomes stricter when it comes to refrigerants with a high global warming potential. Another possibility is to conduct more case studies. As discussed in our findings, 3 % of the studies are case studies. We suspect that the access to SAGSHP systems will increase in the future, which will augment the possibilities for case studies. To access real performance values

and implement these in existing models will increase the validity of the models. Furthermore, it is necessary to increase the knowledge on performance evaluations of SAGSHP in cold climate or areas with less solar exposure.

Since this technology is still young there are several possibilities for future work, but we recommend the following:

- Investigate the implementation of natural refrigerants in the heat pump
- Performance evaluation of the system in cold climate
- Conduct field research and analyse data to further enhance the simulation models.

References

- 1 UN. (undated). Climate Change. Retrieved 1. December from <https://www.un.org/en/sections/issues-depth/climate-change/index.html>
- 2 IEA. (2019). *Global Status Report for Buildings and Construction 2019*. <https://www.iea.org/reports/global-status-report-for-buildings-and-construction-2019>
- 3 Lund, H. (2014). Chapter 1 - Introduction. In H. Lund (Ed.), *Renewable Energy Systems (Second Edition)* (pp. 1-14). Academic Press. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-12-410423-5.00001-8>
- 4 Hilary Arksey & Lisa O'Malley (2005) Scoping studies: towards a methodological framework, *International Journal of Social Research Methodology*, 8:1, 19-32 <https://doi.org/10.1080/1364557032000119616>
- 5 Long Liu, Neng Zhu, Jing Zhao (2016) Thermal equilibrium research of solar seasonal storage system coupling with ground-source heat pump, *Energy*, Volume 99, Pages 83-90 <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.01.053>
- 6 Francesco Reda (2015) Long term performance of different SAGSHP solutions for residential energy supply in Finland, Volume 144, Pages 31-50 <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.059>
- 7 Nouri, Giti; Noorollahi, Younes; Yousefi, Hossein (2019) Solar assisted ground source heat pump systems – A review, *Applied Thermal Engineering*, Volume 163 <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114351>
- 8 Vikas Verma, K. Murugesan (2018) Experimental study of solar assisted ground source heat pump system during space heating operation from morning to evening, *Mechanical Science and Technology*, Volume 32, Pages 319-398 <https://doi.org/10.1007/s12206-017-1239-1>
- 9 Emmi, Giuseppe; Zarrella, Angelo; De Carli, Michele; Galgaro, Antonio (2015) Solar assisted ground source heat pump in cold climates, *Energy Conversion and Management*, Volume 106, Pages 660-675 <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.10.016>
- 10 Coskun, Salih (2020) Performance analysis of a solar-assisted ground source heat pump system in climatic conditions of Turkey, *Thermal science*, 2020, Vol.24 (2 Part A), p.977-989 <https://doi.org/10.2298/TSCI181019302C>
- 11 Emmi, Giuseppe; Bordignon, Sara; Zarella Angelo; De Carli, Michele (2020) A dynamic analysis of a SAGSHP system coupled to solar thermal collectors and photovoltaic-

- thermal panels under different climate conditions, *Energy Conversion and Management*, Volume 213
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112851>
- 12 Vikas Verma, K. Murugesan (2014). Optimization of solar assisted ground source heat pump system for space heating application by Taguchi method and utility concept, *Energy and Buildings*, Volume 82, Pages 296-309
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.07.029>
- 13 Enyu, Wang; Fung, Alan S. (2012) Performance prediction of a hybrid solar ground-source heat pump system, *Energy and Buildings*, Volume 47, Pages 600-611
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.12.035>
- 14 Lanhua Dai, Sufen Li, Lin DuanMu, Xiangli Li, Yan Shang, Ming Dong (2015) Experimental performance analysis of a solar assisted ground source heat pump system under different heating operation modes, *Applied Thermal Engineering*, Pages 325-333
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.09.061>
- 15 Yu Fu, Haiyang Lin, Kailai Sun, Qie Sun (2018) A multi-objective optimization of PV/ST-GSHP system based on office buildings, *Energy Procedia*, Volume 152, Pages 71-76
<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.09.061>
- 16 Aymeric Girarda Eulali, Jadraque Gagob, Tariq Muneer, Gustavo Caceres (2015) Higher ground source heat pump COP in a residential building through the use of solar thermal collectors, *Renewable Energy*, Volume 80, Pages 26-39
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.01.063>
- 17 Ju Jin Nan, Xin Yang Gao, Sung Hoon Yoon, Kwang Ho Lee (2015) Study on the Performance of a Ground Source Heat Pump System Assisted by Solar Thermal Storage, *Energies* 2015, Volume 8
<https://doi.org/10.3390/en81212365>
- 18 Evangelos I. Sakellarioua, Petros J.Axaopoulosb (2020) Energy performance indexes for solar assisted ground source heat pump systems with photovoltaic-thermal collectors, *Applied Energy*, Volume 272
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115241>
- 19 Abu-Rumman, Mohammad; Hamdan, Mohammad; Ayadi, Osama (2020) Performance enhancement of a photovoltaic thermal (PVT) and ground-source heat pump system, *Geothermics*, Volume 85
<https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2020.101809>

- 20 Renato Lazzarin, Marco Noro (2020) Photovoltaic/Thermal (PV/T)/ground dual source heat pump: Optimum energy and economic sizing based on performance analysis, *Energy and Buildings*, Volume 211
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.109800>
- 21 Kadir Bakirci, Bedri Yuksel (2011) Experimental thermal performance of a solar source heat-pump system for residential heating in cold climate region, *Applied Thermal Engineering*, Volume 31, Issues 8–9, Pages 1508-1518
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.01.039>
- 22 Na Zhu; Pingfang Hu; Linghong Xu; Zhangning Jiang; Fei Lei (2014) Recent research and applications of ground source heat pump integrated with thermal energy storage systems: a review. *Applied Thermal Engineering*, volume 71, Pages 142-151
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.06.040>
- 23 Ozturk, Murat (2014) Energy and exergy analysis of a combined ground source heat pump system, *Applied Thermal Engineering*, volume 73, Pages 362-370
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.08.016>
- 24 Ozgener, Onder; Hepbasli, Arif (2005) Exergoeconomic analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system, *Applied Thermal Engineering*, Volume 25, Issue 10, Pages 1459-1471
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.09.015>
- 25 Ozgener, Onder; Hepbasli, Arif (2007) Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems, *Energy and Buildings*, Volume 39, Issue 1, p 66-75, January 2007
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.04.019>
- 26 Dikici, Aydin; Akbulut, Abdullah (2008) Exergetic performance evaluation of heat pump systems having various heat sources, *International Journal of Energy Research*, Volume 32, Issue 14, Pages 1279-1296
<https://doi.org/10.1002/er.1414>
- 27 Ünal, Fatih ; Temir, Galip ; Köten, Hasan (2018) Energy, exergy and exergoeconomic analysis of solar-assisted vertical ground source heat pump system for heating season, *Journal of mechanical science and technology*, Vol.32, Pages 3929-3942
<http://dx.doi.org/10.1007/s12206-018-0744-1>
- 28 Hepbasli, Arif (2005) Thermodynamic analysis of a ground-source heat pump system for district heating, *International journal of energy research*, Volume 29, Issue 7
<https://doi.org/10.1002/er.1099>

- 29 Abbasi, Yasser ; Baniyadi, Ehsan ; Ahmadikia, Hossein (2016) Performance Assessment of a Hybrid Solar-Geothermal Air Conditioning System for Residential Application: Energy, Exergy, and Sustainability Analysis, International Journal of Chemical Engineering, Volume 2016, Pages 1-13
<https://doi.org/10.1155/2016/5710560>
- 30 Fine, Jamie P; Nguyen, Hiep V; Friedman, Jacob; Leong, Wey H; Dworkin, Seth B (2018) A simplified ground thermal response model for analyzing solar-assisted ground source heat pump systems, Energy conversion and management, Volume 165, Pages 276-290
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.03.060>
- 31 Elhashmi, Rodwan ; Hallinan, Kevin P ; Chiasson, Andrew D (2020) Low-energy opportunity for multi-family residences: A review and simulation-based study of a solar borehole thermal energy storage system, Energy, Volume 204
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117870>
- 32 M.Mohanraj, Ye.Belyayev, S. Jayaraj, A.Kaltayev. (2018) Research and developments on solar assisted compression heat pump systems – A comprehensive review (Part A: Modeling and modifications), Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 83, Pages 90-123
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.08.022>
- 33 Jeong, Yong-Dae; Yu, Min Gyung; Nam, Yujin (2017) Feasibility study of a heating, cooling and domestic hot water system combining a photovoltaic-thermal system and a ground source heat pump, Energies, volume 10
<https://doi.org/10.3390/en10081243>
- 34 Abu-Rumman, Mohammad; Hamdan, Mohammad; Ayadi, Osama (2020) Performance enhancement of a photovoltaic thermal (PVT) and ground-source heat pump system, Geothermics, Volume 85
<https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2020.101809>
- 35 Sommerfeldt, Nelson; Madani, H. Source (2019) In-depth techno-economic analysis of PV/Thermal plus ground source heat pump systems for multi-family houses in a heating dominated climate, Solar Energy, Volume 190, Pages 44-62
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.07.080>
- 36 Hepbasli, A. (2008) A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 12, Pages 593-661. 2008
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2006.10.001>

- 37 A. Badiei, Y. Golizadeh Akhlaghi, X. Zhao, S. Shittu, X. Xiao, J. Li, Y. Fan, G. Li. (2020) A chronological review of advances in solar assisted heat pump technology in 21st century, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 132
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110132>
- 38 Onder Ozgenera, Arif Hepbasli (2007) A review on the energy and exergy analysis of solar assisted heat pump systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 11, Issue 3, Pages 482-496
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2004.12.010>
- 39 Michael Lanahan ; Paulo Cesar Tabares-Velasco (2017) Seasonal Thermal-Energy Storage: A Critical Review on BTES Systems, Modeling, and System Design for Higher System Efficiency, *Energies*, Volume 10
<https://doi.org/10.3390/en10060743>
- 40 Mohammad Ali Bagherian, Kamyar Mehranzamir (2020) A comprehensive review on renewable energy integration for combined heat and power production, *Energy Conversion and Management*, Volume 224
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113454>
- 41 Zishu Qi, Qing Gao, Yan Liu, Y.Y. Yan, Jeffrey D. Spitlere (2014) Status and development of hybrid energy systems from hybrid ground source heat pump in China and other countries, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 29, Pages 37-51
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.08.059>
- 42 Wei Wu, Harrison M. Skye (2018) Progress in ground-source heat pumps using natural refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, Volume 92, Pages 70-85
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.05.028>
- 43 A. Ahmadi, M. A. Ehyaei, A. Doustgani, M. El Haj Assad, A. Hmidae, D. H. Jamali, R. Kumar, Z. X. Li, A. Razmjoo. (2021) Recent residential applications of low-temperature solar collector, *Journal of Cleaner Production*, Volume 279
<https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.123549>
- 44 Seyed Hourman Razavi, Rouhollah Ahmadi, Alireza Zahedi (2018) Modeling, simulation and dynamic control of solar assisted ground source heat pump to provide heating load and DHW, *Applied Thermal Engineering*, Volume 129, Pages 127-144
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.003>
- 45 Danny Jonas, Georg Frey, Danjana Theis (2017) Simulation and performance analysis of combined parallel solar thermal and ground or air source heat pump systems, *Solar Energy*, Volume 150, Pages 500-511
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.04.070>

Vedlegg B: Matematisk modell



OSLO METROPOLITAN UNIVERSITY
STORBYUNIVERSITETET

Thermodynamic equations

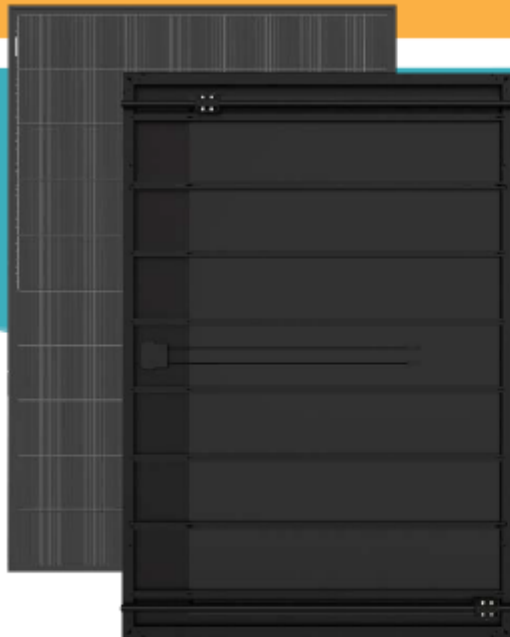
Component	Mass balance equations	Energy balance equations	Energy destruction equation	DOI / URL
PVT collector	$m_{1g} = m_{20} = m_{21} = m_{22}$	$Q_{sun} = m_{1sun} * C_{p,sun} * (T_{21} - T_{20}) = m_{1sun} * (h_{21} - h_{20})$ $P_{pv,max} = P_{mp} = (m_{mp} * V_{mp})$ $P_{pv} = P_{mp} * (1 - (\beta_{temp} * (T_{solar,cell} - T_{ref,solar,cell})))$	$Ex_{d,pvt} = Ex_i - Ex_o = Ex_i - (Ex_{th} + Ex_{pv})$ $Ex_i = A_{pvt} * N_{pvt} * G_{sun} * (1 - [4/3] * [T_{amb} / T_{sun}] + [1/3] * [T_{amb} / T_{sun}]) * 4$ $Ex_o = Ex_{th} + Ex_{pv}$ $Ex_{pv} = P_{pv} * N_{pvt}$ $Ex_{th} = m_{1sun} * C_{p,sun} * (T_{21} - T_{20}) * (1 - [T_{amb} / T_{21}])$	https://doi.org/10.11591/iece.v9i1.pp109-112 https://doi.org/10.11591/iece.v9i1.pp109-112 https://doi.org/10.11591/iece.v9i1.pp109-112 https://doi.org/10.11591/iece.v9i1.pp109-112
Geothermal loop	$m_2 = m_3 = m_4 = m_5 = m_{bme}$	$Q_g = m_b * C_{p,g} * (T_g - T_g) = m_b * (h_2 - h_3)$	$Ex_{d,g} = T_0 * S_{gen,g} = T_0 * (m_{bme} * [s_2 - s_3] - [Q_g / T_g])$	https://doczz.net/doc/7198676/bacheloroppgrave...fagarlivet-hioa
Heat pump				
1. Evaporator	$m_1 = m_2 = m_{wv}$	$Q_{evap} = m_{wv} * (h_2 - h_1) = m_{bme} * (h_2 - h_1)$	$Ex_{d,evap} = T_0 * S_{gen,4,1} = T_0 * (m_{wv} * [s_2 - s_1] - [Q_{evap} / T_1])$	
2. Compressor	$m_2 = m_3 = m_{wv}$	$W_{comp} = m_{wv} * (h_2 - h_1)$ $W_{comp,s} = m_{wv} * (h_2 - h_1)$ $W_{comp} = W_{comp,s} / \eta_{comp}$	Actual $Ex_{d,comp} = T_0 * S_{gen,1,2} = T_0 * (m_{wv} * [s_2 - s_1])$ Isentropic Actual	
3. Condenser	$m_3 = m_2 = m_{wv}$	$Q_{cond} = m_{wv} * (h_2 - h_3) = m_{21} * (h_{21} - h_{23})$	$Ex_{d,cond} = T_0 * S_{gen,2,3} = T_0 * (m_{wv} * [s_2 - s_3] - [Q_{cond} / T_{c1}])$	
4. Expansion Valve	$m_4 = m_3 = m_{wv}$	$h_4 = h_3$	$Ex_{d,exp} = T_0 * S_{gen,3,4} = T_0 * (m_{wv} * [s_3 - s_4])$	
Heat exchanger				
HX1	$m_{12} = m_{13}$ $m_{10} = m_{11}$	$m_{12} * (h_{12} - h_{13}) = m_{10} * (h_{11} - h_{10})$	$Ex_{d,hx2} = T_0 * S_{gen,hx2} = T_0 * (m_{12} * [s_{12} - s_{13}] + m_{bme} * [s_{11} - s_{10}])$	
HX2	$m_{21} = m_{19}$ $m_{18} = m_{15}$	$m_{21} * (h_{21} - h_{19}) = m_{18} * (h_{18} - h_{15})$	$Ex_{d,hx1} = T_0 * S_{gen,hx2} = T_0 * (m_{21} * [s_{21} - s_{19}] + m_{18} * [s_{18} - s_{15}])$	
Tank	$m_{17} = m_{18}$	$Q_{tank} = m_{17} * C_{p,17} * (T_{17} - T_{18}) = m_{17} * (h_{17} - h_{18})$	$Ex_{d,tank} = T_0 * S_{gen,tank} = T_0 * (m_{17} * [s_{17} - s_{18}] - [Q_{tank} / T_{tank}])$	https://doczz.net/doc/7198676/bacheloroppgrave...fagarlivet-hioa

Component	η_p	DOI / URL	η_h	DOI / URL
PVT collector	$\eta_{p,c} = \eta_p - k_p \cdot (T_c - T_a) / (I_p \cdot \eta_{p,c,ref}) - k_p \cdot (T_c - T_a)^2 / I_p \cdot \eta_{p,c,ref}$	https://www.enova.no/uploads/images/256200232204249436/CA27A5852012.pdf	$\eta_{h,c} = Ex_{out} / Ex_{in}$	http://doi.org/10.1159/ces.v111.p0116-117
Geothermal loop			$\eta_{h,c} = (\eta_p \cdot \eta_{h,p}) / ((\eta_p \cdot \eta_{h,p}) + Q_{h1} \cdot (T_c - T_a)^2)$	https://doi.org/10.1016/j.apothermalenc.2014.08.016
Heat pump				
1. Evaporator			<p>Evaporator:</p> $\dot{X}_{h,e1-1} = T_0 \dot{S}_{gen-1} = T_0 \left[\dot{m}(s_1 - s_2) - \frac{\dot{Q}_L}{T_L} \right]$ $\eta_{H,Evap} = \frac{\dot{X}_{recovered}}{\dot{X}_{expended}} = \frac{\dot{X}_{Q_L}}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1} = \frac{\dot{Q}_L(T_0 - T_L)/T_L}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1}$ $= \frac{\dot{Q}_L(T_0 - T_L)/T_L}{\dot{m}[h_4 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)]} = 1 - \frac{\dot{X}_{h,e1-1}}{\dot{X}_4 - \dot{X}_1}$	
2. Compressor	$\eta_p = (h_2 - h_1) / (h_2 - h_1) = W_{in} / W_e$ $\eta_{p,max} = 0.97055 - 0.0896732Pr - 0.0013378Pr^2$ $\eta_{p,prop} = 0.65 + 0.015Pr - 0.0015Pr^2$, where $Pr = Pr_{pressure}$ $\eta_{p,iso} = 0.874 - 0.0135 \cdot (P_2/P_1)$, where $(P_2/P_1) = P_{cond}/P_e = Pr$	<p>General</p> <p>Ammonia (R-717)</p> <p>Propane (R-290)</p> <p>Isobutane (R-600a)</p>	<p>Compressor:</p> $\dot{X}_{h,c1-2} = T_0 \dot{S}_{gen-2} = \dot{m}T_0(s_2 - s_1)$ $\eta_{H,Comp} = \frac{\dot{X}_{recovered}}{\dot{X}_{expended}} = \frac{W_{in}}{W_{act}} = \frac{\dot{m}[h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1)]}{\dot{m}(h_2 - h_1)} = \frac{\psi_2 - \psi_1}{h_2 - h_1}$ $= 1 - \frac{\dot{X}_{h,c1-2}}{W_{act}}$	https://doi.org/10.1016/j.apothermalenc.2017.09.032 https://doi.org/10.1016/j.ijref.2017.11.028 https://doi.org/10.1016/j.ijref.2015.01.007
3. Condenser			<p>Condenser:</p> $\dot{X}_{h,c2-3} = T_0 \dot{S}_{gen-3} = T_0 \left[\dot{m}(s_3 - s_2) + \frac{\dot{Q}_H}{T_H} \right]$ $\eta_{H,Cool} = \frac{\dot{X}_{recovered}}{\dot{X}_{expended}} = \frac{\dot{X}_{Q_H}}{\dot{X}_3 - \dot{X}_2} = \frac{\dot{Q}_H(1 - T_0/T_H)}{\dot{X}_3 - \dot{X}_2}$ $= \frac{\dot{Q}_H(1 - T_0/T_H)}{\dot{m}[h_2 - h_3 - T_0(s_2 - s_3)]} = 1 - \frac{\dot{X}_{h,c2-3}}{\dot{X}_3 - \dot{X}_2}$	
4. Exp. valve			<p>Expansion valve:</p> $\dot{X}_{h,c3-4} = T_0 \dot{S}_{gen-4} = \dot{m}T_0(s_4 - s_3)$ $\eta_{H,ExpValve} = \frac{\dot{X}_{recovered}}{\dot{X}_{expended}} = \frac{0}{\dot{X}_3 - \dot{X}_4} = 0 \quad \text{OR}$ $\eta_{H,ExpValve} = 1 - \frac{\dot{X}_{h,c3-4}}{\dot{X}_{expended}} = 1 - \frac{\dot{X}_3 - \dot{X}_4}{\dot{X}_3 - \dot{X}_4} = 0$	
Heat exchanger				
HX1			$\eta_{h,c1} = (\dot{m}_1 \cdot \eta_{h,c1} + \dot{m}_2 \cdot \eta_{h,c2}) / (\dot{m}_2 \cdot \eta_{h,c2} + \dot{m}_1 \cdot \eta_{h,c1})$	
HX2			$\eta_{h,c2} = (\dot{m}_1 \cdot \eta_{h,c1} + \dot{m}_2 \cdot \eta_{h,c2}) / (\dot{m}_2 \cdot \eta_{h,c2} + \dot{m}_1 \cdot \eta_{h,c1})$	

Vedlegg C: DualSun Spring 375 (PVT-panel)



French manufacturer of solar panels



SPRING hybrid solar panel (PVT)[®] designed and manufactured in France (certified Made in France), produces both electricity and hot water

SPRING[®] 375 Shingle Black



PHOTOVOLTAIC FRONT FACE

- High performance monocrystalline cells cooled by water circulation
- Positive classification -0/+5 Wp
- Anti-reflective glass ensuring high performance even in diffused light

THERMAL REAR FACE

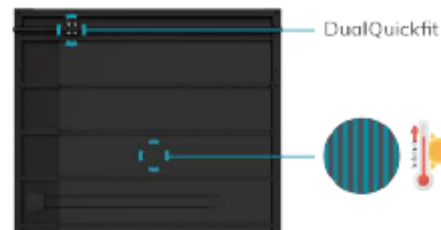
Hot water production thanks to an ultra-thin patented heat exchanger completely integrated into the panel
DualBoost[®] : Photovoltaic efficiency boost by cooling cells



WARRANTY

Product and labor warranty* 10 years
 25-year linear power output warranty

* Refer to the DualSun warranty conditions



QUALITY & SAFETY

- CE marking
- IEC 61215 & 61730 in progress
- SOLARK KEYMARK in progress
- CEC listed / UL 1703 in progress / ICC-SRCC in progress

DUALQUICKFIT[®]

Patented Plug & Play hydraulic connection system for faster and more reliable installation of the SPRING[®] panel



INDUSTRY OF THE FUTURE LABEL

Engineered in France :
 R&D center in Marseille
 Made in France (certificate FR-IMF-2019-198):
 DIN EN ISO 9001: 2015 certified factory in Jujurieux

COMPATIBLE PANEL FOR APPLICATIONS:

DHW



HP

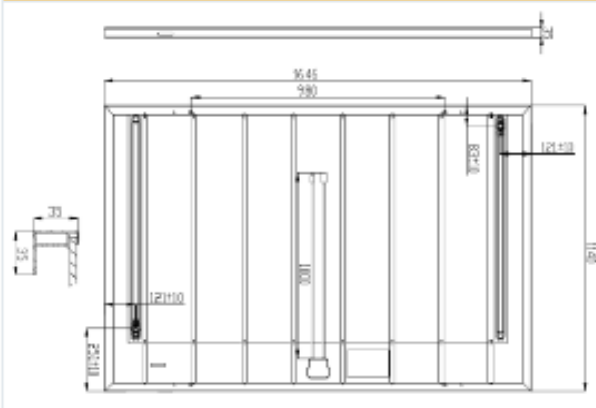


POOL



Recyclable panel

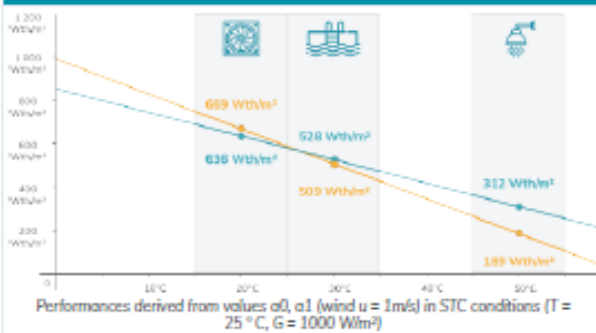
Dimensions



Physical characteristics

Length	1646 mm	
Width	1140 mm	
Thickness	35 mm	
	Non insulated	Insulated
Empty / full weight	26,3 / 31,3 kg	27,1 / 32,1 kg
Number of cells	360	
Cell type	PERC Monocrystalline	
Connectors	MC4 / MC4 compatible	
Cable length	1000 mm	
Maximum load	5400 Pa (snow) / 2400 Pa (wind)	
Frame / Backsheet	Black anodised aluminium / Black	

Thermal power output as a function of the temperature of the water in the panel and by application



Photovoltaic characteristics

Nominal power	375 W
Output power tolerance	0 / +5W
PV module efficiency	20 %
Rated voltage (V_{mpp})	40,40 V
Rated current (I_{mpp})	9,28 A
Open circuit voltage (V_{oc})	48,90 V
Short-circuit current (I_{sc})	9,89 A
Voltage temperature coefficient (μV_{oc})	-0,27 %/K
Current temperature coefficient (μI_{sc})	0,04 %/K
Power temperature coefficient (μP_{mpp})	-0,34 %/K
Maximum system voltage	1500 VDC
Maximum reverse current	20 A
NMOT	42,3 +/- 2°C
Application class	Class II

* STC conditions (AM 1.5 - 1000 W / m² - 25 ° C)
Measurement tolerance: +/- 3%

Thermal characteristics

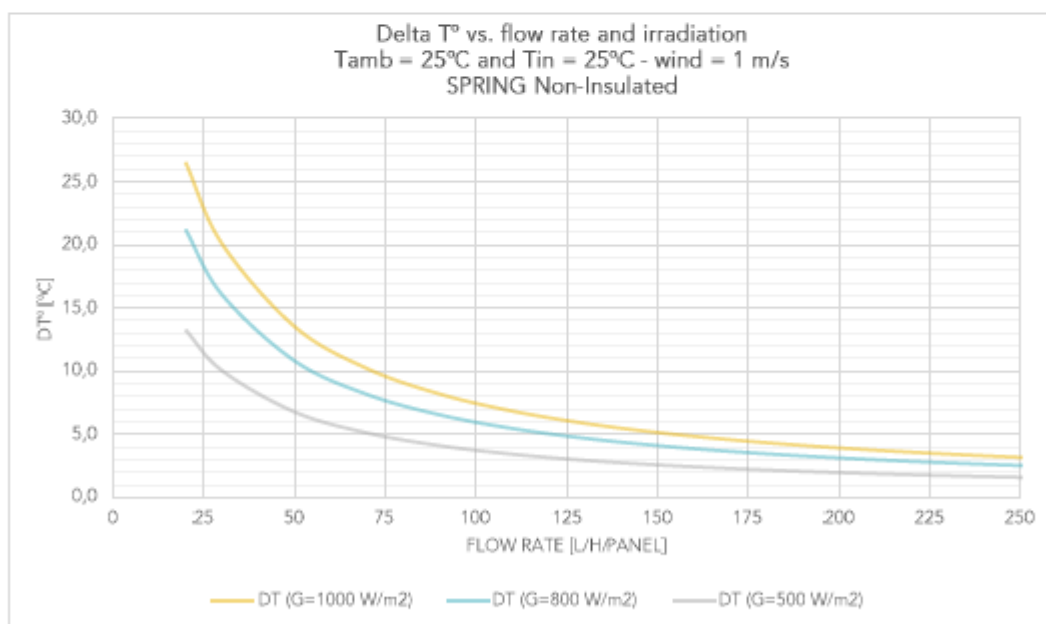
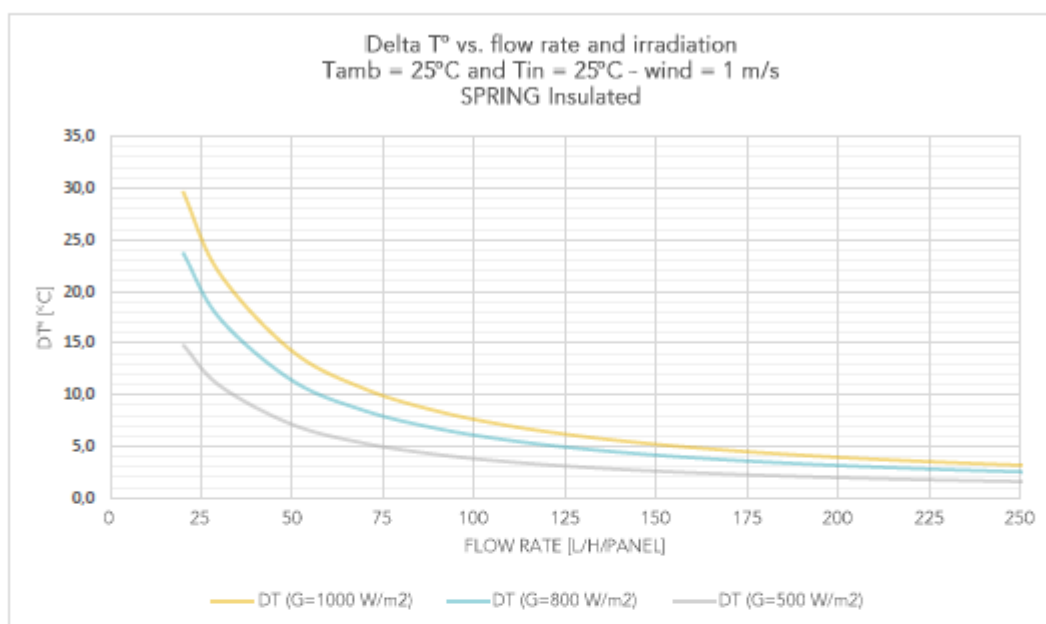
Thermal power	629 W _{th} /m ² *	
Gross area	1,635 m ²	
Heat transfer liquid volume	5 L	
Max operating pressure	1,5 bar	
Pressure drop	Portrait	Landscape
(Pa mmH2O)	at 32 L/h 59 6	167 17
	at 100 L/h 461 47	961 98
Hydraulic inlet / outlet	DualQuickfit® fitting	
	Non insulated	Insulated
Stagnation temperature	70°C	75,6°C
Optical efficiency α_0	58,9 %**	58,2 %**
Coefficient α_1	16,0 W/K/m ² **	10,8 W/K/m ² **
Coefficient α_2	0 W/(m ² .K ²)**	0 W/(m ² .K ²)**

* Thermal power calculated with wind $u = 0 \text{ m/s}$, $DT = 0$, $G = 1000 \text{ W/m}^2$

** The coefficients α_0 , α_1 and α_2 result from EN 9806: 2017 certification tests for solar collectors without glazing carried out by KIVA for a wind speed $u = 1 \text{ m/s}$: $\alpha_0 = \eta_0 - \eta_{s0} \cdot u$; $\alpha_1 = c_1 + c_2 \cdot u$; $\alpha_2 = u - 3$

Find the installation instructions and mounting systems in our resource area:



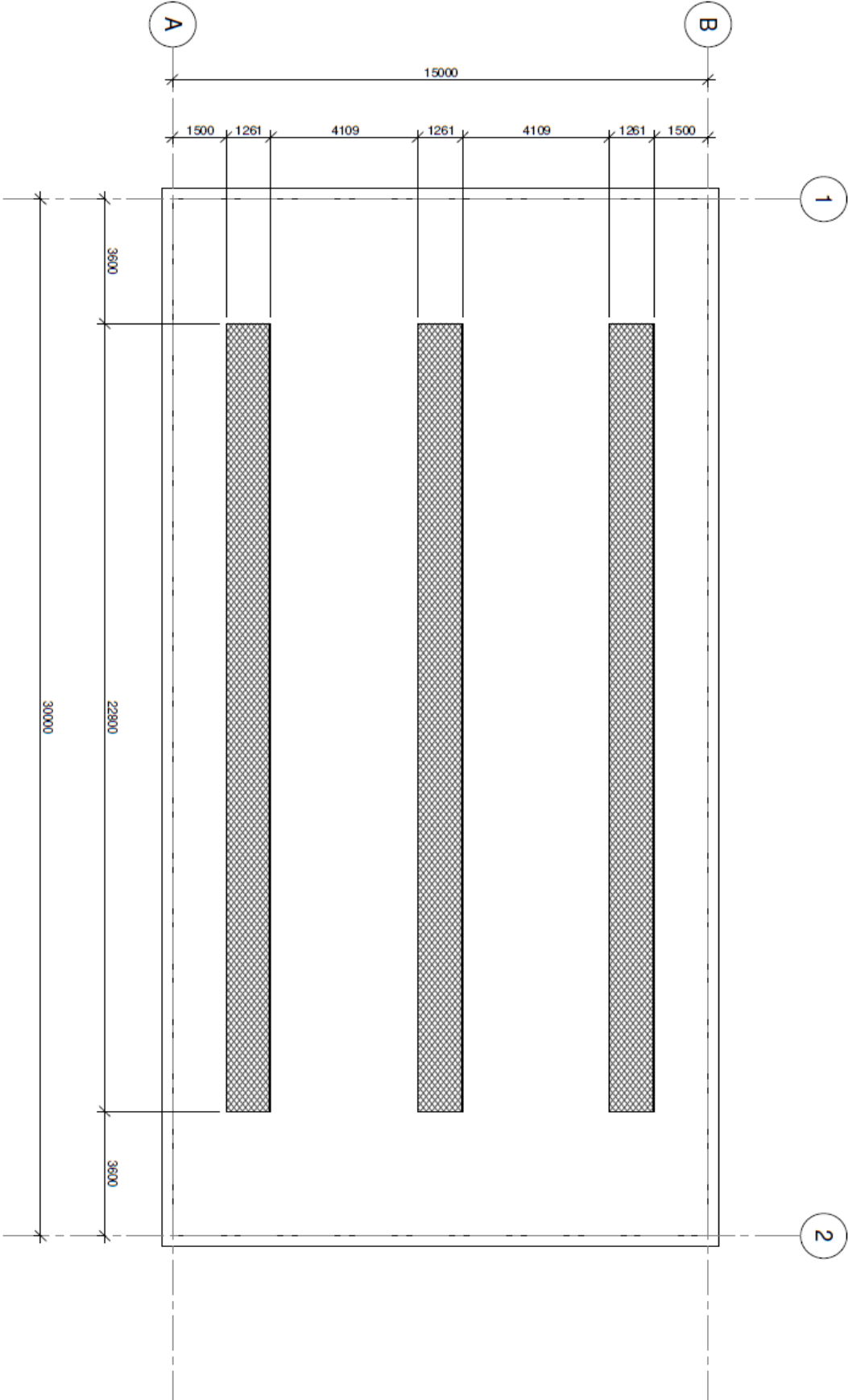


- For domestic hot water (DHW) applications, the recommended average nominal flow rate is 32 L/h/panel.
- For applications towards a thermal discharge, the recommended nominal flow rate is 100 L/h/panel. For example, towards a swimming pool or geothermal probes.
- For direct pool heating applications, the recommended nominal flow rate is 200 L/h/panel.

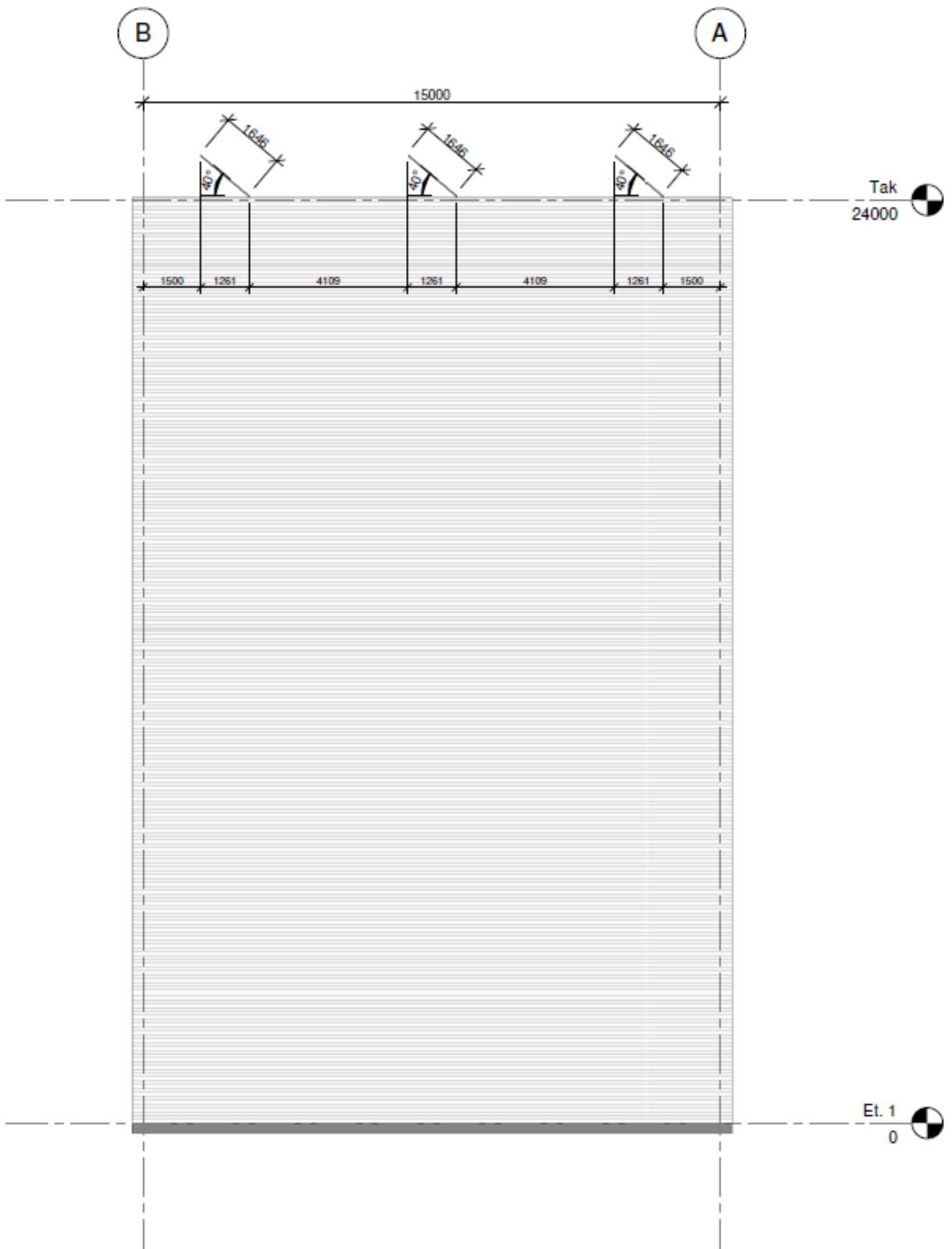
(Spring 375 Shingle Black, u.å.)

Vedlegg D: Tegninger

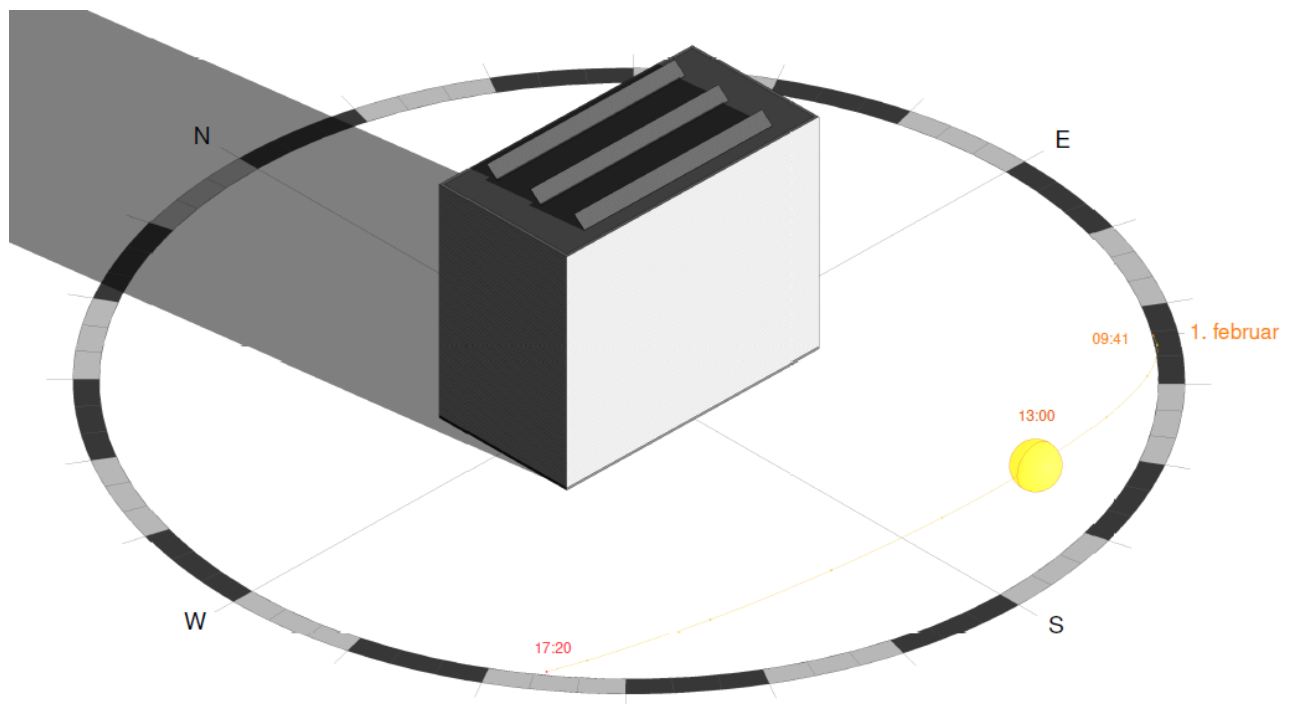
Plan (tak)



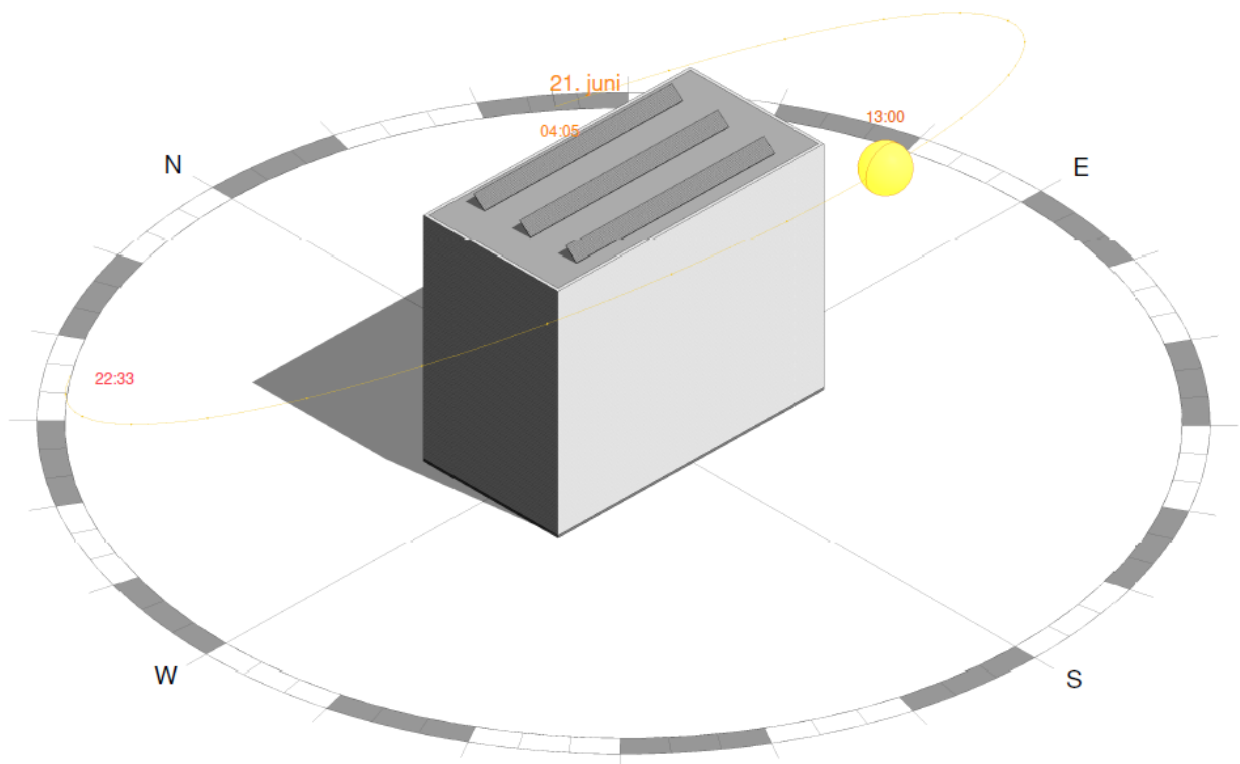
Snitt (fasade)



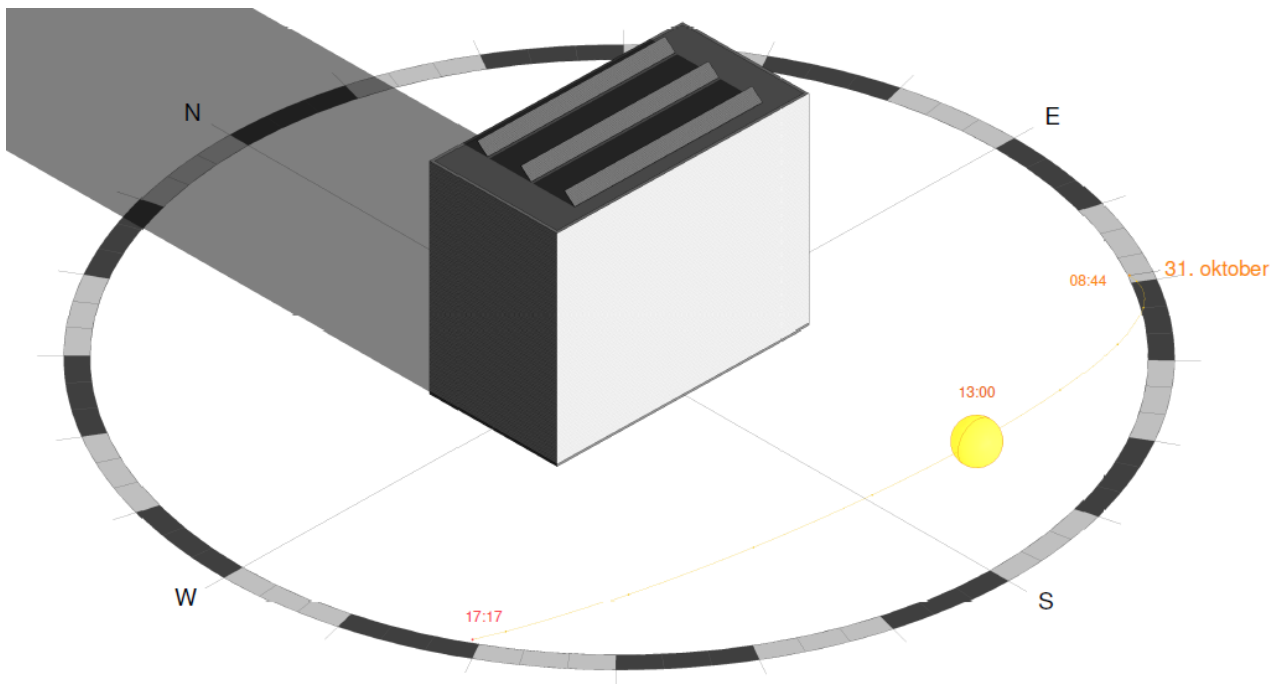
3D-modell (1. Februar 2021)



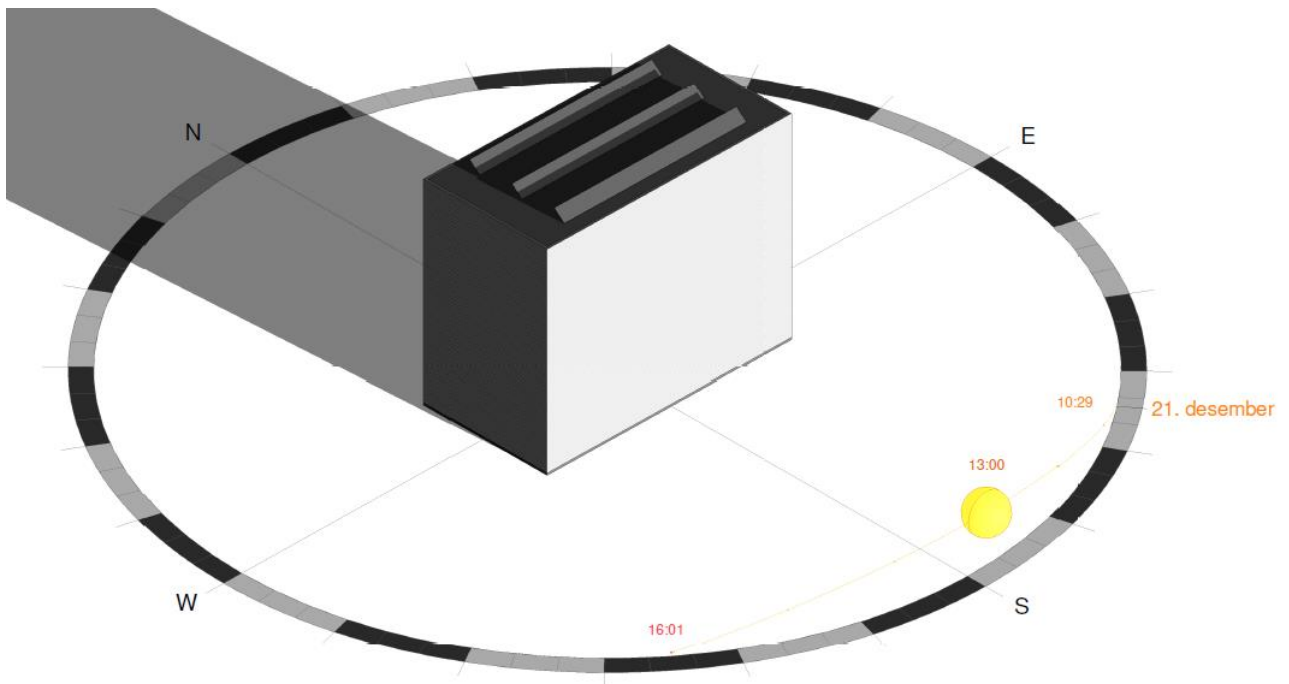
3D-modell (21. Juni 2021 - Sommersolhverv)



3D-modell (31. Oktober 2021)

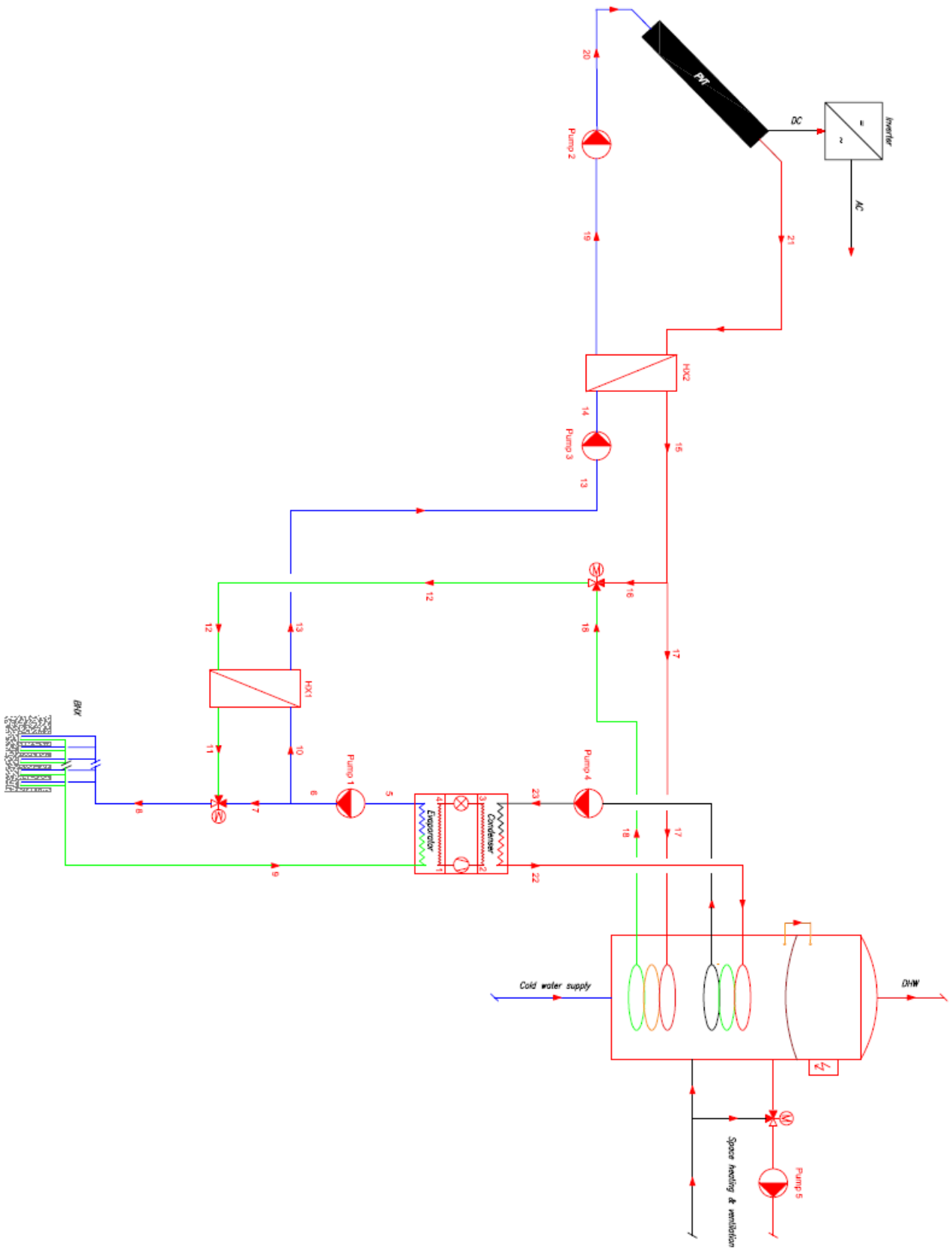


3D-modell (21. Desember 2021 - Vintersolverv)

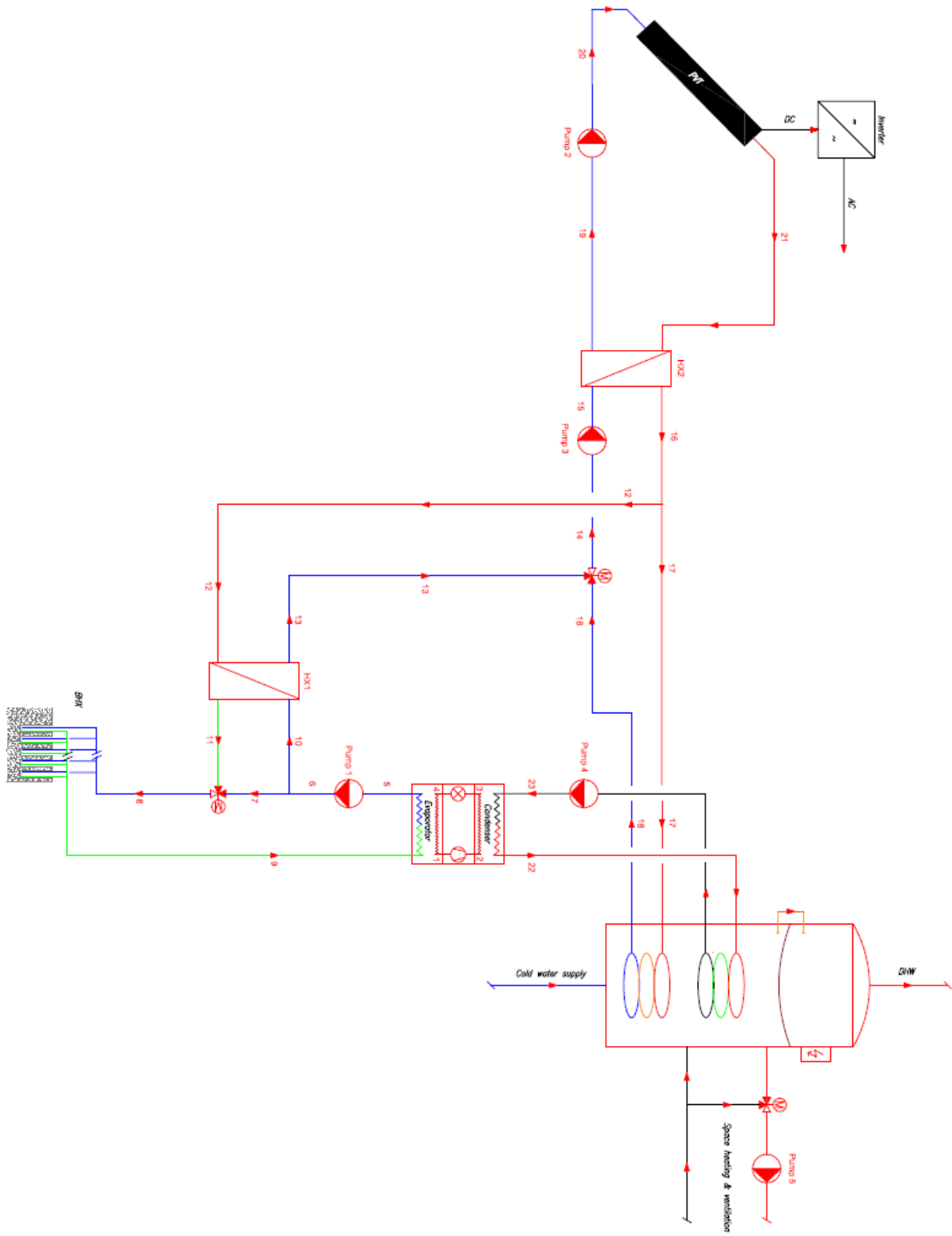


Vedlegg E: Systemskjema

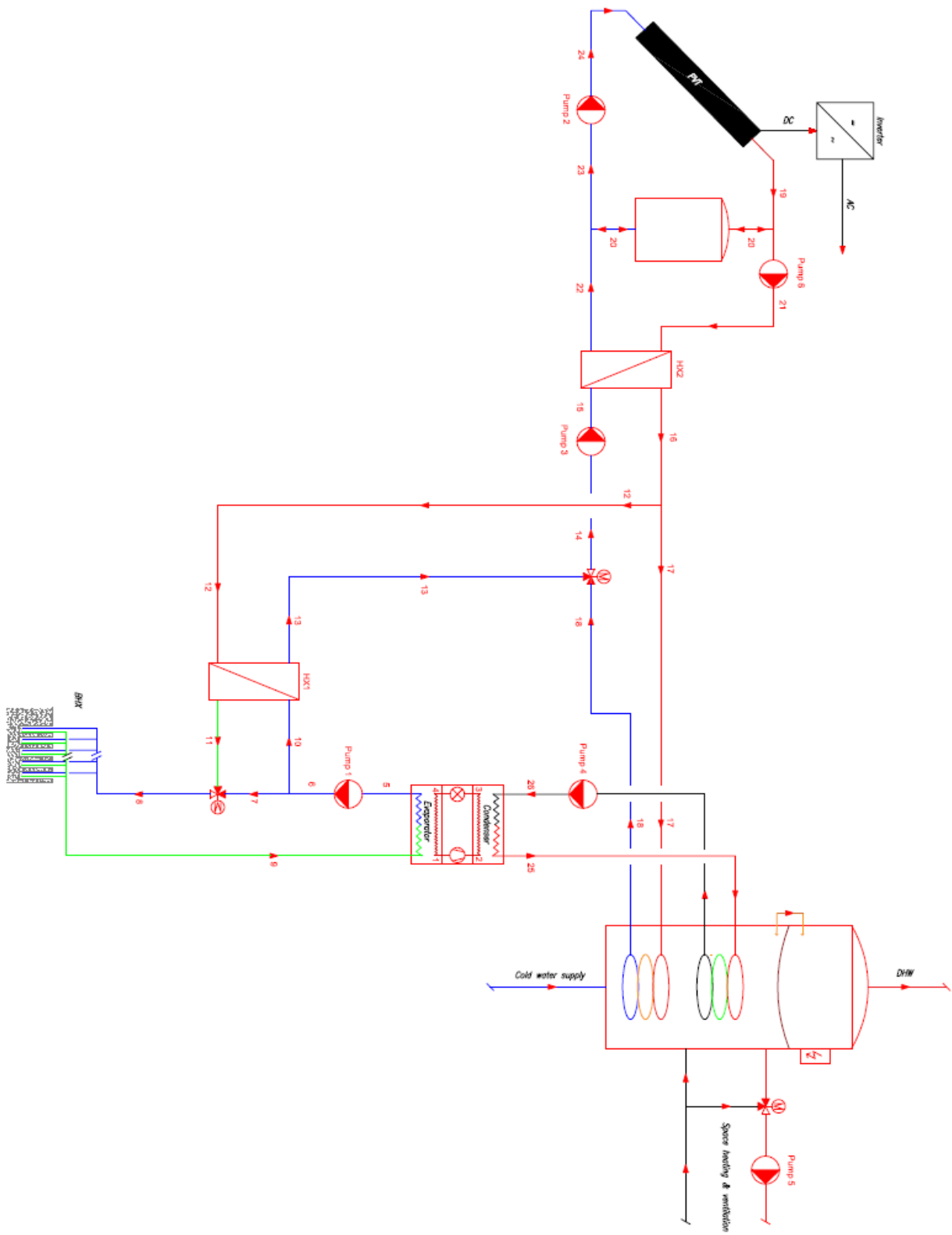
Systemskjema 1



Systemskjema 2



Systemskjema 3



Vedlegg F: SWEP B220 Brazed Plate Heat Exchanger

PRODUCT SHEET

B220

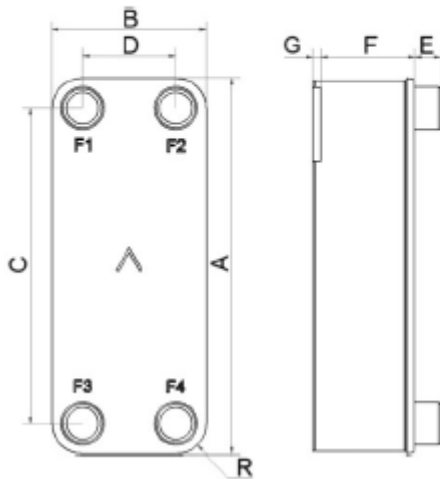
B220 is a compact but highly efficient Brazed Plate Heat Exchanger, which offers great heat transfer efficiency at a low cost. One main application is high efficiency tap water heating, but it can also be used in other single-phase applications such as oil cooling, space heating and desuperheaters. Thanks 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 ³ /h (171.71 gpm)
Channel volume	0.14/0.14 dm ³ (0.0049/0.0049 ft ³)
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	IN
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

(SWEP, u.å.)

Vedlegg G: Bergvarmepumpe NIBE F1345

14 NIBE F1345

IT'S IN OUR NATURE

Modell		24	30	40	60
Kuldebærer diam., CU-rør		G50 (2" utvendig) / G40 (1 1/2" innvending)			
Varmebærer diam., CU-rør		G50 (2" utvendig) / G40 (1 1/2" innvending)			
Kompressorolje					
Oljetype		POE			
Volum	l	2 x 1,9	2 x 1,1	2 x 1,9	2 x 1,9
Mål og vekt					
Bredde	mm	600			
Dybde	mm	620			
Høyde	mm	1.800			
Nødvendig oppstillingshøyde ⁶	mm	1.950			
Vekt, komplett varmepumpe	kg	320	330	345	346
Vekt, kun kjølemodul	kg	130	135	144	144
Art.nr., 3x400V ³		065 297	065 298	065 299	065 300
Art.nr., 3x400V ⁷				065 301	065 302

(NIBE, u.å.)

Vedlegg H: Forenklet rørdimensjonerings Excel-ark

Dimensjon	t	di	dy	l/s ved 100 Pa/m	l/h ved 100 Pa/m	W v/ $\Delta t = 20^{\circ}\text{C}$
DN10	2,2	12,6	17	0,032	115	2 680
DN15	2,3	16,7	21,3	0,065	234	5 440
DN20	2,3	22,3	26,9	0,140	504	11 720
DN25	2,6	28,5	33,7	0,260	936	21 770
DN32	2,6	37,2	42,4	0,550	1980	46 050
DN40	2,6	43,1	48,3	0,810	2916	67 810
DN50	2,9	54,5	60,3	1,60	5760	133 950
DN65	2,9	70,3	76,1	3,30	11880	276 280
DN80	3,2	82,5	88,9	5,00	18000	418 600
DN100	3,6	107	114,3	10,0	36000	837 200
DN125	3,6	133	139,7	14,0	50400	1 172 080
DN150	4	160	168,3	28,0	100800	2 344 160
DN200	4,5	210	219,1	56,0	201600	4 688 320
DN250	5	263	273,0	105	378000	8 790 600
12 mm	1,2	9,6	12,0	0,016	58	1 340
15 mm(DN12)	1,2	12,6	15,0	0,033	120	2 760
18 mm(DN15)	1,2	15,6	18,0	0,060	220	5 020
22 mm(DN20)	1,5	19,0	22,0	0,103	370	8 620
28 mm(DN25)	1,5	25,0	28,0	0,217	780	18 170
35 mm(DN32)	1,5	32,0	35,0	0,417	1500	34 910
42 mm(DN40)	1,5	39,0	42,0	0,694	2500	58 100
54 mm(DN50)	1,5	51,0	54,0	1,389	5000	116 290

Vedlegg I: Egenskaper for metaller og andre materialer

Egenskaper for metaller og andre materialer

Metaller	Temp. [°C]	Densitet [kg/m ³]	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
Rustfrit stål	20	7840	0,46	15,0	1440
Silumin	20	2700	0,90	160,0	570
Stål	20	7850	0,50	65,8	1516

Vedlegg J: 32mm kollektorrør

VD8032136

HAIEX 32mmx2,4 kollektorrør 2 x 1m

Dobbelspolet kollektor for energibrønn / varmepumpe (kan også benyttes i sjø)
2 x 1m / dobbelspolet for tur / retur

Godstykkelse: min. 2,3mm

Vekt pr m: 0,396kg

Produseres i lengder fra 2x 80m, 2 x 85m, 2 x 90m, 2 x 95m,.....osv opp till 2x 300m

Ønskete lengder kan produseres på bestilling

De to rørene er sveiset fast i et helseiset U-bend kalt returboøy.

Varenr. / NRF nr.:

VD803217 - - metervare

VD803217080 - 2 x 80m

VD803217085 - 2 x 85m

VD803217090 - 2 x 90m

VD803217095 - 2 x 95m

VD803217100 - 2 x 100m

VD803217105 - 2 x 105m

VD803217110 - 2 x 110m

VD803217115 - 2 x 115m

VD803217120 - 2 x 120m

VD803217125 - 2 x 125m

VD803217130 - 2 x 130m

VD803217135 - 2 x 135m

VD803217140 - 2 x 140m

VD803217145 - 2 x 145m

VD803217150 - 2 x 150m

VD803217155 - 2 x 155m

VD803217160 - 2 x 160m

VD803217165 - 2 x 165m

VD803217170 - 2 x 170m

VD803217175 - 2 x 175m

VD803217180 - 2 x 180m

VD803217185 - 2 x 185m

VD803217190 - 2 x 190m

VD803217195 - 2 x 195m

VD803217200 - 2 x 200m

VD803217210 - 2 x 210m

VD803217220 - 2 x 220m

VD803217230 - 2 x 230m

VD803217240 - 2 x 240m

VD803217250 - 2 x 250m

NOK 39,09

1

Kjøp

(C - Kollektorrør til varmepumper, u.å.)

Vedlegg K: EES-beregning av varmepumpe (R290 & R600a)

File:Masteroppgave [varmepumpe - R290 & R600a].EES

07.05.2021 13:33:59 Page 1

EES Ver. 11.025: #3911: For use only by the Department of Civil Engineering and Energy Technology, HiOA

"

=====

=

Parametere

=====

=

"

"R290 = Propan"

"R600a = Isobutan"

R\$ = 'R290'

Q_dot_HP= 50 [kJ/s]
varmepumpe"

"Effektbehov til

D_pipe_HP = 0,0381 [m]
diameter til r rf ringer i VP. Produktdatablad NIBE F1345"

"Innvendig

C_EA = 30 [%]

T_Crit=t_crit(R\$)

T_22 = 323 [K]
til vann p  varm side av VP"

"Turtemperatur

T_23 = 303 [K]
Returtemperatur til vann p  varm side av VP"

"

T_mean_cond_water = (T_22 + T_23) / 2
temperature til vann i kondensator"

"Mean fluid

T_mean_evap_wf = (T_4 + T_1) / 2
temperature til working fluid i fordampere"

"Mean fluid

T_mean_evap_brine = (T_5 + T_9) / 2
temperature til brine i fordampere"

"Mean fluid

T_wall_cond = (T_sat_cond + T_mean_cond_water) / 2
temperature in condenser"

"Mean wall

T_wall_evap = (T_mean_evap_wf + T_mean_evap_brine) / 2
temperature in evaporator"

"Mean wall

T_0 = 295 [K]
temperature --> Innvendig temperatur iht. SN-NSPEK 3031:2020"

"Dead state

P_Crit=p_crit(R\$)

"P_22 = P_23 = P_heating"

P_heating = 60 [kPa]
vannkrets til varm side av VP. Antatt 60 kPa som driftstrykk"

"Trykk i

P_0 = 101 [kPa]
pressure"

"Dead state

s_0_heating = entropy(Water,T=T_0;P=P_0)

"Dead state

entropy @ water"

s_0_wf = entropy(R\$;T=T_0;P=P_0) "Dead state
entropy @ WF"

s_22 = entropy(Water;T=T_22;P=P_heating)

s_23 = entropy(Water;T=T_23;P=P_heating)

h_0_heating = enthalpy(Water;T=T_0;P=P_0) "Dead state
enthalpy @ water"

h_0_wf = enthalpy(R\$;T=T_0;P=P_0) "Dead state
enthalpy @ WF"

h_22 = enthalpy(Water;T=T_22;P=P_heating)

h_23 = enthalpy(Water;T=T_23;P=P_heating)

Cp_cond_water = cp(Water;T=T_mean_cond_water;P=P_heating) "Spesifikk
varmekapasitet til vannkrets i kondensator"

Cp_brine = cp(EA;T=T_5;C=C_EA) "Spesifikk
varmekapasitet til brinekrets i fordampere"

m_dot_wf = Q_dot_HP / (h_2a - h_3) "Massestrøm til
arbeidsmedium"

m_dot_heating = (m_dot_wf * (h_2a - h_3)) / (Cp_cond_water * (T_22 - T_23)) "Massestrøm til
vann på varm side av VP"

m_dot_BHX = 0,5 [kg/s] "
Væskestrømmen per kollektor --> Asplan viak & NTNU (u.å.)"

G_wf = m_dot_wf / ((PI * D_pipe_HP^2) / 4) "Massefluks til
kuldemedium = Massestrøm / areal"

rho_cond_wf_L = density(R\$;T=T_sat_cond;x=0) "
Tetthet til kuldemedium som væske i kondensator"

rho_evap_wf_L = density(R\$;T=T_sat_evap;x=0) "
Tetthet til kuldemedium som væske i fordampere"

rho_cond_wf_V = density(R\$;T=T_sat_cond;x=1) "
Tetthet til kuldemedium som gass i kondensator"

rho_evap_wf_V = density(R\$;T=T_sat_evap;x=1) "
Tetthet til kuldemedium som gass i fordampere"

rho_cond_water = density(Water;T=T_mean_cond_water;P=P_heating) "Tetthet til vann
i kondensator"

rho_evap_brine = density(EA;T=T_mean_evap_brine;C=C_EA) "Tetthet til brine
i fordampere"

rho_brine = density(EA;T=T_5;C=C_EA) "Tetthet til brine"

rho_evap_wf = density(R\$;T=T_mean_evap_wf;x=x_mean_evap) "Tetthet til WF i
fordampere"

x_sat_fluid = 0 "Kvaliteten til
arbeidsmedium som saturert fluid"

$x_{\text{sat_vapor}} = 1$ arbeidsmedium som saturated vapor"	"Kvaliteten til
$x_{\text{mean_cond}} = (x_{\text{sat_vapor}} + x_{\text{sat_fluid}}) / 2$ jennomsnittlig kvalitetet på arbeidsmedium i kondensator"	"G
$x_{\text{mean_evap}} = (x_{\text{sat_vapor}} + x_4) / 2$ jennomsnittlig kvalitetet på arbeidsmedium i fordampere"	"G
$\mu_{\text{cond_wf_L}} = \text{viscosity}(R\$; T=T_{\text{sat_cond}}; x=0)$ viskositet til WF som væske til kuldemedium i kondensator"	"Dynamisk
$\mu_{\text{evap_wf_L}} = \text{viscosity}(R\$; T=T_{\text{sat_evap}}; x=0)$ viskositet til WF som væske til kuldemedium i fordampere"	"Dynamisk
$\mu_{\text{cond_wf_V}} = \text{viscosity}(R\$; T=T_{\text{sat_cond}}; x=1)$ viskositet til WF som gass til kuldemedium i kondensator"	"Dynamisk
$\mu_{\text{evap_wf_V}} = \text{viscosity}(R\$; T=T_{\text{sat_evap}}; x=1)$ viskositet til WF som gass til kuldemedium i fordampere"	"Dynamisk
$\mu_{\text{cond_wf}} = \text{viscosity}(R\$; T=T_{\text{sat_cond}}; P=P_2)$ viskositet til kuldemedium i kondensator"	"Dynamisk
$\mu_{\text{cond_water}} = \text{viscosity}(\text{Water}; T=T_{\text{mean_cond_water}}; P=P_{\text{heating}})$ viskositet til vann i kondensator"	"Dynamisk
$\mu_{\text{cond_water_wall}} = \text{viscosity}(\text{Water}; T=T_{\text{wall_cond}}; P=P_{\text{heating}})$ viskositet til vann ved platevegg i kondensator"	"Dynamisk
$\mu_{\text{evap_wf}} = \text{viscosity}(R\$; T=T_{\text{mean_evap_wf}}; P=P_1)$ viskositet til kuldemedium i kondensator"	"Dynamisk
$\mu_{\text{evap_brine}} = \text{viscosity}(EA; T=T_{\text{mean_evap_brine}}; C=C_{EA})$ viskositet til brine i fordampere"	"Dynamisk
$\mu_{\text{evap_brine_wall}} = \text{viscosity}(EA; T=T_{\text{wall_evap}}; C=C_{EA})$ viskositet til brine ved platevegg til fordampere"	"Dynamisk
$\mu_{\text{brine}} = \text{viscosity}(EA; T=T_5; C=C_{EA})$ viskositet til brine"	"Dynamisk
$\nu_{\text{cond_wf}} = \text{kinematicviscosity}(R\$; T=T_{\text{sat_cond}}; P=P_2)$ viskositet til kuldemedium i kondensator"	"Kinematisk
$\omega_{\text{wf}} = \text{acentricfactor}(R\$)$ til kuldemedium"	"Acentric factor
$g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$ akslerasjon"	"Gravitasjons
$k_{\text{cond_wf}} = \text{conductivity}(R\$; T=T_{\text{sat_cond}}; P=P_2)$ kuldemedium i kondensator"	"Konduktivitet til
$k_{\text{evap_wf}} = \text{conductivity}(R\$; T=T_{\text{mean_evap_wf}}; P=P_1)$ kuldemedium i fordampere"	"Konduktivitet til
$k_{\text{cond_water}} = \text{conductivity}(\text{Water}; T=T_{\text{mean_cond_water}}; P=P_{\text{heating}})$ vann i kondensator"	"Konduktivitet til
$k_{\text{evap_brine}} = \text{conductivity}(EA; T=T_{\text{mean_evap_brine}}; C=C_{EA})$ brine i fordampere"	"Konduktivitet til

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

$k_p_{B220} = 15 \text{ [W/m}^2\text{K]}$ "Termisk
konduktivitet i varmeveksler (stainless steel). Se produktdatablad"

$C_1 = 0,348$ "Chevron angle
dependant value @ 30 degrees"

$m = 0,663$ "Chevron angle
dependant value @ 30 degrees"

$t_p_{B220} = 0,00173 \text{ [m]}$

$R_{f_cond_varm} = 0,0003 \text{ [m}^2\text{K/W]}$ "Fouling factor
for varm fluid. Table 11-2 i Heat & Mass"

$R_{f_cond_kald} = 0,0002 \text{ [m}^2\text{K/W]}$ "Fouling factor
for kald fluid. Table 11-2 i Heat & Mass"

$R_{f_evap_varm} = 0,00035 \text{ [m}^2\text{K/W]}$ "Fouling factor
for varm fluid. Table 11-2 i Heat & Mass"

$R_{f_evap_kald} = 0,0003 \text{ [m}^2\text{K/W]}$ "Fouling factor
for kald fluid. Table 11-2 i Heat & Mass"

"

=====
="

Varmepumpe

=====
="

"Tilstandslikning i punkt 1: Ut fra fordampner [superheated]"

$T_5 = 275 \text{ [K]}$ "Antar 2 grader
celsius inn i bakken"

$T_{sat_evap} = T_5 - 5 \text{ [K]}$ "5k pinch
temperature"

$T_1 = T_{sat_evap} + 5 \text{ [K]}$ "5k
superheated ut fra fordampner"

$P_1 = p_{sat}(R\$; T=T_{sat_evap})$

$h_1 = \text{enthalpy}(R\$; T=T_1; P=P_1)$

$s_1 = \text{entropy}(R\$; T=T_1; P=P_1)$

$\psi_1 = (h_1 - h_{0_wf}) - T_0 \cdot (s_1 - s_{0_wf})$

"Tilstandslikning i punkt 2: Ut fra kompressor [superheated]"

$$P_2 = P_3$$

$$s_{2s} = s_1$$

$$h_{2a} = ((h_{2s} - h_1) / \eta_{\text{comp}}) + h_1$$

$$PR = P_2 / P_1$$

$$h_{2s} = \text{enthalpy}(R\$; P=P_2; s=s_{2s})$$

$$T_2 = \text{temperature}(R\$; P=P_2; h=h_{2a})$$

$$s_2 = \text{entropy}(R\$; P=P_2; h=h_{2a})$$

$$\psi_2 = (h_{2a} - h_{0_wf}) - T_0 (s_2 - s_{0_wf})$$

"Tilstandslikning i punkt 3: Ut fra kondensator [subcooled]"

$$T_{\text{sat_cond}} = T_{22} + 5 \text{ [K]}$$

temperature"

"5k pinch

$$T_3 = T_{\text{sat_cond}} - 5 \text{ [K]}$$

ut fra fordampner"

"5k subcooled

$$x_3 = 0$$

$$P_3 = \text{pressure}(R\$; T=T_3; x=x_3)$$

$$h_3 = \text{enthalpy}(R\$; T=T_3; x=x_3)$$

$$s_3 = \text{entropy}(R\$; T=T_3; x=x_3)$$

$$\psi_3 = (h_3 - h_{0_wf}) - T_0 (s_3 - s_{0_wf})$$

"Tilstandslikning i punkt 4: Ut fra strupeventil"

$$P_4 = P_1$$

$$h_4 = h_3$$

$$x_4 = \text{quality}(R\$; P=P_4; h=h_4)$$

$$s_4 = \text{entropy}(R\$; P=P_4; h=h_4)$$

$$T_4 = T_{\text{sat_evap}}$$

$$\psi_4 = (h_4 - h_{0_wf}) - T_0 (s_4 - s_{0_wf})$$

"Varmefaktor (COP)"

$$Q_{\text{dot_cond}} = m_{\text{dot_wf}} (h_{2a} - h_3)$$

$$Q_{\text{dot_evap}} = m_{\text{dot_wf}} (h_1 - h_4)$$

$$W_{\text{dot_comp}} = m_{\text{dot_wf}} (h_{2a} - h_1)$$

$$\text{COP_HP} = \text{Q_dot_cond} / \text{W_dot_comp}$$

"Eksergibalanse"

$$\text{psi_22} = (\text{h_22} - \text{h_0_heating}) - \text{T_0} * (\text{s_22} - \text{s_0_heating})$$

$$\text{psi_23} = (\text{h_23} - \text{h_0_heating}) - \text{T_0} * (\text{s_23} - \text{s_0_heating})$$

"Energi- og eksergivirkningsgrad"

$$\text{eta_II_evap} = 1 - (\text{X_dot_dest_evap} / (\text{m_dot_wf} * (\text{h_4} - \text{h_1} - \text{T_0} * (\text{s_4} - \text{s_1}))))$$

$$\text{eta_comp} = 0,65 + 0,015 * \text{Pr} - 0,0015 * \text{Pr}^2 \quad \text{"Propan"}$$

$$\text{eta_comp} = 0,874 - 0,0135 * \text{Pr} \quad \text{"Isobutan"}$$

$$\text{eta_II_cond} = 1 - (\text{X_dot_dest_cond} / (\text{m_dot_wf} * (\text{h_2a} - \text{h_3} - \text{T_0} * (\text{s_2} - \text{s_3}))))$$

$$\text{eta_II_comp} = 1 - (\text{X_dot_dest_comp} / (\text{m_dot_wf} * (\text{h_2a} - \text{h_1})))$$

"Exergy destruction"

$$\text{X_dot_dest_evap} = \text{T_0} * (\text{m_dot_wf} * (\text{s_1} - \text{s_4}) - (\text{Q_dot_evap} / \text{T_9}))$$

$$\text{X_dot_dest_comp} = \text{m_dot_wf} * \text{T_0} * (\text{s_2} - \text{s_1})$$

$$\text{X_dot_dest_cond} = \text{T_0} * (\text{m_dot_wf} * (\text{s_3} - \text{s_2}) + (\text{Q_dot_cond} / \text{T_22}))$$

$$\text{X_dot_dest_exp} = \text{m_dot_wf} * \text{T_0} * (\text{s_4} - \text{s_3})$$

"Nusselt korrelasjon: Kondensator (R290 & R600a)"

$$\text{Nusselt_cond_wf} = 0,027 * \text{Pr_cond_wf_L} * (\text{Re_cond_wf_L})^{0,6792} * \text{x_mean_cond}^{0,02208} * ((1,376 + 8 * \text{X_tt_wf_cond}^{0,5}) / \text{X_tt_wf_cond}^{0,2}) \quad \text{"Singh, A. (2019)"}$$

$$\text{Re_cond_wf_L} = (\text{G_wf} * (1 - \text{x_mean_cond}) * \text{D_pipe_HP}) / \text{mu_cond_wf_L} \quad \text{"Liquid: Reynolds Number"}$$

$$\text{Pr_cond_wf_L} = \text{prandtl}(\text{R}; \text{T} = \text{T_sat_cond}; \text{x} = 0) \quad \text{"Liquid: Prandtl Number"}$$

$$\text{X_tt_wf_cond} = (\text{mu_cond_wf_L} / \text{mu_cond_wf_V})^{0,1} * ((1 - \text{x_mean_cond}) / \text{x_mean_cond})^{0,9} * (\text{rho_cond_wf_V} / \text{rho_cond_wf_L})^{0,5} \quad \text{"Martinelli parameter"}$$

$$\text{h_cond_wf} = (\text{Nusselt_cond_wf} * \text{k_cond_wf}) / \text{D_pipe_HP}$$

"Nusselt korrelasjon - Kondensator (vannside)"

$$h_{\text{cond_water}} = (\text{Nusselt_cond_water} * k_{\text{cond_water}}) / D_{\text{pipe_cond_water}}$$

$$\text{Nusselt_cond_water} = C_1 * \text{Re_cond_water}^m * \text{Pr_cond_water}^{0,33} * (\mu_{\text{cond_water}} / \mu_{\text{cond_water_wall}})^{0,17}$$

"Ayub, Z. H. (2003) --> Kumar"

$$\text{Re_cond_water} = (\rho_{\text{cond_water}} * V_{\text{cond_water}} * D_{\text{pipe_cond_water}}) / \mu_{\text{cond_water}}$$

$$\text{Pr_cond_water} = \text{prandtl}(\text{Water}; T=T_{\text{mean_cond_water}}; P=P_{\text{heating}})$$

$$D_{\text{pipe_cond_water}} = 0,0431 \text{ [m]}$$

m_dot_heating og trykkfall 100 Pa/m --> DN40"

"Ved

$$V_{\text{cond_water}} = (m_{\text{dot_heating}} / 1000) / ((\text{PI} * D_{\text{pipe_cond_water}}^2) / 4)$$

volumstrøm / areal"

"hastighet =

"Condenser"

$$U_{\text{cond}} = 1 / ((1/h_{\text{cond_wf}}) + (t_{\text{p_B220}} / k_{\text{p_B220}}) + (1/h_{\text{cond_water}}) + R_{\text{f_cond_varm}} + R_{\text{f_cond_kald}})$$

"Varmeoverføringskoeffisienten til en platevarmeveksler. Mota et. al (2015)"

$$\text{DELTA}T_{1_cond} = T_{\text{sat_cond}} - T_{22}$$

temperature difference condenser"

"Inlet

$$\text{DELTA}T_{2_cond} = T_{3} - T_{23}$$

temperature difference condenser"

"Outlet

$$\text{DELTA}T_{\text{LMTD_cond}} = (\text{DELTA}T_{1_cond} - \text{DELTA}T_{2_cond}) / \ln(\text{DELTA}T_{1_cond} / \text{DELTA}T_{2_cond})$$

method"

"LMTD

$$A_{\text{condenser}} = (Q_{\text{dot_cond}} * 1000) / (U_{\text{cond}} * \text{DELTA}T_{\text{LMTD_cond}})$$

til varmeveksler"

"Overflateareal

"Nusselt korrelasjon: Fordamper (R290 & R600a)"

$$\text{Nusselt_evap_wf} = 0,027 * \text{Pr_evap_wf_L} * (\text{Re_evap_wf_L})^{0,6792} * x_{\text{mean_evap}}^{0,02208} * ((1,376 + 8 * X_{\text{tt_wf_evap}}^{0,5}) / X_{\text{tt_wf_evap}}^2)$$

"Singh, A. (2019)"

$$\text{Re_evap_wf_L} = (G_{\text{wf}} * (1 - x_{\text{mean_evap}}) * D_{\text{pipe_HP}}) / \mu_{\text{evap_wf_L}}$$

Reynolds Number"

"Liquid:

$$\text{Pr_evap_wf_L} = \text{prandtl}(R\$\text{; } T=T_{\text{sat_evap}}; x=0)$$

> Palmer et al. (2000)"

"Shah (1979) --

$$X_{\text{tt_wf_evap}} = (\mu_{\text{evap_wf_L}} / \mu_{\text{evap_wf_V}})^{0,1} * ((1 - x_{\text{mean_evap}}) / x_{\text{mean_evap}})^{0,9} * (\rho_{\text{evap_wf_V}} / \rho_{\text{evap_wf_L}})^{0,5}$$

"Martinelli parameter"

$$h_{\text{evap_wf}} = (\text{Nusselt_evap_wf} * k_{\text{evap_wf}}) / D_{\text{pipe_HP}}$$

"Exit temperature from the ground"

D_pipe_BHX_i = D_pipe_BHX_y - (2 * 0,0024) [m] diameter kollektorrør"	"Indre
D_pipe_BHX_y = 0,032 [m] kollektorrør"	"Ytre diameter
D_grout_BHX = 0,15 [m] 552.403"	"Byggforsk
D_ed_BHX_y = N_t^0,5 * D_pipe_BHX_y diameter. Hentet fra Yu, X. et al. 2020"	"Ekvivalent ytre
r_pipe_BHX_i = D_pipe_BHX_i / 2	
r_pipe_BHX_y = D_pipe_BHX_y / 2	
N_t = 2 konvektor rør per borehull"	"Antall
C_o = 0,85 orreksjonsfaktor for N_t = 2. Hentet fra Yu, X. et al. 2020"	"K
T_9 = T_s - (T_s - T_5) * exp((-h_brine_eq * A_s_BHX) / (m_dot_BHX * Cp_brine * 1000)) temperature from the ground"	"Exit
L_tot_BHX = Q_dot_evap / phi_BHX borehull"	"Total lengde
L_pipe_BHX = 200 [m] kollektorrør per borehull"	"Lengden
k_pipe_BHX = 0,419 [W/m*K] 2016)"	"Haug, S. S. (
A_s_BHX = PI * D_ed_BHX_y * L_pipe_BHX til BHX"	"Surface areal
h_BHX = (Nusselt_BHX * k_brine) / D_pipe_BHX_i al. (2020)"	"Yu, Xiaohui et
Pr_brine=prandtl(EA;T=T_5;C=C_EA)	
T_s = ((273+6)+(273+6+(1,5*2))) / 2 temperature. Mean temperature @ Oslo = 279K + 1,5K/100m brønnpark"	"Soil
Re_BHX=(rho_brine* V_BHX * D_pipe_BHX_i) / mu_brine	
V_BHX = (m_dot_BHX / rho_brine) / ((PI * D_pipe_BHX_i^2)/4) Væskeshastighet per borehull"	"
Nusselt_BHX = ((f_BHX / 8) * (Re_BHX - 1000) * Pr_brine) / (1 + 12,7 * (f_BHX / 8)^0,5 * (Pr_brine^(2/3) - 1)) "Gnielinski korrelasjon"	
f_BHX = 1 / (1,82 * log10 (Re_BHX - 1,64))^2 korrelasjon"	"Gnielinski
h_brine_eq = C_o * N_t * ((r_pipe_BHX_y/(r_pipe_BHX_i*h_BHX)) + (r_pipe_BHX_y/k_pipe_BHX) * ln (r_pipe_BHX_y/ r_pipe_BHX_i))^(-1)	"Yu, Xiaohui et al. (2020)"
phi_BHX = 0,028 [kW/m] løpometer borehull --> Varmepumpeveileder fra Statsbygg"	"Effektuttak per

$N_b = L_{tot_BHX} / L_{pipe_BHX}$ "Number of
boreholes: Total nødvendig lengde borehull / lengde per borehull"

$m_{dot_brine} = N_b * m_{dot_BHX}$ "Total
massestrøm for alle borehull"

"Nusselt korrelasjon - fordampere (brine)"

$h_{evap_brine} = (Nusselt_{evap_brine} * k_{evap_brine}) / D_{pipe_evap_brine}$

$Nusselt_{evap_brine} = C_1 * Re_{evap_brine}^m * Pr_{evap_brine}^{0,33} * (\mu_{evap_brine} / \mu_{evap_brine_wall})^{0,17}$
"Ayub, Z. H. (2003) --> Kumar"

$Re_{evap_brine} = (\rho_{evap_brine} * V_{evap_brine} * D_{pipe_evap_brine}) / \mu_{evap_brine}$

$Pr_{evap_brine} = prandtl(EA; T=T_{mean_evap_brine}; C=C_{EA})$

$D_{pipe_evap_brine} = 0,0703$ [m] "Ved
 m_{dot_brine} og trykkfall 100 Pa/m --> DN65"

$V_{evap_brine} = (m_{dot_brine} / 1000) / ((\pi * D_{pipe_evap_brine}^2) / 4)$ "hastighet =
volumstrøm / areal"

"Evaporator"

$U_{evap} = 1 / ((1/h_{evap_brine}) + (t_{p_B220} / k_{p_B220}) + (1/h_{evap_wf}) + R_{f_evap_varm} + R_{f_evap_kald})$
"Varmeoverføringskoeffisienten til en platevarmeveksler. Mota et. al (2015)"

$A_{evaporator} = (Q_{dot_evap} * 1000) / (U_{evap} * DELTAT_{LM_evap})$ "Overflateareal
til varmeveksler"

$DELTAT_{1_evap} = T_9 - T_1$

$DELTAT_{2_evap} = T_5 - T_4$

$DELTAT_{LM_evap} = (DELTAT_{1_evap} - DELTAT_{2_evap}) / (\ln(DELTAT_{1_evap} / DELTAT_{2_evap}))$ "Kap.
11-4 i Heat & Mass"

Vedlegg L: EES-beregning av varmepumpe (R717)

File:Masteroppgave [varmepumpe - R717].EES

07.05.2021 13:34:28 Page 1

EES Ver. 11.025: #3911: For use only by the Department of Civil Engineering and Energy Technology, HiOA

"

=====

=

Parametere

=====

=

"

"R717 = Ammoniakk"

R\$ = 'R717'

Q_dot_HP = 50 [kJ/s]
varmepumpe"

"Effektbehov til

D_pipe_HP = 0,0381 [m]
diameter til rørføring i VP. Produktdatablad NIBE F1345"

"Innvendig

C_EA = 30 [%]

T_Crit=t_crit(R\$)

T_22 = 323 [K]
til vann på varm side av VP"

"Turtemperatur

T_23 = 303 [K]
Returtemperatur til vann på varm side av VP"

"

T_mean_cond_water = (T_22 + T_23) / 2
temperature til vann i kondensator"

"Mean fluid

T_mean_evap_wf = (T_4 + T_1) / 2
temperature til working fluid i fordampere"

"Mean fluid

T_mean_evap_brine = (T_5 + T_9) / 2
temperature til brine i fordampere"

"Mean fluid

T_wall_cond = (T_sat_cond + T_mean_cond_water) / 2
temperature in condenser"

"Mean wall

T_wall_evap = (T_mean_evap_wf + T_mean_evap_brine) / 2
temperature in evaporator"

"Mean wall

T_0 = 295 [K]
temperature --> Innvendig temperatur iht. SN-NSPEK 3031:2020"

"Dead state

P_Crit=p_crit(R\$)

"P_22 = P_23 = P_heating"

P_heating = 60 [kPa]
vannkrets til varm side av VP"

"Trykk i

P_0 = 101 [kPa]
pressure"

"Dead state

s_0_heating = entropy(Water; T=T_0; P=P_0)
entropy @ water"

"Dead state

$s_{0_wf} = \text{entropy}(R\$; T=T_{0}; P=P_{0})$ entropy @ WF"	"Dead state
$s_{22} = \text{entropy}(\text{Water}; T=T_{22}; P=P_{\text{heating}})$	
$s_{23} = \text{entropy}(\text{Water}; T=T_{23}; P=P_{\text{heating}})$	
$h_{0_heating} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T=T_{0}; P=P_{0})$ enthalpy @ water"	"Dead state
$h_{0_wf} = \text{enthalpy}(R\$; T=T_{0}; P=P_{0})$ enthalpy @ WF"	"Dead state
$h_{22} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T=T_{22}; P=P_{\text{heating}})$	
$h_{23} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T=T_{23}; P=P_{\text{heating}})$	
$h_{f_cond_wf} = \text{enthalpy}(R\$; T=T_{\text{sat_cond}}; x=0)$	
$h_{g_cond_wf} = \text{enthalpy}(R\$; T=T_{\text{sat_cond}}; x=1)$	
$h_{fg_cond_wf} = h_{g_cond_wf} - h_{f_cond_wf}$ condensation of WF @ condenser"	"latent heat of
$h_{f_evap_wf} = \text{enthalpy}(R\$; T=T_{\text{sat_evap}}; x=0)$	
$h_{g_evap_wf} = \text{enthalpy}(R\$; T=T_{\text{sat_evap}}; x=1)$	
$h_{fg_evap_wf} = h_{g_evap_wf} - h_{f_evap_wf}$ vaporization of WF @ evaporator"	"latent heat of
$Cp_{\text{cond_water}} = \text{cp}(\text{Water}; T=T_{\text{mean_cond_water}}; P=P_{\text{heating}})$ varmekapasitet til vannkrets i kondensator"	"Spesifikk
$Cp_{\text{brine}} = \text{cp}(EA; T=T_{5}; C=C_{EA})$ varmekapasitet til brinekrets i fordampere"	"Spesifikk
$m_{\text{dot_wf}} = Q_{\text{dot_HP}} / (h_{2a} - h_{3})$ arbeidsmedium"	"Massestrøm til
$m_{\text{dot_heating}} = (m_{\text{dot_wf}} * (h_{2a} - h_{3})) / (Cp_{\text{cond_water}} * (T_{22} - T_{23}))$ vann på varm side av VP"	"Massestrøm til
$m_{\text{dot_BHX}} = 0,5 \text{ [kg/s]}$ Væskestrømmen per kollektor --> Asplan viak & NTNU (u.å.)"	"
$G_{\text{wf}} = m_{\text{dot_wf}} / ((\pi * D_{\text{pipe_HP}}^2) / 4)$ kuldemedium = Massestrøm / areal"	"Massefluks til
$\rho_{\text{cond_wf_L}} = \text{density}(R\$; T=T_{\text{sat_cond}}; x=0)$ Tetthet til kuldemedium som væske i kondensator"	"
$\rho_{\text{evap_wf_L}} = \text{density}(R\$; T=T_{\text{sat_evap}}; x=0)$ Tetthet til kuldemedium som væske i fordampere"	"
$\rho_{\text{cond_wf_V}} = \text{density}(R\$; T=T_{\text{sat_cond}}; x=1)$ Tetthet til kuldemedium som gass i kondensator"	"
$\rho_{\text{evap_wf_V}} = \text{density}(R\$; T=T_{\text{sat_evap}}; x=1)$ Tetthet til kuldemedium som gass i fordampere"	"
$\rho_{\text{cond_water}} = \text{density}(\text{Water}; T=T_{\text{mean_cond_water}}; P=P_{\text{heating}})$	"Tetthet til vann

i kondensator"

$\rho_{\text{evap_brine}} = \text{density}(EA; T=T_{\text{mean_evap_brine}}; C=C_{EA})$
i fordamper"

"Tetthet til brine"

$\rho_{\text{brine}} = \text{density}(EA; T=T_5; C=C_{EA})$

"Tetthet til brine"

$\rho_{\text{evap_wf}} = \text{density}(R\$; T=T_{\text{mean_evap_wf}}; x=x_{\text{mean_evap}})$
fordamper"

"Tetthet til WF i

$x_{\text{sat_fluid}} = 0$

arbeidsmedium som saturated fluid"

"Kvaliteten til

$x_{\text{sat_vapor}} = 1$

arbeidsmedium som saturated vapor"

"Kvaliteten til

$x_{\text{mean_cond}} = (x_{\text{sat_vapor}} + x_{\text{sat_fluid}}) / 2$
jennomsnittlig kvalitetet på arbeidsmedium i kondensator"

"G

$x_{\text{mean_evap}} = (x_{\text{sat_vapor}} + x_4) / 2$
jennomsnittlig kvalitetet på arbeidsmedium i fordamper"

"G

$\mu_{\text{cond_wf_L}} = \text{viscosity}(R\$; T=T_{\text{sat_cond}}; x=0)$
viskositet til WF som væske til kuldemedium i kondensator"

"Dynamisk

$\mu_{\text{evap_wf_L}} = \text{viscosity}(R\$; T=T_{\text{sat_evap}}; x=0)$
viskositet til WF som væske til kuldemedium i fordamper"

"Dynamisk

$\mu_{\text{cond_wf_V}} = \text{viscosity}(R\$; T=T_{\text{sat_cond}}; x=1)$
viskositet til WF som gass til kuldemedium i kondensator"

"Dynamisk

$\mu_{\text{evap_wf_V}} = \text{viscosity}(R\$; T=T_{\text{sat_evap}}; x=1)$
viskositet til WF som gass til kuldemedium i fordamper"

"Dynamisk

$\mu_{\text{cond_wf}} = \text{viscosity}(R\$; T=T_{\text{sat_cond}}; P=P_2)$
viskositet til kuldemedium i kondensator"

"Dynamisk

$\mu_{\text{cond_water}} = \text{viscosity}(\text{Water}; T=T_{\text{mean_cond_water}}; P=P_{\text{heating}})$
viskositet til vann i kondensator"

"Dynamisk

$\mu_{\text{cond_water_wall}} = \text{viscosity}(\text{Water}; T=T_{\text{wall_cond}}; P=P_{\text{heating}})$
viskositet til vann ved platevegg i kondensator"

"Dynamisk

$\mu_{\text{evap_wf}} = \text{viscosity}(R\$; T=T_{\text{mean_evap_wf}}; P=P_1)$
viskositet til kuldemedium i kondensator"

"Dynamisk

$\mu_{\text{evap_brine}} = \text{viscosity}(EA; T=T_{\text{mean_evap_brine}}; C=C_{EA})$
viskositet til brine i fordamper"

"Dynamisk

$\mu_{\text{evap_brine_wall}} = \text{viscosity}(EA; T=T_{\text{wall_evap}}; C=C_{EA})$
viskositet til brine ved platevegg til fordamper"

"Dynamisk

$\mu_{\text{brine}} = \text{viscosity}(EA; T=T_5; C=C_{EA})$
viskositet til brine"

"Dynamisk

$\nu_{\text{cond_wf}} = \text{kinematicviscosity}(R\$; T=T_{\text{sat_cond}}; P=P_2)$
viskositet til kuldemedium i kondensator"

"Kinematisk

$\omega_{\text{wf}} = \text{acentricfactor}(R\$)$
til kuldemedium"

"Acentric factor

$g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$
 akslerasjon" "Gravitasjons

$k_cond_wf = \text{conductivity}(R\$;T=T_sat_cond;P=P_2)$
 kuldemedium i kondensator" "Konduktivitet til

$k_cond_wf_l = \text{conductivity}(R\$;T=T_sat_cond;x=0)$
 kuldemedium som væske i kondensator" "Konduktivitet til

$k_evap_wf = \text{conductivity}(R\$;T=T_mean_evap_wf;P=P_1)$
 kuldemedium i fordampere" "Konduktivitet til

$k_evap_wf_l = \text{conductivity}(R\$;T=T_mean_evap_wf;x=0)$
 kuldemedium som væske i kondensator" "Konduktivitet til

$k_cond_water = \text{conductivity}(Water;T=T_mean_cond_water;P=P_heating)$
 vann i kondensator" "Konduktivitet til

$k_evap_brine = \text{conductivity}(EA;T=T_mean_evap_brine;C=C_EA)$
 brine i fordampere" "Konduktivitet til

$k_brine = \text{conductivity}(EA;T=T_5;C=C_EA)$
 brine" "Konduktivitet til

$k_p_B220 = 15 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
 konduktivitet i varmeveksler (stainless steel). Se produktdatablad" "Termisk

$C_1 = 0,348$
 dependant value @ 30 degrees" "Chevron angle

$m = 0,663$
 dependant value @ 30 degrees" "Chevron angle

$t_p_B220 = 0,00173 \text{ [m]}$

$R_f_cond_varm = 0,0003 \text{ [m}^2\text{K/W]}$
 for varm fluid. Table 11-2 i Heat & Mass" "Fouling factor

$R_f_cond_kald = 0,0002 \text{ [m}^2\text{K/W]}$
 for kald fluid. Table 11-2 i Heat & Mass" "Fouling factor

$R_f_evap_varm = 0,00035 \text{ [m}^2\text{K/W]}$
 for varm fluid. Table 11-2 i Heat & Mass" "Fouling factor

$R_f_evap_kald = 0,0003 \text{ [m}^2\text{K/W]}$
 for kald fluid. Table 11-2 i Heat & Mass" "Fouling factor

$C_R717 = 0,0675$
 DX" "Constant for

$beta_chevron = 30$
 @ plate exchangers" "Chevron angle

$L_plate = 0,524 \text{ [m]}$
 plate heat exchanger" "SWEP B220

"

=====

=

Varmepumpe

=====

=
"

"Tilstandslikning i punkt 1: Ut fra fordampør [superheated]"

$T_5 = 275$ [K] "Antar 2 grader
cellius inn i bakken"

$T_{\text{sat_evap}} = T_5 - 5$ [K] "5k pinch
temperature"

$T_1 = T_{\text{sat_evap}} + 5$ [K] "5k
superheated ut fra fordampør"

$P_1 = p_{\text{sat}}(R\$; T=T_{\text{sat_evap}})$

$h_1 = \text{enthalpy}(R\$; T=T_1; P=P_1)$

$s_1 = \text{entropy}(R\$; T=T_1; P=P_1)$

$\text{psi}_1 = (h_1 - h_{0_wf}) - T_0(s_1 - s_{0_wf})$

"Tilstandslikning i punkt 2: Ut fra kompressor [superheated]"

$P_2 = P_3$

$s_{2s} = s_1$

$h_{2a} = ((h_{2s} - h_1)/\eta_{\text{comp}}) + h_1$

$PR = P_2/P_1$

$h_{2s} = \text{enthalpy}(R\$; P=P_2; s=s_{2s})$

$T_2 = \text{temperature}(R\$; P=P_2; h=h_{2a})$

$s_2 = \text{entropy}(R\$; P=P_2; h=h_{2a})$

$\text{psi}_2 = (h_{2a} - h_{0_wf}) - T_0(s_2 - s_{0_wf})$

"Tilstandslikning i punkt 3: Ut fra kondensator [subcooled]"

$T_{\text{sat_cond}} = T_{22} + 5$ [K] "5k pinch
temperature"

$T_3 = T_{\text{sat_cond}} - 5$ [K] "5k subcooled
ut fra fordampør"

$x_3 = 0$

$P_3 = \text{pressure}(R\$; T=T_3; x=x_3)$

$h_3 = \text{enthalpy}(R\$; T=T_3; x=x_3)$

$s_3 = \text{entropy}(R\$; T=T_3; x=x_3)$

$$\text{psi}_3 = (h_3 - h_{0_wf}) - T_0(s_3 - s_{0_wf})$$

"Tilstandslikning i punkt 4: Ut fra strupeventil"

$$P_4 = P_1$$

$$h_4 = h_3$$

$$x_4 = \text{quality}(R\$; P=P_4; h=h_4)$$

$$s_4 = \text{entropy}(R\$; P=P_4; h=h_4)$$

$$T_4 = T_{\text{sat_evap}}$$

$$\text{psi}_4 = (h_4 - h_{0_wf}) - T_0(s_4 - s_{0_wf})$$

"Varmefaktor (COP)"

$$Q_{\text{dot_cond}} = m_{\text{dot_wf}} * (h_{2a} - h_3)$$

$$Q_{\text{dot_evap}} = m_{\text{dot_wf}} * (h_1 - h_4)$$

$$W_{\text{dot_comp}} = m_{\text{dot_wf}} * (h_{2a} - h_1)$$

$$\text{COP}_{\text{HP}} = Q_{\text{dot_cond}} / W_{\text{dot_comp}}$$

"Eksergibalanse"

$$\text{psi}_{22} = (h_{22} - h_{0_heating}) - T_0(s_{22} - s_{0_heating})$$

$$\text{psi}_{23} = (h_{23} - h_{0_heating}) - T_0(s_{23} - s_{0_heating})$$

"Energi- og eksergivirkningsgrad"

$$\eta_{\text{II_evap}} = 1 - (X_{\text{dot_dest_evap}} / (m_{\text{dot_wf}} * (h_4 - h_1 - T_0 * (s_4 - s_1))))$$

$$\eta_{\text{comp}} = 0,976695 - 0,0366732 * Pr + 0,0013378 * Pr^2 \quad \text{"Ammoniakk"}$$

$$\eta_{\text{II_cond}} = 1 - (X_{\text{dot_dest_cond}} / (m_{\text{dot_wf}} * (h_{2a} - h_3 - T_0 * (s_2 - s_3))))$$

$$\eta_{\text{II_comp}} = 1 - (X_{\text{dot_dest_comp}} / (m_{\text{dot_wf}} * (h_{2a} - h_1)))$$

"Exergy destruction"

$$X_{\text{dot_dest_evap}} = T_0 * (m_{\text{dot_wf}} * (s_1 - s_4) - (Q_{\text{dot_evap}} / T_9))$$

$$X_{\text{dot_dest_comp}} = m_{\text{dot_wf}} * T_{0} * (s_{2} - s_{1})$$

$$X_{\text{dot_dest_cond}} = T_{0} * (m_{\text{dot_wf}} * (s_{3} - s_{2}) + (Q_{\text{dot_cond}} / T_{22}))$$

$$X_{\text{dot_dest_exp}} = m_{\text{dot_wf}} * T_{0} * (s_{4} - s_{3})$$

"Varmetransportkoeffisient: Kondensator (R717)"

$$h_{\text{cond_wf}} = C_{R717} * (k_{\text{cond_wf_l}} / D_{\text{pipe_HP}}) * ((Re_{\text{cond_wf_L}}^2 * h_{\text{fg_cond_wf}}) / L_{\text{plate}})^{0,4124} * (P_{2}/P_{\text{crit}})^{0,12} * (65 / \beta_{\text{chevron}})^{0,35} \quad \text{"Ayub, Z. H. (2003)"}$$

$$Re_{\text{cond_wf_L}} = (G_{\text{wf}} * (1 - x_{\text{mean_cond}}) * D_{\text{pipe_HP}}) / \mu_{\text{cond_wf_L}} \quad \text{"Liquid: Reynolds Number"}$$

"Nusselt korrelasjon - Kondensator (vannside)"

$$h_{\text{cond_water}} = (Nusselt_{\text{cond_water}} * k_{\text{cond_water}}) / D_{\text{pipe_cond_water}}$$

$$Nusselt_{\text{cond_water}} = C_{1} * Re_{\text{cond_water}}^m * Pr_{\text{cond_water}}^{0,33} * (\mu_{\text{cond_water}} / \mu_{\text{cond_water_wall}})^{0,17} \quad \text{"Ayub, Z. H. (2003) --> Kumar"}$$

$$Re_{\text{cond_water}} = (\rho_{\text{cond_water}} * V_{\text{cond_water}} * D_{\text{pipe_cond_water}}) / \mu_{\text{cond_water}}$$

$$Pr_{\text{cond_water}} = \text{prandtl}(\text{Water}, T=T_{\text{mean_cond_water}}, P=P_{\text{heating}})$$

$$D_{\text{pipe_cond_water}} = 0,0431 \text{ [m]} \quad \text{"Ved m_{\text{dot_heating}} \text{ og trykkfall } 100 \text{ Pa/m --> DN40)"}$$

$$V_{\text{cond_water}} = (m_{\text{dot_heating}} / 1000) / ((PI * D_{\text{pipe_cond_water}}^2) / 4) \quad \text{"hastighet = volumstrøm / areal"}$$

"Condenser"

$$U_{\text{cond}} = 1 / ((1/h_{\text{cond_wf}}) + (t_{\text{p_B220}} / k_{\text{p_B220}}) + (1/h_{\text{cond_water}}) + R_{\text{f_cond_varm}} + R_{\text{f_cond_kald}}) \quad \text{"Varmeoverføringskoeffisienten til en platevarmeveksler. Mota et. al (2015)"}$$

$$\text{DELTAT}_{1_{\text{cond}}} = T_{\text{sat_cond}} - T_{22} \quad \text{"Inlet temperature difference condenser"}$$

$$\text{DELTAT}_{2_{\text{cond}}} = T_{3} - T_{23} \quad \text{"Outlet temperature difference condenser"}$$

$$\text{DELTAT}_{\text{LMTD}_{\text{cond}}} = (\text{DELTAT}_{1_{\text{cond}}} - \text{DELTAT}_{2_{\text{cond}}}) / \ln(\text{DELTAT}_{1_{\text{cond}}} / \text{DELTAT}_{2_{\text{cond}}}) \quad \text{"LMTD method"}$$

$$A_{\text{condenser}} = (Q_{\text{dot_cond}} * 1000) / (U_{\text{cond}} * \text{DELTAT}_{\text{LMTD}_{\text{cond}}}) \quad \text{"Overflateareal"}$$

til varmeveksler"

"Varmetransportkoeffisient: Fordamper (R717)"

$h_{\text{evap_wf}} = C_{R717} * (k_{\text{evap_wf_l}} / D_{\text{pipe_HP}}) * ((Re_{\text{evap_wf_L}}^2 * h_{\text{fg_evap_wf}}) / L_{\text{plate}})^{0,4124} * (P_1 / P_{\text{crit}})^{0,12} * (65 / \beta_{\text{chevron}})^{0,35}$
"Ayub, Z. H. (2003)"

$Re_{\text{evap_wf_L}} = (G_{\text{wf}} * (1 - x_{\text{mean_evap}}) * D_{\text{pipe_HP}}) / \mu_{\text{evap_wf_L}}$ "Liquid:
Reynolds Number"

"Exit temperature from the ground"

$D_{\text{pipe_BHX_i}} = D_{\text{pipe_BHX_y}} - (2 * 0,0024)$ [m] "Indre
diameter kollektorrør"

$D_{\text{pipe_BHX_y}} = 0,032$ [m] "Ytre diameter
kollektorrør"

$D_{\text{grout_BHX}} = 0,15$ [m] "Byggforsk
552.403"

$D_{\text{ed_BHX_y}} = N_t^{0,5} * D_{\text{pipe_BHX_y}}$ "Ekvivalent ytre
diameter. Hentet fra Yu, X. et al. 2020"

$r_{\text{pipe_BHX_i}} = D_{\text{pipe_BHX_i}} / 2$

$r_{\text{pipe_BHX_y}} = D_{\text{pipe_BHX_y}} / 2$

$N_t = 2$ "Antall
konvektor rør per borehull"

$C_o = 0,85$ "K
orreksjonsfaktor for $N_t = 2$. Hentet fra Yu, X. et al. 2020"

$T_9 = T_s - (T_s - T_5) * \exp(-h_{\text{brine_eq}} * A_{\text{s_BHX}}) / (m_{\text{dot_BHX}} * C_{p_brine} * 1000)$ "Exit
temperature from the ground"

$L_{\text{tot_BHX}} = Q_{\text{dot_evap}} / \phi_{\text{BHX}}$ "Total lengde
borehull"

$L_{\text{pipe_BHX}} = 200$ [m] "Lengden
kollektorrør per borehull"

$k_{\text{pipe_BHX}} = 0,419$ [W/m*K] "Haug, S. S. (
2016)"

$A_{\text{s_BHX}} = \pi * D_{\text{ed_BHX_y}} * L_{\text{pipe_BHX}}$ "Surface areal
til BHX"

$h_{\text{BHX}} = (Nusselt_{\text{BHX}} * k_{\text{brine}}) / D_{\text{pipe_BHX_i}}$ "Yu, Xiaohui et
al. (2020)"

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

$T_s = ((273+6)+(273+6+(1,5^2)))/2$ "Soil
 temperature. Mean temperature @ Oslo = 279K + 1,5k/100m brønnpark"

$Re_BHX = (\rho_{brine} \cdot V_BHX \cdot D_pipe_BHX_i) / \mu_{brine}$

$V_BHX = (m_dot_BHX / \rho_{brine}) / ((PI \cdot D_pipe_BHX_i^2)/4)$ "
 Væskehastighet per borehull"

$Nusselt_BHX = ((f_BHX / 8) \cdot (Re_BHX - 1000) \cdot Pr_{brine}) / (1 + 12,7 \cdot (f_BHX / 8)^{0,5} \cdot (Pr_{brine}^{2/3} - 1))$
 "Gnielinski korrelasjon"

$f_BHX = 1 / (1,82 \cdot \log_{10}(Re_BHX - 1,64))^2$ "Gnielinski
 korrelasjon"

$h_{brine_eq} = C_o \cdot N_t \cdot ((r_{pipe_BHX_y}/(r_{pipe_BHX_i} \cdot h_{BHX})) + (r_{pipe_BHX_y}/k_{pipe_BHX}) \cdot \ln(r_{pipe_BHX_y}/r_{pipe_BHX_i}))^{-1}$ "Yu, Xiaohui et al. (2020)"

$\phi_{BHX} = 0,028$ [kW/m] "Effektuttak per
 løpemetere borehole -> Varmepumpeveileder fra Statsbygg"

$N_b = L_{tot_BHX} / L_{pipe_BHX}$ "Number of
 boreholes: Total nødvendig lengde borehull / lengde per borehull"

$m_dot_{brine} = N_b \cdot m_dot_BHX$ "Total
 massestrøm for alle borehull"

"Nusselt korrelasjon - fordampere (brine)"

$h_{evap_brine} = (Nusselt_{evap_brine} \cdot k_{evap_brine}) / D_{pipe_evap_brine}$

$Nusselt_{evap_brine} = C_1 \cdot Re_{evap_brine}^m \cdot Pr_{evap_brine}^{0,33} \cdot (\mu_{evap_brine} / \mu_{evap_brine_wall})^{0,17}$
 "Ayub, Z. H. (2003) -> Kumar"

$Re_{evap_brine} = (\rho_{evap_brine} \cdot V_{evap_brine} \cdot D_{pipe_evap_brine}) / \mu_{evap_brine}$

$Pr_{evap_brine} = \text{prandtl}(EA; T=T_{mean_evap_brine}; C=C_{EA})$

$D_{pipe_evap_brine} = 0,0703$ [m] "Ved
 m_dot_{brine} og trykkfall 100 Pa/m -> DN65)"

$V_{evap_brine} = (m_dot_{brine} / 1000) / ((PI \cdot D_{pipe_evap_brine}^2)/4)$ "hastighet =
 volumstrøm / areal"

"Evaporator"

$U_{evap} = 1 / ((1/h_{evap_brine}) + (t_{p_B220} / k_{p_B220}) + (1/h_{evap_wf}) + R_{f_evap_varme} + R_{f_evap_kald})$
 "Varmeoverføringskoeffisienten til en platevarmeveksler. Mota et. al (2015)"

$A_{evaporator} = (Q_{dot_evap} \cdot 1000) / (U_{evap} \cdot DELTAT_{LM_evap})$ "Overflateareal
 til varmeveksler"

$DELAT_{1_evap} = T_9 - T_1$

$DELAT_{2_evap} = T_5 - T_4$

$DELAT_{LM_evap} = (DELAT_{1_evap} - DELAT_{2_evap}) / (\ln(DELAT_{1_evap} / DELAT_{2_evap}))$ "Kap.
 11-4 i Heat & Mass"

Vedlegg M: EES-beregning av PVT

File: Masteroppgave [PVT - DualSun Spring 375].EES

11.05.2021 14:46:45 Page 1

EES Ver. 11.025: #3911: For use only by the Department of Civil Engineering and Energy Technology, HiOA

```

=====
=
Parameter
=====
=
"

```

C_PG = 50 [%] ladningsforhold propylenglykol iht. Kjellson, E. (2009) og over frysepunkt i Oslo"	"B
Cp_HX2_sun = cp(PG;T=T_mean_HX2_sun;C=C_PG) propylenglykol @ HX2"	"Cp til
Cp_HX2_water = cp(Water;T=T_mean_HX2_water;P=P_HX) HX2"	"Cp til vann @
rho_HX2_sun = density(PG;T=T_mean_HX2_sun;C=C_PG) propylenglykol @ HX2"	"Tetthet til
rho_HX2_water = density(Water;T=T_mean_HX2_water;P=P_HX) @ HX2"	"Tetthet til vann
mu_HX2_sun = viscosity(PG;T=T_mean_HX2_sun;C=C_PG) viskositet til propylenglyko @ HX2"	"Dynamisk
mu_HX2_sun_wall = viscosity(PG;T=T_wall_HX2;C=C_PG) viskositet til propylenglykol ved platevegg @ HX2"	"Dynamisk
mu_HX2_water = viscosity(Water;T=T_mean_HX2_water;P=P_HX) varmeveksleren @ HX2"	"Kald side av
mu_HX2_water_wall = viscosity(Water;T=T_wall_HX2;P=P_HX) viskositet til vann ved platevegg @ HX2"	"Dynamisk
k_HX2_sun = conductivity(PG;T=T_mean_HX2_sun;C=C_PG) propylenglykol @ HX2"	"Konduktivitet til
k_HX2_water = conductivity(Water;T=T_mean_HX2_water;P=P_HX) vann @ HX2"	"Konduktivitet til
G = 1000 [W/m^2]	"Solintensitet"
G_mean_Oslo = 731 [W/m^2] 472.411 - Tabell 4 c. Gjennomsnittlig solintensitet for Oslo"	"Byggforsk
eta_0 = 0,589 efficiency for DualSun Spring 375"	"Optical
a_1 = 16,0 [W/m^2*K] heat loss coefficient for DualSun Spring 375"	"First order
a_2 = 0[W/m^2*K^2] heat loss coefficient for DualSun Spring 375"	"Second order
T_15 = 288 [K] inlet temperature"	"HX2 water

$T_{16} = 303$ [K]
 temperature" "HX2 water exit"

$T_{19} = T_{20}$

$T_{20} = 293$ [K]
 inlet temperature" "Solar collector"

$T_{21} = 308$ [K]
 exit temperature" "Solar collector"

$T_{\text{mean_sun}} = (T_{20} + T_{21}) / 2$
 temperature @ PVT" "Mean fluid"

$T_{\text{mean_HX2_sun}} = T_{\text{mean_sun}}$
 temperature @ HX2" "Mean fluid"

$T_{\text{mean_HX2_water}} = (T_{15} + T_{16}) / 2$
 temperature @ HX2" "Mean fluid"

$T_{\text{wall_HX2}} = (T_{\text{mean_HX2_sun}} + T_{\text{mean_HX2_water}}) / 2$
 temperature @ HX2" "Mean wall"

$T_0 = 279,3$ [K]
 pressure --> Annual mean temperature for Oslo" "Dead state"

$T_{0_inne} = 295$ [K]
 dead state temperature --> SN-NSPEK 3031:2020" "Innvendig"

$T_{\text{sun}} = 5773$ [K]
 at sun surface" "Temperature"

$T_{\text{solarcell}} = T_{\text{mean_sun}}$

$P_{19} = P_{20} = P_{21} = P_{\text{sun}}$
 solfanger (Kompetansekompedium for varmeanlegg 2011)" "Trykk inn i"

$P_{\text{sun}} = 303$ [kPa]
 solfanger (Kompetansekompedium for varmeanlegg 2011)" "Trykk inn i"

$P_{\text{HX2}} = P_{\text{HX1}} = P_{\text{HX}}$

$P_{\text{HX}} = 202$ [kPa]
 krets. Antatt 202 kPa som driftstrykk" "Trykk i HX-"

$P_0 = 101$ [kPa]
 pressure" "Dead state"

$h_{0_sun} = \text{enthalpy}(PG; T=T_0; C=C_{PG}; P=P_0)$

$h_{0_sun_inne} = \text{enthalpy}(PG; T=T_{0_inne}; C=C_{PG}; P=P_0)$

$h_{0_HX} = \text{enthalpy}(Water; T=T_{0_inne}; P=P_{HX})$

$h_{15} = \text{enthalpy}(Water; T=T_{15}; P=P_{HX})$

$h_{16} = \text{enthalpy}(Water; T=T_{16}; P=P_{HX})$

$h_{19} = h_{20}$

$h_{20} = \text{enthalpy}(PG; T=T_{20}; C=C_{PG}; P=P_{\text{sun}})$
 inn i solfanger" "Entalpi"

$h_{21} = \text{enthalpy}(PG; T=T_{21}; C=C_{PG}; P=P_{\text{sun}})$
 ut av solfanger" "Entalpi"

```

s_0_HX = entropy(Water;T=T_0_inne;P=P_0)           "Dead state
entropy @ HX"

s_15 = entropy(Water;T=T_15;P=P_HX)

s_16 = entropy(Water;T=T_16;P=P_HX)

Irr_sun = 1001 [kWh/(m^2)]                          "Solar
irradiance"

psi_sun = 40 [°]                                    "Optimal
helningsvinkel til solfanger, ref. Zijdemans"

f_a = 1                                              "K
orreksjonsfaktor for asimutvinkelen"

f_H = 1                                              "K
orreksjonsfaktor for helningsvinke"

Q_dot_DHW = 90272 [kWh]                             "SN-NSPEK
3031, tabell A.2"

eta_dekn = 0,30                                     "Dekningsgrad
varmtvann produksjon fra solfanger"

I_mp = 9,28 [amp]                                    "Maximum
current @ Standard test conditions (STC) for DualSun Spring 375"

V_mp = 0,0404 [kV]                                   "Maximum
voltage @ Standard test conditions (STC) for DualSun Spring 375"

beta_temp = 0,0034                                  "[% / K].
DualSun Spring 375"

A_single_PVT = 1,88 [m^2]                           "DualSun
Spring 375"

C_1 = 0,348                                          "Chevron angle
dependant value @ 30 degrees"

m = 0,663                                            "Chevron angle
dependant value @ 30 degrees"

"
=====
=
PVT
=====
=
"

T_solarcell_ref = 298 [K]                           "Referanse
temperatur til solcelle"

eta_Sf = eta_0 - ( a_1 * (T_mean_sun - T_0) / G ) - (a_2 * ((T_mean_sun - T_0)^2) ) / G
virkningsgrad"                                     "Solfangers

A_sun = ( Q_dot_DHW * eta_dekn ) / Q_dot_sun_energy "Nødvendig
solfanger areal"

```


$P_{mp} = (I_{mp} * V_{mp})$ useful electrical @ Standard test conditions (STC) for PV"	"Maximum
$N = A_{sun} / A_{single_PVT}$ paneler. Avstand paneler med ca. lik størrelse er 2m for å unngå skygge (Madessa 2015)"	"Antall PVT-
$P_{solarcell} = P_{mp} * (1 - (\beta_{temp} * (T_{solarcell} - T_{solarcell_ref})))$ solcellepanel"	"Effekt per
Hour_sun = 1756 [h] 472.411 - Tabell 36"	"Byggforsk
Hour_sun_shade = 113 [h] 472.411 - Tabell 36 og solsimulering i Revit. 1/3 av PVT-paneler skygget i Nov., Des. og Jan."	"Byggforsk
$\eta_{PV} = (P_{mp} * 1000) / (A_{single_PVT} * G)$ Spring 375"	"DualSun
"Massebalanse"	
$m_{dot_19} = m_{dot_20} = m_{dot_21} = m_{dot_sun}$	
$m_{dot_HX2} = m_{dot_HX1} = m_{dot_HX}$	
$m_{dot_PVT} = 0,0183$ [kg/s] Spring 375. Tetthet til 50/50 blanding vann/propylenglykolglykol har tetthet ca. lik vann."	"DualSun
$m_{dot_sun} = m_{dot_PVT} * N$ massestrøm i PVT-krets. 32l/h * 0,5 + 100l/h * 0,5"	"Total
$m_{dot_HX} = Q_{dot_sun} / (Cp_{HX2_water} * (T_{16} - T_{15}))$ massestrøm i HX-krets"	"Total
"Energibalanse"	
$Q_{dot_sun} = m_{dot_sun} * Cp_{HX2_sun} * (T_{21} - T_{20})$ effekt"	"solfanger:
$Q_{dot_sun_energy} = I_{r_sun} * \eta_{Sf} * f_A * f_H$ energi"	"solfanger:
$Q_{dot_sun_energy_tot} = Q_{dot_sun_energy} * A_{sun}$ energi"	"solfanger:
$Q_{dot_PV_energy} = W_{sun} * Hour_{sun} * (G_{mean_Oslo} / G)$ strøenergiproduksjon uten skygge"	"Maksimal
$Q_{dot_PV_energy_shade} = W_{sun_shade} * Hour_{sun_shade} * (G_{mean_Oslo} / G)$ strøenergiproduksjon grunnet skygge"	"Tapt
$Q_{dot_PV_energy_tot} = Q_{dot_PV_energy} - Q_{dot_PV_energy_shade}$ strøenergiproduksjon"	"Total
$W_{sun_max} = N * P_{mp}$	"PV"
$W_{sun} = N * P_{solarcell}$	"PV"
$W_{sun_shade} = W_{sun} / 3$ Revit. 1/3 av PVT-paneler skygget i November, Desember og Januar"	"Solsimulering i

"Eksergibalanser"

$$\text{psi}_{15} = (h_{15} - h_{0_HX}) - (T_{0_inne} * (s_{15} - s_{0_HX}))$$

$$\text{psi}_{16} = (h_{16} - h_{0_HX}) - (T_{0_inne} * (s_{16} - s_{0_HX}))$$

$$\text{psi}_{19} = (h_{19} - h_{0_sun_inne}) - (T_{0_inne} * \text{Cp_HX2_sun} * \ln(T_{19}/T_{0_inne}))$$

Incompressible substances: $S_2 - S_1 = \text{Cp_avg} * \ln(T_2/T_1)$ --> Cengel & Boles (p.395)"

$$\text{psi}_{21} = (h_{21} - h_{0_sun_inne}) - (T_{0_inne} * \text{Cp_HX2_sun} * \ln(T_{21}/T_{0_inne}))$$

Incompressible substances: $S_2 - S_1 = \text{Cp_avg} * \ln(T_2/T_1)$ --> Cengel & Boles (p.395)"

"Exergy destruction"

$$X_{\text{dot_dest_PVT}} = Ex_i - Ex_{th} - Ex_{PV}$$

Fudholi et al. 2019"

"PVT -->

$$Ex_i = A_{\text{single_PVT}} * N * (G/1000) * (1 - (4/3) * (T_0/T_{sun}) + (1/3) * (T_0/T_{sun})^4)$$

Fudholi et al. 2019"

"PVT -->

$$Ex_{th} = m_{\text{dot_sun}} * \text{Cp_HX2_sun} * (T_{21} - T_{19}) * (1 - (T_0/T_{21}))$$

Fudholi et al. 2019"

"PVT -->

$$Ex_{PV} = W_{\text{sun}}$$

Fudholi et al. 2019"

"PVT -->

$$X_{\text{dot_dest_HX2}} = T_0 * S_{\text{dot_gen_HX2}}$$

"HX2"

$$S_{\text{dot_gen_HX2}} = m_{\text{dot_sun}} * (\text{Cp_HX2_sun} * \ln(T_{19}/T_{21})) + m_{\text{dot_HX}} * (s_{16} - s_{15})$$

"HX2"

"Second-order efficiency"

$$\eta_{II_PVT} = (Ex_{th} + Ex_{PV}) / Ex_i$$

Fudholi et al. 2019"

"PVT -->

$$\eta_{II_HX2} = ((m_{\text{dot_HX}} * \text{psi}_{16}) + (m_{\text{dot_sun}} * \text{psi}_{19})) / ((m_{\text{dot_sun}} * \text{psi}_{21}) + (m_{\text{dot_HX}} * \text{psi}_{15}))$$

"HX2"

"Nusselt korrelasjon - varm side av plateveksler"

$$h_{\text{HX2_sun}} = (\text{Nusselt_HX2_sun} * k_{\text{HX2_sun}}) / D_{\text{pipe_HX2_sun}}$$

$$\text{Nusselt_HX2_sun} = C_1 * \text{Re_HX2_sun}^m * \text{Pr_HX2_sun}^{0,33} * (\mu_{\text{HX2_sun}} / \mu_{\text{HX2_sun_wall}})^{0,17}$$

"Zahid H- Ayub (2003) --> Kumar"

$$\text{Re_HX2_sun} = (\rho_{\text{HX2_sun}} * V_{\text{HX2_sun}} * D_{\text{pipe_HX2_sun}}) / \mu_{\text{HX2_sun}}$$

$$\text{Pr_HX2_sun} = \text{prandtl}(\text{PG}; T=T_{\text{mean_HX2_sun}}; C=C_{\text{PG}})$$

D_pipe_HX2_sun = 0,0545 [m]
m_dot_sun og trykkfall 100 Pa/m --> DN50"

"Ved

V_HX2_sun = (m_dot_sun / 1000) / ((PI*D_pipe_HX2_sun^2)/4)
volumstrøm / areal"

"hastighet =

"Nusselt korrelasjon - kald side av platevaskler"

h_HX2_water = (Nusselt_HX2_water * k_HX2_water) / D_pipe_HX2_water

Nusselt_HX2_water = C_1 * Re_HX2_water^m * Pr_HX2_water^0,33 * (mu_HX2_water / mu_HX2_water_wall)^0,17
"Zahid H- Ayub (2003) --> Kumar"

Re_HX2_water = (rho_HX2_water * V_HX2_water * D_pipe_HX2_water) / mu_HX2_water

Pr_HX2_water = **prandtl**(Water;T=T_mean_HX2_water;P=P_HX)

D_pipe_HX2_water = 0,0545 [m]
m_dot_HX og trykkfall 100 Pa/m --> DN50"

"Ved

V_HX2_water = (m_dot_HX / 1000) / ((PI*D_pipe_HX2_water^2)/4)
volumstrøm / areal"

"hastighet =

"Heat exchanger 2"

U_HX2 = 1 / ((1/h_HX2_sun) + (t_p_B220 / k_p_B220) + (1/h_HX2_water) + R_f_varm + R_f_kald) *
Varmeoverføringskoeffisienten til en platevarmeveksler. Mota et. al (2015)"

t_p_B220 = 0,000173 [m]
til varmeveksler"

"Platetykkelse

k_p_B220 = 15 [W/m*K]
konduktivitet i varmeveksler (stainless steel). Se produktdatablad"

"Termisk

R_f_varm = 0,00035 [m^2*K/W]
for varm fluid. Table 11-2 i Heat & Mass"

"Fouling factor

R_f_kald = 0,0001 [m^2*K/W]
for kald fluid. Table 11-2 i Heat & Mass"

"Fouling factor

A_HX2 = (Q_dot_sun * 1000) / (U_HX2 * DELTAT_LM_HX2)
til varmeveksler"

"Overflateareal

DELTAT_1_HX2 = T_21 - T_16

DELTAT_2_HX2 = T_19 - T_15

"DELTAT_LM_HX2 = (DELTAT_1_HX2 - DELTAT_2_HX2) / (ln * (DELTAT_1_HX2 / DELTAT_2_HX2))" "Hvis
DELTAT_1_HX2=DELTAT_2_HX2 blir DELTAT_LM_HX2 = DELTAT_1_HX2 = DELTAT_2_HX2. Kap. 11-4 i Heat &
Mass"

DELTAT_LM_HX2 = DELTAT_1_HX2

Vedlegg N: EES-beregning av rørforbindelse mellom varmevekslere

File: Masteroppgave [tappevann].EES

07.05.2021 13:22:48 Page 1

EES Ver. 11.025: #3911: For use only by the Department of Civil Engineering and Energy Technology, HiOA

```
"
=====
=
Parametere
=====
=
"
"T_12 = T_16 = T_17"
"T_13 = T_14 = T_18" "Avhenger av
shuntventil"
"T_14 = T_15"
T_12 = 303 [K]
T_13 = 288 [K]
T_15 = 288 [K]
T_17 = 303 [K]
T_18 = 288 [K]
Cp_HX = cp(Water;T=T_17;P=P_HX) "Spesifikk
varmekapasitet for vann i væske tilstand"
"P_12 = P_13 = P_14 = P_15 = P_16 = P_17 = P_18 = P_HX"
P_HX = 202 [kPa] "Antagelse"
m_dot_sun = 1,054 [kg/s]
Q_dot_sun_energy_tot = 27082 [kWh]
h_12 = enthalpy(Water;T=T_12;P=P_HX)
h_13 = enthalpy(Water;T=T_13;P=P_HX)
h_14 = h_13
h_15 = h_14
h_16 = h_12
h_17 = h_16
h_18 = h_14
h_19 = 46,61 [kJ/kg] "Beregnet i
EES-PVT"
h_21 = 100 [kJ/kg] "Beregnet i
EES-PVT"
"
=====
=
Tappevann
=====
```

=
"

"Massebalanse"

$$m_dot_12 = m_dot_13 = m_dot_HX2$$

$$m_dot_14 = m_dot_13 + m_dot_18 = m_dot_15 = m_dot_16 = m_dot_HX$$

$$m_dot_17 = m_dot_18 = m_dot_coil$$

$$m_dot_CW = m_dot_DHW = m_dot_water$$

$$m_dot_HX = (m_dot_sun * (h_21 - h_19)) / (h_16 - h_15)$$

$$m_dot_coil = 0,50 * m_dot_HX$$

$$m_dot_HX1 = m_dot_HX - m_dot_coil$$

"Energibalanse"

$$Q_dot_tank = m_dot_coil * (h_17 - h_18)$$

"tank"

$$Q_dot_tank_energy = Q_dot_sun_energy_tot * 0,50$$

"coil"

$$Q_dot_HX2_energy = Q_dot_sun_energy_tot - Q_dot_tank_energy$$

"HX2"

Vedlegg O: EES-beregning av brønnpark

File: Masteroppgave [brønnpark].EES

11.05.2021 14:45:44 Page 1

EES Ver. 11.025: #3911: For use only by the Department of Civil Engineering and Energy Technology, HiOA

"

=====

=

Parametere

=====

"

C_EA = 30 [%] "B
ladningsforhold ethanoglykol iht. Kjellson, E. (2009) og over frysepunkt i Oslo"

T_5 = 275 [K] "Antar 2 grader
celius inn i bakken"

T_5_sommer = T_9 "Antar at
solenergi gir årlig termisk likevekt i borehull, slik at T_9 er uendret gjennom året"

T_6 = T_5

T_7 = T_5

T_8 = T_5 "Temperatur
T_8 i varmesesong (om vinteren)"

T_9 = 280,2 [K] "Beregnet i
EES-VP"

T_10 = T_5_sommer "Temperatur
T_10 er kun om sommeren"

T_11 = (Q_dot_HX1 / (m_dot_brine * Cp_HX1_brine)) + T_10 "Temperatur
T_11 er kun om sommeren"

T_12 = 303 [K]

T_13 = 288 [K]

T_mean_HX1_water = (T_12 + T_13) / 2 "Mean fluid
temperature til vann @ HX1"

T_mean_HX1_brine = (T_10 + T_11) / 2 "Mean fluid
temperature til brine @ HX1"

T_mean_brine = (T_8 + T_9) / 2 "Mean fluid
temperature til brine"

T_wall_HX1 = (T_mean_HX1_water + T_mean_HX1_brine) / 2 "Mean wall
temperature @ HX1"

T_0 = 279,3 [K] "Ambient dead
state temperature --> Annual mean ambient temperature @ Oslo"

T_0_inne = 295 [K] "Innvendig
dead state temperature --> SN-NSPEK 3031:2020"

T_s = 280,5 [K] "Soil
temperature. Beregnet i EES-VP"

h_0_brine = enthalpy(EA;T=T_0;C=C_EA;P=P_0)

h_0_brine_inne = enthalpy(EA;T=T_0_inne;C=C_EA;P=P_0)

$h_{0_HX} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T=T_{0_inne}; P=P_0)$
 $h_8 = \text{enthalpy}(EA; T=T_8; C=C_{EA}; P=P_{brine})$
 $h_9 = \text{enthalpy}(EA; T=T_9; C=C_{EA}; P=P_{brine})$
 $h_{10} = \text{enthalpy}(EA; T=T_{10}; C=C_{EA}; P=P_{brine})$ "Entalpi
 H_10 er kun om sommeren"
 $h_{11} = \text{enthalpy}(EA; T=T_{11}; C=C_{EA}; P=P_{brine})$
 $h_{12} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T=T_{12}; P=P_{HX})$
 $h_{13} = \text{enthalpy}(\text{Water}; T=T_{13}; P=P_{HX})$

$s_{0_HX} = \text{entropy}(\text{Water}; T=T_{0_inne}; P=P_0)$
 $s_{12} = \text{entropy}(\text{Water}; T=T_{12}; P=P_{HX})$
 $s_{13} = \text{entropy}(\text{Water}; T=T_{13}; P=P_{HX})$

$Cp_{HX1_water} = \text{cp}(\text{Water}; T=T_{mean_HX1_water}; P=P_{HX})$ "Spesifikk
 varmekapasitet til vann @ HX1"
 $Cp_{HX1_brine} = \text{cp}(EA; T=T_5; C=C_{EA})$ "Spesifikk
 varmekapasitet til brine @ HX1"
 $Cp_{brine} = \text{cp}(EA; T=T_{mean_brine}; C=C_{EA})$ "Spesifikk
 varmekapasitet til brine"

$P_{HX1} = P_{HX2} = P_{HX}$

$P_{HX} = 202 \text{ [kPa]}$ "Trykk i HX-
 krets. Antatt 202 kPa som driftstrykk"

$P_{brine} = 202 \text{ [kPa]}$ "Trykk i brine-
 krets. Antatt 202 kPa som driftstrykk"

$P_0 = 101 \text{ [kPa]}$

$\rho_{HX1_water} = \text{density}(\text{Water}; T=T_{mean_HX1_water}; P=P_{HX})$ "Tetthet til vann
 @ HX1"

$\rho_{HX1_brine} = \text{density}(EA; T=T_{mean_HX1_brine}; C=C_{EA})$ "Tetthet til
 ethanolglykol @ HX1"

$\mu_{HX1_water} = \text{viscosity}(\text{Water}; T=T_{mean_HX1_water}; P=P_{HX})$ "Dynamisk
 viskositet til vann @ HX1"

$\mu_{HX1_water_wall} = \text{viscosity}(\text{Water}; T=T_{wall_HX1}; P=P_{HX})$ "Dynamisk
 viskositet til vann ved platevegg @ HX1"

$\mu_{HX1_brine} = \text{viscosity}(EA; T=T_{mean_HX1_brine}; C=C_{EA})$ "Dynamisk
 viskositet til ethanolglykol @ HX1"

$\mu_{HX1_brine_wall} = \text{viscosity}(EA; T=T_{wall_HX1}; C=C_{EA})$ "Dynamisk
 viskositet til brine ved platevegg @ HX1"

$k_{HX1_water} = \text{conductivity}(\text{Water}; T=T_{mean_HX1_water}; P=P_{HX})$ "Konduktivitet til
 vann @ HX1"

k_HX1_brine = **conductivity(EA;T=T_mean_HX1_brine;C=C_EA)** "Konduktivitet til ethanoglykol @ HX1"

C_1 = 0,348 "Chevron angle dependant value @ 30 degrees"

m = 0,663 "Chevron angle dependant value @ 30 degrees"

"

=====

Brønnpark

=====

"

"Massebalanse"

"m_dot_5 = m_dot_6 = m_dot_8 = m_dot_9 = m_dot_brine"

"m_dot_10 = m_dot_6 - m_dot_7" "Andel som veksles ut til HX1"

"m_dot_7 = m_dot_6 - m_dot_10" "Andel som ikke veksles ut til HX1"

"m_dot_11 = m_dot_10"

m_dot_HX1 = 0,4485 [kg/s] "Beregnet i EES-tappevann"

m_dot_brine_R290 = 3,193 [kg/s] "Beregnet i EES-VP"

m_dot_brine_R600a = 3,382 [kg/s] "Beregnet i EES-VP"

m_dot_brine_R717 = 3,428 [kg/s] "Beregnet i EES-VP"

m_dot_brine = m_dot_brine_R717 "Verdien endres ift. kuldemidlet"

"Energibalanse"

Q_dot_HX1 = Cp_HX1_water * m_dot_HX1 * (T_12 - T_13)

Q_dot_evap_R290 = 35,76 [kW] "Fordamper effekt til propan"

$Q_{\text{dot_evap_R600a}} = 37,87$ [kW]
effekt til isobutan"

"Fordamper

$Q_{\text{dot_evap_R717}} = 38,39$ [kW]
effekt til ammoniakk"

"Fordamper

$Q_{\text{dot_brine}} = Q_{\text{dot_evap_R717}}$
endres ift. kuldemediet"

"Verdien

"Eksergibalanse"

$\psi_{i,8} = (h_{i,8} - h_{i,0_brine}) - (T_{i,0} * C_{p_brine} * \ln(T_{i,8}/T_{i,0}))$
Incompressible substances: $S_2 - S_1 = C_{p_avg} * \ln(T_2/T_1) \rightarrow$ Cengel & Boles (p.395)"

"

$\psi_{i,9} = (h_{i,9} - h_{i,0_brine}) - (T_{i,0} * C_{p_brine} * \ln(T_{i,9}/T_{i,0}))$

$\psi_{i,10} = (h_{i,10} - h_{i,0_brine_inne}) - (T_{i,0_inne} * C_{p_brine} * \ln(T_{i,10}/T_{i,0_inne}))$
er kun om sommeren"

"Eksergi $\psi_{i,10}$

$\psi_{i,11} = (h_{i,11} - h_{i,0_brine_inne}) - (T_{i,0_inne} * C_{p_brine} * \ln(T_{i,11}/T_{i,0_inne}))$

$\psi_{i,12} = (h_{i,12} - h_{i,0_HX}) - (T_{i,0_inne} * (s_{i,12} - s_{i,0_HX}))$

$\psi_{i,13} = (h_{i,13} - h_{i,0_HX}) - (T_{i,0_inne} * (s_{i,13} - s_{i,0_HX}))$

"Exergy destruction"

$X_{\text{dot_dest_brine}} = T_{i,0} * (m_{\text{dot_brine}} * C_{p_brine} * \ln(T_{i,9}/T_{i,8}) - (Q_{\text{dot_brine}} / T_{i,9}))$

"Brønnpark"

$X_{\text{dot_dest_HX1}} = T_{i,0_inne} * S_{\text{dot_gen_HX1}}$

"HX1"

$S_{\text{dot_gen_HX1}} = m_{\text{dot_HX1}} * (s_{i,13} - s_{i,12}) + m_{\text{dot_brine}} * C_{p_brine} * \ln(T_{i,11}/T_{i,10})$
Incompressible substances: $S_2 - S_1 = C_{p_avg} * \ln(T_2/T_1) \rightarrow$ Cengel & Boles (p.395)"

"

"Second-order efficiency"

$\eta_{II_brine} = (m_{\text{dot_brine}} * \psi_{i,9}) / ((m_{\text{dot_brine}} * \psi_{i,8}) + ((1 - (T_{i,0}/T_{i,9})) * Q_{\text{dot_brine}}))$

"Brønnpark"

$\eta_{II_HX1} = (m_{\text{dot_brine}} * \psi_{i,11} + \psi_{i,13} * m_{\text{dot_HX1}}) / (m_{\text{dot_brine}} * \psi_{i,10} + m_{\text{dot_HX1}} * \psi_{i,12})$
"HX1"

"Nusselt korrelasjon - varm side av plateveksler (HX1)"

$h_{\text{HX1_water}} = (\text{Nusselt_HX1_water} * k_{\text{HX1_water}}) / D_{\text{pipe_HX1_water}}$

$\text{Nusselt_HX1_water} = C_1 * \text{Re_HX1_water}^m * \text{Pr_HX1_water}^{0,33} * (\mu_{\text{HX1_water}} / \mu_{\text{HX1_water_wall}})^{0,17}$
"Zahid H- Ayub (2003) \rightarrow Kumar"

$\text{Re_HX1_water} = (\rho_{\text{HX1_water}} * V_{\text{HX1_water}} * D_{\text{pipe_HX1_water}}) / \mu_{\text{HX1_water_wall}}$

$Pr_{HX1_water} = \text{prandtl}(\text{Water}; T=T_mean_HX1_water; P=P_HX)$

$D_{pipe_HX1_water} = 0,0372 \text{ [m]}$ "Ved
 m_dot_HX1 og trykkfall 100 Pa/m --> DN32)"

$V_{HX1_water} = (m_dot_HX1 / 1000) / ((PI * D_{pipe_HX1_water}^2) / 4)$ "hastighet =
 volumstrøm / areal"

"Nusselt korrelasjon - kald side av platevaskler (HX1)"

$h_{HX1_brine} = (Nusselt_{HX1_brine} * k_{HX1_brine}) / D_{pipe_HX1_brine}$

$Nusselt_{HX1_brine} = C_1 * Re_{HX1_brine}^m * Pr_{HX1_brine}^{0,33} * (\mu_{HX1_brine} / \mu_{HX1_brine_wall})^{0,17}$
 "Zahid H- Ayub (2003) --> Kumar"

$Re_{HX1_brine} = (\rho_{HX1_brine} * V_{HX1_brine} * D_{pipe_HX1_brine}) / \mu_{HX1_brine}$

$Pr_{HX1_brine} = \text{prandtl}(EA; T=T_mean_HX1_brine; C=C_EA)$

$D_{pipe_HX1_brine} = 0,0703 \text{ [m]}$ "Ved
 m_dot_brine og trykkfall 100 Pa/m --> DN65)"

$V_{HX1_brine} = (m_dot_brine / \rho_{HX1_brine}) / ((PI * D_{pipe_HX1_brine}^2) / 4)$ "hastighet =
 volumstrøm / areal"

"Heat exchanger 1"

$U_{HX1} = 1 / ((1/h_{HX1_water}) + (t_{p_B220} / k_{p_B220}) + (1/h_{HX1_brine}) + R_{f_varm} + R_{f_kald})$ "
 Varmeoverføringskoeffisienten til en platevarmeveksler. Mota et. al (2015)"

$t_{p_B220} = 0,00173 \text{ [m]}$ "Platetykkelse
 til varmeveksler"

$k_{p_B220} = 15 \text{ [W/m}^2\text{K]}$ "Termisk
 konduktivitet i varmeveksler (stainless steel)"

$R_{f_varm} = 0,0001 \text{ [m}^2\text{K/W]}$ "Fouling factor
 for varm fluid. Table 11-2 i Heat & Mass"

$R_{f_kald} = 0,00035 \text{ [m}^2\text{K/W]}$ "Fouling factor
 for kald fluid. Table 11-2 i Heat & Mass"

$A_{HX1} = (Q_dot_HX1 * 1000) / (U_{HX1} * DELTAT_{LM_HX1})$ "Overflateareal
 til varmeveksler"

$DELTA_{T_1_HX1} = T_{12} - T_{11}$

$DELTA_{T_2_HX1} = T_{13} - T_{10}$

$DELTA_{T_LM_HX1} = (DELTA_{T_1_HX1} - DELTA_{T_2_HX1}) / (\ln(DELTA_{T_1_HX1} / DELTA_{T_2_HX1}))$ "Hvis
 $DELTA_{T_1_HX1} = DELTA_{T_2_HX1}$ blir $DELTA_{T_LM_HX1} = DELTA_{T_1_HX1} = DELTA_{T_2_HX1}$. Kap. 11-4 i Heat & Mass"

Vedlegg P: EES-resultat av varmpumpe (R290)

File: Masteroppgave [varmpumpe - R290 & R600a].EES

07.05.2021 14:17:43 Page 1

EES Ver. 11.025: #3911: For use only by the Department of Civil Engineering and Energy Technology, HiOA

SOLUTION

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

$A_{condenser} = 5,377 \text{ [m}^2\text{]}$
 $A_{s,BHX} = 28,43 \text{ [m}^2\text{]}$
 $C_{p,brine} = 4,169 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$
 $C_1 = 0,348$
 $C_o = 0,85$
 $\Delta T_{1,avap} = 5,207 \text{ [K]}$
 $\Delta T_{2,avap} = 5 \text{ [K]}$
 $\Delta T_{LMTD,ovap} = 5,103 \text{ [K]}$
 $D_{grout,BHX} = 0,15 \text{ [m]}$
 $D_{pipe,BHX,y} = 0,032 \text{ [m]}$
 $D_{pipe,avap,brine} = 0,0703 \text{ [m]}$
 $\eta_{comp} = 0,6859$
 $\eta_{l,cond} = 0,9459$
 $f_{BHX} = 0,02347$
 $G_{wf} = 129,2 \text{ [kg/m}^2\text{s]}$
 $h_{0,wf} = 625,4 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{22} = 208,8 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{2a} = 676,6 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_3 = 337,1 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{BHX} = 693 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
 $h_{cond,water} = 7273 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
 $h_{avap,brine} = 3378 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
 $k_{brine} = 0,3987 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$
 $k_{cond,wt} = 0,02375 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$
 $k_{avap,wt} = 0,01568 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$
 $k_{p,B220} = 15 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$
 $L_{s,BHX} = 1277 \text{ [m]}$
 $\mu_{brine} = 0,006066 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$
 $\mu_{cond,water,wall} = 0,0005721 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$
 $\mu_{cond,wt,L} = 0,00007008 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$
 $\mu_{avap,brine} = 0,005298 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$
 $\mu_{avap,wt} = 0,000007751 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$
 $\mu_{avap,wt,V} = 0,000007686 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$
 $\dot{m}_{brine} = 3,193 \text{ [kg/s]}$
 $\dot{m}_{wf} = 0,1473 \text{ [kg/s]}$
 $NUSSE_{l,cond,water} = 499$
 $NUSSE_{l,avap,brine} = 593$
 $\nu_{cond,wt} = 2,715E-07 \text{ [m}^2\text{/s]}$
 $N_i = 2$
 $\phi_{BHX} = 0,028 \text{ [kW/m]}$
 $P_{brine} = 63,42$
 $P_{l,cond,wt,L} = 2,774$
 $P_{l,avap,wt,L} = 3,006$
 $\psi_2 = 149,1 \text{ [kJ/kg]}$
 $\psi_{23} = 0,4044 \text{ [kJ/kg]}$
 $\psi_4 = 101,2 \text{ [kJ/kg]}$
 $P_1 = 430,5 \text{ [kPa]}$
 $P_3 = 1708 \text{ [kPa]}$
 $P_{crit} = 4247 \text{ [kPa]}$
 $\dot{Q}_{cond} = 50 \text{ [kW]}$
 $\dot{Q}_{HP} = 50 \text{ [kJ/s]}$
 $R_{\theta,BHX} = 3859$
 $R_{\theta,cond,wt,L} = 35116$
 $R_{\theta,avap,wt,L} = 11439$
 $\rho_{cond,water} = 992,3 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $\rho_{cond,wt,V} = 43,6 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $\rho_{avap,wt} = 14,58 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $\rho_{avap,wt,V} = 9,434 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $R_{l,cond,wall} = 0,0003 \text{ [m}^2\text{K/W]}$
 $A_{evaporator} = 8,169 \text{ [m}^2\text{]}$
 $COP_{HP} = 3,511$
 $C_{p,cond,water} = 4,18 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$
 $C_{EA} = 30 \text{ [%]}$
 $\Delta T_{1,cond} = 5 \text{ [K]}$
 $\Delta T_{2,cond} = 20 \text{ [K]}$
 $\Delta T_{LMTD,cond} = 10,82 \text{ [K]}$
 $D_{od,BHX,y} = 0,04525 \text{ [m]}$
 $D_{pipe,BHX,j} = 0,0272 \text{ [m]}$
 $D_{pipe,cond,water} = 0,0431 \text{ [m]}$
 $D_{pipe,HP} = 0,0381 \text{ [m]}$
 $\eta_{l,comp} = 0,7271$
 $\eta_{l,avap} = 0,5724$
 $g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$
 $h_{0,heating} = 91,75 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_1 = 579,9 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{23} = 125,2 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{2s} = 646,2 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_4 = 337,1 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{brine,eq} = 215,1 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
 $h_{cond,wt} = 2435 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
 $h_{avap,wt} = 9584 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
 $k_{cond,water} = 0,6283 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$
 $k_{avap,brine} = 0,4005 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$
 $k_{pipe,BHX} = 0,419 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$
 $L_{pipe,BHX} = 200 \text{ [m]}$
 $m = 0,663$
 $\mu_{cond,water} = 0,0006548 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$
 $\mu_{cond,wt} = 0,00001003 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$
 $\mu_{cond,wt,V} = 0,00001024 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$
 $\mu_{avap,brine,wall} = 0,006049 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$
 $\mu_{avap,wt,L} = 0,0001328 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$
 $\dot{m}_{BHX} = 0,5 \text{ [kg/s]}$
 $\dot{m}_{heating} = 0,5982 \text{ [kg/s]}$
 $NUSSE_{l,BHX} = 47,27$
 $NUSSE_{l,cond,wt} = 3905$
 $NUSSE_{l,avap,wt} = 23293$
 $N_b = 6,386$
 $\nu_{wf} = 0,1524$
 $PR = 3,967$
 $P_{l,cond,water} = 4,356$
 $P_{l,avap,brine} = 55,26$
 $\psi_1 = 78,79 \text{ [kJ/kg]}$
 $\psi_{22} = 5,185 \text{ [kJ/kg]}$
 $\psi_3 = 118 \text{ [kJ/kg]}$
 $P_0 = 101 \text{ [kPa]}$
 $P_2 = 1708 \text{ [kPa]}$
 $P_4 = 430,5 \text{ [kPa]}$
 $P_{heating} = 60 \text{ [kPa]}$
 $\dot{Q}_{avap} = 35,76 \text{ [kW]}$
 $R\$ = 'R290'$
 $R_{\theta,cond,water} = 26776$
 $R_{\theta,avap,brine} = 10509$
 $\rho_{brine} = 964,1 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $\rho_{cond,wt,L} = 438,8 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $\rho_{avap,brine} = 962,7 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $\rho_{avap,wt,L} = 533 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $R_{l,cond,kald} = 0,0002 \text{ [m}^2\text{K/W]}$
 $R_{l,avap,kald} = 0,0003 \text{ [m}^2\text{K/W]}$

```

Rtevap,ram = 0,00035 [m2K/W]
rpipe,BHX = 0,016 [m]
S0,wt = 2,829 [kJ/kg*K]
S2 = 2,497 [kJ/kg*K]
S23 = 0,4347 [kJ/kg*K]
S3 = 1,451 [kJ/kg*K]
T0 = 295 [K]
T2 = 346,1 [K]
T23 = 303 [K]
T4 = 270 [K]
T9 = 280,2 [K]
Tmean,cond,water = 313 [K]
Tmean,evap,wt = 272,5 [K]
Ts = 280,5 [K]
Tsat,evap = 270 [K]
Twal,evap = 275,1 [K]
Uevap = 857,9 [W/m2K]
Vcond,water = 0,41 [m/s]
Wcomp = 14,24 [kW]
X4 = 0,3826
Xdest,cond = 0,248 [kW]
Xdest,exp = 2,472 [kW]
Xmean,evap = 0,6913
Xsat,vapor = 1
Xit,wt,evap = 0,08563

rpipe,BHX = 0,0136 [m]
S0,heating = 0,3228 [kJ/kg*K]
S1 = 2,407 [kJ/kg*K]
S22 = 0,7018 [kJ/kg*K]
S2s = 2,407 [kJ/kg*K]
S4 = 1,508 [kJ/kg*K]
T1 = 275 [K]
T22 = 323 [K]
T3 = 323 [K]
T5 = 275 [K]
TCrit = 369,8 [K]
Tmean,evap,brine = 277,6 [K]
tp,B220 = 0,00173 [m]
Tsat,cond = 328 [K]
Twal,cond = 320,5 [K]
Ucond = 859,4 [W/m2K]
VBHX = 0,8926 [m/s]
Vevap,brine = 0,8226 [m/s]
X3 = 0
Xdest,comp = 3,886 [kW]
Xdest,evap = 1,411 [kW]
Xmean,cond = 0,5
Xsat,fluid = 0
Xit,wt,cond = 0,3821

```

Vedlegg Q: EES-resultat av varmpumpe (R600a)

File:Masteroppgave [varmpumpe - R290 & R600a].EES

07.05.2021 14:23:41 Page 1

EES Ver. 11.025: #3911: For use only by the Department of Civil Engineering and Energy Technology, HiOA

SOLUTION

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

$A_{\text{condenser}} = 4,567 \text{ [m}^2\text{]}$
 $A_{\text{a,BHX}} = 28,43 \text{ [m}^2\text{]}$
 $C_{\text{pbrine}} = 4,169 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$
 $C_1 = 0,348$
 $C_o = 0,85$
 $\Delta T_{1,\text{vap}} = 5,207 \text{ [K]}$
 $\Delta T_{2,\text{vap}} = 5 \text{ [K]}$
 $\Delta T_{\text{LMTD,cond}} = 5,103 \text{ [K]}$
 $D_{\text{groud,BHX}} = 0,15 \text{ [m]}$
 $D_{\text{pipe,BHX,y}} = 0,032 \text{ [m]}$
 $D_{\text{pipe,avap,brine}} = 0,0703 \text{ [m]}$
 $\eta_{\text{comp}} = 0,8082$
 $\eta_{\text{ll,cond}} = 0,9959$
 $f_{\text{BHX}} = 0,02347$
 $G_{\text{wt}} = 140,6 \text{ [kg/m}^2\text{ s]}$
 $h_{0,\text{wt}} = 593,6 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{22} = 208,8 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{2a} = 634,6 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_3 = 322,6 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{\text{BHX}} = 693 \text{ [W/m}^2\text{ K]}$
 $h_{\text{cond,water}} = 7273 \text{ [W/m}^2\text{ K]}$
 $h_{\text{avap,brine}} = 3509 \text{ [W/m}^2\text{ K]}$
 $k_{\text{brine}} = 0,3987 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$
 $k_{\text{cond,wt}} = 0,02047 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$
 $k_{\text{avap,wt}} = 0,01431 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$
 $k_{\text{p,B220}} = 15 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$
 $L_{\text{tot,BHX}} = 1353 \text{ [m]}$
 $\mu_{\text{brine}} = 0,006066 \text{ [kg/m}^3\text{ s]}$
 $\mu_{\text{cond,water,wall}} = 0,0005721 \text{ [kg/m}^3\text{ s]}$
 $\mu_{\text{cond,wt,L}} = 0,0001085 \text{ [kg/m}^3\text{ s]}$
 $\mu_{\text{avap,brine}} = 0,005298 \text{ [kg/m}^3\text{ s]}$
 $\mu_{\text{avap,wt}} = 0,000006939 \text{ [kg/m}^3\text{ s]}$
 $\mu_{\text{avap,wt,V}} = 0,00000688 \text{ [kg/m}^3\text{ s]}$
 $\dot{m}_{\text{brine}} = 3,382 \text{ [kg/s]}$
 $\dot{m}_{\text{wt}} = 0,1603 \text{ [kg/s]}$
 $\text{Nusselt}_{\text{cond,water}} = 499$
 $\text{Nusselt}_{\text{avap,brine}} = 616$
 $\nu_{\text{cond,wt}} = 5,123\text{E-}07 \text{ [m}^2\text{/s]}$
 $N_t = 2$
 $\phi_{\text{BHX}} = 0,028 \text{ [kW/m]}$
 $P_{\text{rbrine}} = 63,42$
 $P_{\text{Tcond,wt,L}} = 3,675$
 $P_{\text{Tavap,wt,L}} = 4,724$
 $\psi_2 = 76,99 \text{ [kJ/kg]}$
 $\psi_{23} = 0,4044 \text{ [kJ/kg]}$
 $\psi_4 = 36,26 \text{ [kJ/kg]}$
 $P_1 = 139,9 \text{ [kPa]}$
 $P_3 = 681,9 \text{ [kPa]}$
 $P_{\text{crit}} = 3640 \text{ [kPa]}$
 $\dot{Q}_{\text{cond}} = 50 \text{ [kW]}$
 $\dot{Q}_{\text{HP}} = 50 \text{ [kJ/s]}$
 $R_{\theta\text{BHX}} = 3859$
 $R_{\theta\text{cond,wt,L}} = 24671$
 $R_{\theta\text{avap,wt,L}} = 8263$
 $\rho_{\text{cond,water}} = 992,3 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $\rho_{\text{cond,wt,V}} = 19,81 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $\rho_{\text{avap,wt}} = 6,085 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $\rho_{\text{avap,wt,V}} = 3,822 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $R_{\text{t,cond,vam}} = 0,0003 \text{ [m}^2\text{ K/W]}$
 $A_{\text{evaporator}} = 8,137 \text{ [m}^2\text{]}$
 $\text{COP}_{\text{HP}} = 4,123$
 $C_{\text{pcond,water}} = 4,18 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$
 $C_{\text{EA}} = 30 \text{ [%]}$
 $\Delta T_{1,\text{cond}} = 5 \text{ [K]}$
 $\Delta T_{2,\text{cond}} = 20 \text{ [K]}$
 $\Delta T_{\text{LMTD,cond}} = 10,82 \text{ [K]}$
 $D_{\text{ed,BHX,y}} = 0,04525 \text{ [m]}$
 $D_{\text{pipe,BHX,y}} = 0,0272 \text{ [m]}$
 $D_{\text{pipe,cond,water}} = 0,0431 \text{ [m]}$
 $D_{\text{pipe,HP}} = 0,0381 \text{ [m]}$
 $\eta_{\text{ll,comp}} = 0,8264$
 $\eta_{\text{ll,vap}} = 0,5723$
 $g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$
 $h_{0,\text{heating}} = 91,75 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_1 = 558,9 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{23} = 125,2 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{2s} = 620,1 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_4 = 322,6 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{\text{brine,eq}} = 215,1 \text{ [W/m}^2\text{ K]}$
 $h_{\text{cond,wt}} = 4246 \text{ [W/m}^2\text{ K]}$
 $h_{\text{avap,wt}} = 21740 \text{ [W/m}^2\text{ K]}$
 $k_{\text{cond,water}} = 0,6283 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$
 $k_{\text{avap,brine}} = 0,4005 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$
 $k_{\text{pipe,BHX}} = 0,419 \text{ [W/m}^{\circ}\text{K]}$
 $L_{\text{pipe,BHX}} = 200 \text{ [m]}$
 $m = 0,663$
 $\mu_{\text{cond,water}} = 0,0006548 \text{ [kg/m}^3\text{ s]}$
 $\mu_{\text{cond,wt}} = 0,000008741 \text{ [kg/m}^3\text{ s]}$
 $\mu_{\text{cond,wt,V}} = 0,000008839 \text{ [kg/m}^3\text{ s]}$
 $\mu_{\text{avap,brine,wall}} = 0,006049 \text{ [kg/m}^3\text{ s]}$
 $\mu_{\text{avap,wt,L}} = 0,0002066 \text{ [kg/m}^3\text{ s]}$
 $\dot{m}_{\text{BHX}} = 0,5 \text{ [kg/s]}$
 $\dot{m}_{\text{heating}} = 0,5982 \text{ [kg/s]}$
 $\text{Nusselt}_{\text{BHX}} = 47,27$
 $\text{Nusselt}_{\text{cond,wt}} = 7903$
 $\text{Nusselt}_{\text{avap,wt}} = 57895$
 $N_b = 6,763$
 $\omega_{\text{wt}} = 0,1853$
 $\text{PR} = 4,875$
 $P_{\text{Tcond,water}} = 4,356$
 $P_{\text{Tavap,brine}} = 55,26$
 $\psi_1 = 14,46 \text{ [kJ/kg]}$
 $\psi_{22} = 5,185 \text{ [kJ/kg]}$
 $\psi_3 = 49,84 \text{ [kJ/kg]}$
 $P_0 = 101 \text{ [kPa]}$
 $P_2 = 681,9 \text{ [kPa]}$
 $P_4 = 139,9 \text{ [kPa]}$
 $P_{\text{heating}} = 60 \text{ [kPa]}$
 $\dot{Q}_{\text{avap}} = 37,87 \text{ [kW]}$
 $R\$ = \text{'R600a'}$
 $R_{\theta\text{cond,water}} = 26776$
 $R_{\theta\text{avap,brine}} = 11129$
 $\rho_{\text{brine}} = 964,1 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $\rho_{\text{cond,wt,L}} = 508,9 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $\rho_{\text{avap,brine}} = 962,7 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $\rho_{\text{avap,wt,L}} = 584,1 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $R_{\text{t,cond,kald}} = 0,0002 \text{ [m}^2\text{ K/W]}$
 $R_{\text{t,avap,kald}} = 0,0003 \text{ [m}^2\text{ K/W]}$

$R_{\text{levap,am}} = 0,00035 \text{ [m}^2\text{K/W]}$
 $r_{\text{pipe,BHX}} = 0,016 \text{ [m]}$
 $S_{0,\text{wf}} = 2,496 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$
 $S_2 = 2,374 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$
 $S_{2s} = 0,4347 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$
 $S_3 = 1,408 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$
 $T_0 = 295 \text{ [K]}$
 $T_2 = 329,5 \text{ [K]}$
 $T_{2s} = 303 \text{ [K]}$
 $T_4 = 270 \text{ [K]}$
 $T_9 = 280,2 \text{ [K]}$
 $T_{\text{mean,cond,water}} = 313 \text{ [K]}$
 $T_{\text{mean,ovap,wf}} = 272,5 \text{ [K]}$
 $T_s = 280,5 \text{ [K]}$
 $T_{\text{sat,ovap}} = 270 \text{ [K]}$
 $T_{\text{wall,ovap}} = 275,1 \text{ [K]}$
 $U_{\text{ovap}} = 912,2 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
 $V_{\text{cond,water}} = 0,41 \text{ [m/s]}$
 $\dot{W}_{\text{comp}} = 12,13 \text{ [kW]}$
 $x_4 = 0,3626$
 $\dot{X}_{\text{dst,cond}} = 0,01799 \text{ [kW]}$
 $\dot{X}_{\text{dst,exp}} = 2,176 \text{ [kW]}$
 $x_{\text{mean,ovap}} = 0,6813$
 $x_{\text{sat,vapor}} = 1$
 $X_{\text{t,wt,ovap}} = 0,05737$

$r_{\text{pipe,BHX}} = 0,0136 \text{ [m]}$
 $S_{0,\text{heating}} = 0,3228 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$
 $S_1 = 2,329 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$
 $S_{22} = 0,7018 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$
 $S_{2s} = 2,329 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$
 $S_4 = 1,454 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$
 $T_1 = 275 \text{ [K]}$
 $T_{22} = 323 \text{ [K]}$
 $T_3 = 323 \text{ [K]}$
 $T_5 = 275 \text{ [K]}$
 $T_{\text{crit}} = 407,8 \text{ [K]}$
 $T_{\text{mean,ovap,brine}} = 277,6 \text{ [K]}$
 $r_{\text{p,B220}} = 0,00173 \text{ [m]}$
 $T_{\text{sat,cond}} = 328 \text{ [K]}$
 $T_{\text{wall,cond}} = 320,5 \text{ [K]}$
 $U_{\text{cond}} = 1012 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
 $V_{\text{BHX}} = 0,8926 \text{ [m/s]}$
 $V_{\text{ovap,brine}} = 0,8712 \text{ [m/s]}$
 $x_3 = 0$
 $\dot{X}_{\text{dst,comp}} = 2,105 \text{ [kW]}$
 $\dot{X}_{\text{dst,ovap}} = 1,494 \text{ [kW]}$
 $x_{\text{mean,cond}} = 0,5$
 $x_{\text{sat,fluid}} = 0$
 $X_{\text{t,wt,cond}} = 0,2535$

Vedlegg R: EES-resultat av varmpumpe (R717)

File:Masteroppgave [varmpumpe - R717].EES

07.05.2021 14:28:23 Page 1

EES Ver. 11.025: #3911: For use only by the Department of Civil Engineering and Energy Technology, HiOA

SOLUTION

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

$A_{condenser} = 3,676 [m^2]$
 $A_{s,BHX} = 28,43 [m^2]$
 $COP_{HP} = 4,307$
 $C_{p,cond,water} = 4,18 [kJ/kg\cdot K]$
 $CEA = 30 [\%]$
 $C_{R717} = 0,0675$
 $\Delta T_{1,avap} = 5,207 [K]$
 $\Delta T_{2,avap} = 5 [K]$
 $\Delta T_{LMTD,cond} = 5,103 [K]$
 $D_{grout,BHX} = 0,15 [m]$
 $D_{pipe,BHX,y} = 0,032 [m]$
 $D_{pipe,avap,brine} = 0,0703 [m]$
 $\eta_{comp} = 0,8196$
 $\eta_{l,cond} = 0,7809$
 $f_{BHX} = 0,02347$
 $G_{wf} = 32,64 [kg/m^2\cdot s]$
 $h_{d,wf} = 1540 [kJ/kg]$
 $h_{22} = 208,8 [kJ/kg]$
 $h_{2a} = 1784 [kJ/kg]$
 $h_{3a} = 439,9 [kJ/kg]$
 $h_{BHX} = 693 [W/m^2\cdot K]$
 $h_{cond,water} = 7273 [W/m^2\cdot K]$
 $h_{avap,brine} = 3541 [W/m^2\cdot K]$
 $h_{g,cond,wf} = 1025 [kJ/kg]$
 $h_{l,cond,wf} = 465,4 [kJ/kg]$
 $h_{g,cond,wf} = 1491 [kJ/kg]$
 $k_{brine} = 0,3987 [W/m\cdot K]$
 $k_{cond,wf} = 0,03055 [W/m\cdot K]$
 $k_{avap,brine} = 0,4005 [W/m\cdot K]$
 $k_{avap,wf} = 0,5614 [W/m\cdot K]$
 $k_{p,B220} = 15 [W/m\cdot K]$
 $L_{plate} = 0,524 [m]$
 $m = 0,663$
 $\mu_{cond,water} = 0,0006548 [kg/m\cdot s]$
 $\mu_{cond,wf} = 0,00001089 [kg/m\cdot s]$
 $\mu_{cond,wf,v} = 0,00001085 [kg/m\cdot s]$
 $\mu_{avap,brine,wall} = 0,006049 [kg/m\cdot s]$
 $\mu_{avap,wf,L} = 0,0001762 [kg/m\cdot s]$
 $\dot{m}_{BHX} = 0,5 [kg/s]$
 $\dot{m}_{heating} = 0,5982 [kg/s]$
 $NUSSEl_{BHX} = 47,27$
 $NUSSEl_{avap,brine} = 621,6$
 $N_b = 6,856$
 $\omega_{wf} = 0,2558$
 $PR = 5,313$
 $P_{f,cond,water} = 4,356$
 $\psi_1 = 188,6 [kJ/kg]$
 $\psi_{22} = 5,185 [kJ/kg]$
 $\psi_3 = 311,2 [kJ/kg]$
 $P_0 = 101 [kPa]$
 $P_2 = 2026 [kPa]$
 $P_4 = 381,2 [kPa]$
 $P_{heating} = 60 [kPa]$
 $\dot{Q}_{avap} = 38,39 [kW]$
 $R\$ = 'R717'$
 $R\theta_{cond,water} = 26776$
 $R\theta_{avap,brine} = 11282$
 $\rho_{brine} = 964,1 [kg/m^3]$
 $\rho_{cond,wf,L} = 554,4 [kg/m^3]$
 $A_{evaporator} = 8,379 [m^2]$
 $\beta_{chavron} = 30$
 $C_{p,brine} = 4,169 [kJ/kg\cdot K]$
 $C_1 = 0,348$
 $C_o = 0,85$
 $\Delta T_{1,cond} = 5 [K]$
 $\Delta T_{2,cond} = 20 [K]$
 $\Delta T_{LMTD,cond} = 10,82 [K]$
 $D_{ext,BHX,y} = 0,04525 [m]$
 $D_{pipe,BHX,j} = 0,0272 [m]$
 $D_{pipe,cond,water} = 0,0431 [m]$
 $D_{pipe,HP} = 0,0381 [m]$
 $\eta_{l,comp} = 0,871$
 $\eta_{l,avap} = 0,5712$
 $g = 9,81 [m/s^2]$
 $h_{0,heating} = 91,75 [kJ/kg]$
 $h_1 = 1472 [kJ/kg]$
 $h_{23} = 125,2 [kJ/kg]$
 $h_{2s} = 1727 [kJ/kg]$
 $h_4 = 439,9 [kJ/kg]$
 $h_{brine,eq} = 215,1 [W/m^2\cdot K]$
 $h_{cond,wf} = 23479 [W/m^2\cdot K]$
 $h_{avap,wf} = 15165 [W/m^2\cdot K]$
 $h_{g,avap,wf} = 1273 [kJ/kg]$
 $h_{l,avap,wf} = 185,3 [kJ/kg]$
 $h_{g,avap,wf} = 1459 [kJ/kg]$
 $k_{cond,water} = 0,6283 [W/m\cdot K]$
 $k_{cond,wf} = 0,4027 [W/m\cdot K]$
 $k_{avap,wf} = 0,02325 [W/m\cdot K]$
 $k_{pipe,BHX} = 0,419 [W/m\cdot K]$
 $L_{pipe,BHX} = 200 [m]$
 $L_{tot,BHX} = 1371 [M]$
 $\mu_{brine} = 0,006066 [kg/m\cdot s]$
 $\mu_{cond,water,wall} = 0,0005721 [kg/m\cdot s]$
 $\mu_{cond,wf,L} = 0,00009912 [kg/m\cdot s]$
 $\mu_{avap,brine} = 0,005298 [kg/m\cdot s]$
 $\mu_{avap,wf} = 0,000009053 [kg/m\cdot s]$
 $\mu_{avap,wf,v} = 0,00000896 [kg/m\cdot s]$
 $\dot{m}_{brine} = 3,428 [kg/s]$
 $\dot{m}_{wf} = 0,03721 [kg/s]$
 $NUSSEl_{cond,water} = 499$
 $\nu_{cond,wf} = 7,151E-07 [m^2/s]$
 $N_t = 2$
 $\phi_{BHX} = 0,028 [kW/m]$
 $P_{f,brine} = 63,42$
 $P_{f,avap,brine} = 55,26$
 $\psi_2 = 460,4 [kJ/kg]$
 $\psi_{23} = 0,4044 [kJ/kg]$
 $\psi_4 = 284 [kJ/kg]$
 $P_1 = 381,2 [kPa]$
 $P_3 = 2026 [kPa]$
 $P_{crit} = 11333 [kPa]$
 $\dot{Q}_{cond} = 50 [kW]$
 $\dot{Q}_{HP} = 50 [kJ/s]$
 $R\theta_{BHX} = 3859$
 $R\theta_{cond,wf,L} = 6272$
 $R\theta_{avap,wf,L} = 2823$
 $\rho_{cond,water} = 992,3 [kg/m^3]$
 $\rho_{cond,wf,v} = 17,93 [kg/m^3]$

```

pevap,brine = 962,7 [kg/m3]
pevap,wt,l = 643 [kg/m3]
Rt,cond,kald = 0,0002 [m2*K/W]
Rt,evap,kald = 0,0003 [m2*K/W]
Γpipe,BHX,l = 0,0136 [m]
S0,heating = 0,3228 [kJ/kg*K]
S1 = 5,71 [kJ/kg*K]
S22 = 0,7018 [kJ/kg*K]
S2s = 5,71 [kJ/kg*K]
S4 = 1,889 [kJ/kg*K]
T1 = 275 [K]
T22 = 323 [K]
T3 = 323 [K]
T5 = 275 [K]
TCrit = 405,4 [K]
Tmean,evap,brine = 277,6 [K]
tp,B220 = 0,00173 [m]
Tsat,cond = 328 [K]
Twall,cond = 320,5 [K]
Ucond = 1257 [W/m2*K]
VBHX = 0,8926 [m/s]
Vevap,brine = 0,8831 [m/s]
X3 = 0
Ẋdest,comp = 1,497 [kW]
Ẋdest,evap = 1,522 [kW]
Xmean,cond = 0,5
Xsat,fluid = 0

pevap,wt = 5,613 [kg/m3]
pevap,wt,v = 3,088 [kg/m3]
Rt,cond,vam = 0,0003 [m2*K/W]
Rt,evap,vam = 0,00035 [m2*K/W]
Γpipe,BHX,y = 0,016 [m]
S0,wt = 6,58 [kJ/kg*K]
S2 = 5,846 [kJ/kg*K]
S23 = 0,4347 [kJ/kg*K]
S3 = 1,797 [kJ/kg*K]
T0 = 295 [K]
T2 = 423,4 [K]
T23 = 303 [K]
T4 = 270 [K]
T9 = 280,2 [K]
Tmean,cond,water = 313 [K]
Tmean,evap,wt = 272,5 [K]
Ts = 280,5 [K]
Tsat,evap = 270 [K]
Twall,evap = 275,1 [K]
Uevap = 897,9 [W/m2*K]
Vcond,water = 0,41 [m/s]
Wcomp = 11,61 [kW]
X4 = 0,1999
Ẋdest,cond = 1,216 [kW]
Ẋdest,exp = 1,012 [kW]
Xmean,evap = 0,6
Xsat,vapor = 1

```


Vedlegg S: EES-resultat av PVT

File:Masteroppgave [PVT - DualSun Spring 375].EES

11.05.2021 14:47:14 Page 1

EES Ver. 11.025: #3911: For use only by the Department of Civil Engineering and Energy Technology, HiOA

SOLUTION

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

$a_1 = 16$ [W/m²*K]
 $A_{HX2} = 11,9$ [m²]
 $A_{sun} = 108,3$ [m²]
 $CP_{HX2,sun} = 3,558$ [kJ/kg*K]
 $C_1 = 0,348$
 $\Delta T_{1,HX2} = 5$ [K]
 $\Delta T_{LM,HX2} = 5$ [K]
 $D_{pipe,HX2,water} = 0,0545$ [m]
 $\eta_{dskn} = 0,3$
 $\eta_{IL,PVT} = 0,2631$
 $\eta_{SI} = 0,2498$
 $EX_{PV} = 21,41$ [kW]
 $f_a = 1$
 $G = 1000$ [W/m²]
 $HOUR_{sun} = 1756$ [h]
 $h_{0,HX} = 91,75$ [kJ/kg]
 $h_{0,sun,Inne} = 53,48$
 $h_{16} = 125,3$ [kJ/kg]
 $h_{20} = 46,61$ [kJ/kg]
 $h_{HX2,sun} = 2420$ [W/m²*K]
 $I_{rsun} = 1001$ [kWh/(m²)]
 $k_{HX2,sun} = 0,3631$ [W/m*K]
 $k_{p,B220} = 15$ [W/m*K]
 $\mu_{HX2,sun} = 0,004642$ [kg/m*s]
 $\mu_{HX2,water} = 0,0009465$ [kg/m*s]
 $\dot{m}_{HX} = 0,897$ [kg/s]
 $\dot{m}_{sun} = 1,054$ [kg/s]
 $Nusselt_{HX2,sun} = 363,2$
 $Pr_{HX2,sun} = 45,49$
 $\psi_{15} = 0,4545$ [kJ/kg]
 $\psi_{19} = 0,2685$ [kJ/kg]
 $\psi_{sun} = 40$ [°]
 $P_{HX} = 202$ [kPa]
 $P_{solarroff} = 0,3717$ [kW]
 $\dot{Q}_{DHW} = 90272$ [kWh]
 $\dot{Q}_{PV,energy,shade} = 589,6$ [kWh]
 $\dot{Q}_{sun} = 56,27$ [kW]
 $\dot{Q}_{sun,energy,tot} = 27082$ [kWh]
 $Re_{HX2,water} = 22090$
 $\rho_{HX2,water} = 997,7$ [kg/m³]
 $R_{t,vars} = 0,00035$ [m²*K/W]
 $S_{15} = 0,2223$ [kJ/kg*K]
 $\dot{S}_{gen,HX2} = 0,003197$ [kJ/s*K]
 $T_{0,Inne} = 295$ [K]
 $T_{16} = 303$ [K]
 $T_{20} = 293$ [K]
 $T_{mean,HX2,sun} = 300,5$ [K]
 $T_{mean,sun} = 300,5$ [K]
 $T_{solarroff} = 300,5$ [K]
 $T_{sun} = 5773$ [K]
 $U_{HX2} = 946,1$ [W/m²*K]
 $V_{HX2,water} = 0,3845$ [m/s]
 $W_{sun} = 21,41$ [kW]
 $W_{sun,shade} = 7,138$ [kW]
 $\dot{X}_{dest,PVT} = 74,66$ [kW]

$a_2 = 0$ [W/m²*K²]
 $A_{single,PVT} = 1,88$ [m²]
 $\beta_{temp} = 0,0034$ [1/K]
 $CP_{HX2,water} = 4,182$ [kJ/kg*K]
 $C_{PO} = 50$ [%]
 $\Delta T_{2,HX2} = 5$ [K]
 $D_{pipe,HX2,sun} = 0,0545$ [m]
 $\eta^0 = 0,589$
 $\eta_{IL,HX2} = 0,4517$
 $\eta_{PV} = 0,1994$
 $EX_1 = 101,3$ [kW]
 $EX_{in} = 5,244$ [kW]
 $f_H = 1$
 $G_{mean,Ostlo} = 731$ [W/m²]
 $HOUR_{sun,shade} = 113$ [h]
 $h_{0,sun} = -1,578$ [kJ/kg]
 $h_{15} = 62,54$ [kJ/kg]
 $h_{19} = 46,61$ [kJ/kg]
 $h_{21} = 100$ [kJ/kg]
 $h_{HX2,water} = 5486$ [W/m²*K]
 $I_{mp} = 9,28$ [amp]
 $k_{HX2,water} = 0,6021$ [W/m*K]
 $m = 0,663$
 $\mu_{HX2,sun,wall} = 0,005153$ [kg/m*s]
 $\mu_{HX2,water,wall} = 0,0008931$ [kg/m*s]
 $\dot{m}_{PVT} = 0,0183$ [kg/s]
 $N = 57,61$
 $Nusselt_{HX2,water} = 496,5$
 $Pr_{HX2,water} = 6,574$
 $\psi_{16} = 0,5466$ [kJ/kg]
 $\psi_{21} = 1,237$ [kJ/kg]
 $P_0 = 101$ [kPa]
 $P_{mp} = 0,3749$ [kW]
 $P_{sun} = 303$ [kPa]
 $\dot{Q}_{PV,energy} = 27489$ [kWh]
 $\dot{Q}_{PV,energy,tot} = 26899$ [kWh]
 $\dot{Q}_{sun,energy} = 250$ [kWh/m²]
 $Re_{HX2,sun} = 5488$
 $\rho_{HX2,sun} = 1034$ [kg/m³]
 $R_{t,kald} = 0,0001$ [m²*K/W]
 $S_{0,HX} = 0,3228$ [kJ/kg*K]
 $S_{16} = 0,4346$ [kJ/kg*K]
 $T_0 = 279,3$ [K]
 $T_{15} = 288$ [K]
 $T_{19} = 293$ [K]
 $T_{21} = 308$ [K]
 $T_{mean,HX2,water} = 295,5$ [K]
 $t_{p,B220} = 0,000173$ [m]
 $T_{solarroff,ref} = 298$ [K]
 $T_{wall,HX2} = 298$ [K]
 $V_{HX2,sun} = 0,4519$ [m/s]
 $V_{mp} = 0,0404$ [kV]
 $W_{sun,max} = 21,6$ [kW]
 $\dot{X}_{dest,HX2} = 0,8929$ [kW]

Vedlegg T: EES-resultat av rørforbindelse mellom varmevekslere

File: Masteroppgave [tappevann].EES

07.05.2021 14:30:48 Page 1

EES Ver. 11.025: #3911: For use only by the Department of Civil Engineering and Energy Technology, HiOA

SOLUTION

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

$C_{pHX} = 4,18$ [kJ/kg*K]

$h_{13} = 62,54$ [kJ/kg]

$h_{15} = 62,54$ [kJ/kg]

$h_{17} = 125,3$ [kJ/kg]

$h_{19} = 46,61$ [kJ/kg]

$\dot{m}_{cool} = 0,4484$ [kg/s]

$\dot{m}_{HX1} = 0,4484$ [kg/s]

$P_{HX} = 202$ [kPa]

$\dot{Q}_{sun,energy,tot} = 27082$ [kWh]

$\dot{Q}_{tank,energy} = 13541$ [kWh]

$T_{13} = 288$ [K]

$T_{17} = 303$ [K]

$h_{12} = 125,3$ [kJ/kg]

$h_{14} = 62,54$ [kJ/kg]

$h_{16} = 125,3$ [kJ/kg]

$h_{18} = 62,54$ [kJ/kg]

$h_{21} = 100$ [kJ/kg]

$\dot{m}_{HX} = 0,8969$ [kg/s]

$\dot{m}_{sun} = 1,054$ [kg/s]

$\dot{Q}_{HX2,energy} = 13541$ [kWh]

$\dot{Q}_{tank} = 28,14$ [kW]

$T_{12} = 303$ [K]

$T_{15} = 288$ [K]

$T_{18} = 288$ [K]

No unit problems were detected.

Vedlegg U: EES-resultat av brønnpark (R290)

File:Masteroppgave [brønnpark].EES

11.05.2021 14:52:53 Page 1

EES Ver. 11.025: #3911: For use only by the Department of Civil Engineering and Energy Technology, HiOA

SOLUTION

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

$A_{HX1} = 2,119 \text{ [m}^2\text{]}$

$C_{p,HX1,brine} = 4,169 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$

$C_1 = 0,348$

$\Delta T_{1,HX1} = 20,69 \text{ [K]}$

$\Delta T_{LM,HX1} = 13,21 \text{ [K]}$

$D_{pipe,HX1,water} = 0,0372 \text{ [m]}$

$\eta_{l,HX1} = 0,6988$

$h_{0,brine,ins} = 30,58$

$h_{10} = -31,52 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{12} = 125,3 \text{ [kJ/kg]}$

$h_a = -53,25 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{HX1,brine} = 3989 \text{ [W/m}^2\text{K]}$

$k_{HX1,brine} = 0,4029 \text{ [W/m}^2\text{K]}$

$k_{p,B220} = 15 \text{ [W/m}^2\text{K]}$

$\mu_{HX1,brine} = 0,004428 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$

$\mu_{HX1,water} = 0,0009465 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$

$\dot{m}_{brine} = 3,193 \text{ [kg/s]}$

$\dot{m}_{brine,R600a} = 3,382 \text{ [kg/s]}$

$\dot{m}_{HX1} = 0,4485 \text{ [kg/s]}$

$Nusselt_{HX1,water} = 344,9$

$P_{HX1,water} = 6,574$

$\psi_{11} = 0,916 \text{ [kJ/kg]}$

$\psi_{13} = 0,4545 \text{ [kJ/kg]}$

$\psi_9 = 0,1167 \text{ [kJ/kg]}$

$P_{brine} = 202 \text{ [kPa]}$

$\dot{Q}_{brine} = 35,76 \text{ [kW]}$

$\dot{Q}_{evap,R600a} = 37,87 \text{ [kW]}$

$\dot{Q}_{HX1} = 28,14 \text{ [kW]}$

$R_{\theta,HX1,water} = 13546$

$\rho_{HX1,water} = 997,7 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

$R_{t,wall} = 0,0001 \text{ [m}^2\text{K/W]}$

$S_{12} = 0,4346 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$

$\dot{S}_{gen,HX1} = 0,00498 \text{ [kJ/s}^{\circ}\text{K]}$

$T_{0,ins} = 295 \text{ [K]}$

$T_{11} = 282,3 \text{ [K]}$

$T_{13} = 288 \text{ [K]}$

$T_{5,sommer} = 280,2 \text{ [K]}$

$T_7 = 275 \text{ [K]}$

$T_9 = 280,2 \text{ [K]}$

$T_{mean,HX1,brine} = 281,3 \text{ [K]}$

$t_{p,B220} = 0,00173 \text{ [m]}$

$T_{wall,HX1} = 288,4 \text{ [K]}$

$V_{HX1,brine} = 0,8562 \text{ [m}^3\text{s]}$

$\dot{X}_{dest,brine} = 34,14 \text{ [kW]}$

$C_{p,brine} = 4,177 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$

$C_{p,HX1,water} = 4,182 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$

$C_{EA} = 30 \text{ [%]}$

$\Delta T_{2,HX1} = 7,8 \text{ [K]}$

$D_{pipe,HX1,brine} = 0,0703 \text{ [m]}$

$\eta_{l,brine} = 0,4078$

$h_{0,brine} = -35,39 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{0,HX} = 91,75 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{11} = -22,67 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{13} = 62,54 \text{ [kJ/kg]}$

$h_a = -31,52 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{HX1,water} = 5583 \text{ [W/m}^2\text{K]}$

$k_{HX1,water} = 0,6021 \text{ [W/m}^2\text{K]}$

$m = 0,663$

$\mu_{HX1,brine,wall} = 0,003222 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$

$\mu_{HX1,water,wall} = 0,001131 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$

$\dot{m}_{brine,R290} = 3,193 \text{ [kg/s]}$

$\dot{m}_{brine,R717} = 3,428 \text{ [kg/s]}$

$Nusselt_{HX1,brine} = 696,2$

$P_{HX1,brine} = 46,03$

$\psi_{10} = 1,325 \text{ [kJ/kg]}$

$\psi_{12} = 0,5466 \text{ [kJ/kg]}$

$\psi_8 = 0,2503 \text{ [kJ/kg]}$

$P_0 = 101 \text{ [kPa]}$

$P_{HX} = 202 \text{ [kPa]}$

$\dot{Q}_{evap,R290} = 35,76 \text{ [kW]}$

$\dot{Q}_{evap,R717} = 38,39 \text{ [kW]}$

$R_{\theta,HX1,brine} = 13061$

$\rho_{HX1,brine} = 960,8 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

$R_{t,yald} = 0,00035 \text{ [m}^2\text{K/W]}$

$S_{0,HX} = 0,3228 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$

$S_{13} = 0,2223 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$

$T_0 = 279,3 \text{ [K]}$

$T_{10} = 280,2 \text{ [K]}$

$T_{12} = 303 \text{ [K]}$

$T_5 = 275 \text{ [K]}$

$T_6 = 275 \text{ [K]}$

$T_8 = 275 \text{ [K]}$

$T_{mean,brine} = 277,6 \text{ [K]}$

$T_{mean,HX1,water} = 295,5 \text{ [K]}$

$T_s = 280,5 \text{ [K]}$

$U_{HX1} = 1005 \text{ [W/m}^2\text{K]}$

$V_{HX1,water} = 0,4127 \text{ [m}^3\text{s]}$

$\dot{X}_{dest,HX1} = 1,469 \text{ [kW]}$

Vedlegg V: EES-resultat av brønnpark (R600a)

File:Masteroppgave [brønnpark].EES

11.05.2021 14:52:02 Page 1

EES Ver. 11.025: #3911: For use only by the Department of Civil Engineering and Energy Technology, HiOA

SOLUTION

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

$A_{HX1} = 2,093 \text{ [m}^2\text{]}$
 $C_{p,HX1,brine} = 4,169 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$
 $C_1 = 0,348$
 $\Delta T_{1,HX1} = 20,8 \text{ [K]}$
 $\Delta T_{LM,HX1} = 13,26 \text{ [K]}$
 $D_{pipe,HX1,water} = 0,0372 \text{ [m]}$
 $\eta_{l,HX1} = 0,7132$
 $h_{0,brine,inner} = 30,58$
 $h_{10} = -31,52 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{12} = 125,3 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_8 = -53,25 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{HX1,brine} = 4141 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
 $k_{HX1,brine} = 0,4028 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
 $k_{p,B220} = 15 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
 $\mu_{HX1,brine} = 0,00444 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$
 $\mu_{HX1,water} = 0,0009465 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$
 $\dot{m}_{brine} = 3,382 \text{ [kg/s]}$
 $\dot{m}_{brine,R600a} = 3,382 \text{ [kg/s]}$
 $\dot{m}_{HX1} = 0,4485 \text{ [kg/s]}$
 $Nusselt_{HX1,water} = 344,7$
 $P_{f,HX1,water} = 6,574$
 $\psi_{11} = 0,9368 \text{ [kJ/kg]}$
 $\psi_{13} = 0,4545 \text{ [kJ/kg]}$
 $\psi_9 = 0,1167 \text{ [kJ/kg]}$
 $P_{brine} = 202 \text{ [kPa]}$
 $\dot{Q}_{brine} = 37,87 \text{ [kW]}$
 $\dot{Q}_{vap,R600a} = 37,87 \text{ [kW]}$
 $\dot{Q}_{HX1} = 28,14 \text{ [kW]}$
 $R_{\theta,HX1,water} = 13536$
 $\rho_{HX1,water} = 997,7 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $R_{t,wall} = 0,0001 \text{ [m}^2\text{K/W]}$
 $S_{12} = 0,4346 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$
 $\dot{S}_{gen,HX1} = 0,005001 \text{ [kJ/s}^{\circ}\text{K]}$
 $T_{0,brine} = 295 \text{ [K]}$
 $T_{11} = 282,2 \text{ [K]}$
 $T_{13} = 288 \text{ [K]}$
 $T_{5,sommer} = 280,2 \text{ [K]}$
 $T_7 = 275 \text{ [K]}$
 $T_9 = 280,2 \text{ [K]}$
 $T_{mean,HX1,brine} = 281,2 \text{ [K]}$
 $t_{p,B220} = 0,00173 \text{ [m]}$
 $T_{wall,HX1} = 288,3 \text{ [K]}$
 $V_{HX1,brine} = 0,9068 \text{ [m/s]}$
 $\dot{X}_{dest,brine} = 36,17 \text{ [kW]}$
 $C_{p,brine} = 4,177 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$
 $C_{p,HX1,water} = 4,182 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$
 $C_{EA} = 30 \text{ [%]}$
 $\Delta T_{2,HX1} = 7,8 \text{ [K]}$
 $D_{pipe,HX1,brine} = 0,0703 \text{ [m]}$
 $\eta_{l,brine} = 0,4078$
 $h_{0,brine} = -35,39 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{0,HX} = 91,75 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{11} = -23,17 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{13} = 62,54 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_8 = -31,52 \text{ [kJ/kg]}$
 $h_{HX1,water} = 5580 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
 $k_{HX1,water} = 0,6021 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
 $m = 0,663$
 $\mu_{HX1,brine,wall} = 0,003226 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$
 $\mu_{HX1,water,wall} = 0,001132 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$
 $\dot{m}_{brine,R290} = 3,193 \text{ [kg/s]}$
 $\dot{m}_{brine,R717} = 3,428 \text{ [kg/s]}$
 $Nusselt_{HX1,brine} = 722,8$
 $P_{f,HX1,brine} = 46,16$
 $\psi_{10} = 1,325 \text{ [kJ/kg]}$
 $\psi_{12} = 0,5466 \text{ [kJ/kg]}$
 $\psi_8 = 0,2503 \text{ [kJ/kg]}$
 $P_0 = 101 \text{ [kPa]}$
 $P_{HX} = 202 \text{ [kPa]}$
 $\dot{Q}_{vap,R290} = 35,76 \text{ [kW]}$
 $\dot{Q}_{vap,R717} = 38,39 \text{ [kW]}$
 $R_{\theta,HX1,brine} = 13795$
 $\rho_{HX1,brine} = 960,9 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
 $R_{t,wall} = 0,00035 \text{ [m}^2\text{K/W]}$
 $S_{0,HX} = 0,3228 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$
 $S_{13} = 0,2223 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$
 $T_0 = 279,3 \text{ [K]}$
 $T_{10} = 280,2 \text{ [K]}$
 $T_{12} = 303 \text{ [K]}$
 $T_5 = 275 \text{ [K]}$
 $T_6 = 275 \text{ [K]}$
 $T_8 = 275 \text{ [K]}$
 $T_{mean,brine} = 277,6 \text{ [K]}$
 $T_{mean,HX1,water} = 295,5 \text{ [K]}$
 $T_5 = 280,5 \text{ [K]}$
 $U_{HX1} = 1014 \text{ [W/m}^2\text{K]}$
 $V_{HX1,water} = 0,4127 \text{ [m/s]}$
 $\dot{X}_{dest,HX1} = 1,475 \text{ [kW]}$

Vedlegg W: EES-resultat av brønnpark (R717)

File: Masteroppgave [brønnpark].EES

11.05.2021 14:49:47 Page 1

EES Ver. 11.025: #3911: For use only by the Department of Civil Engineering and Energy Technology, HiOA

SOLUTION

Unit Settings: SI K kPa kJ mass deg

$A_{HX1} = 2,087 \text{ [m}^2\text{]}$

$C_{p,HX1,brine} = 4,169 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$

$C_1 = 0,348$

$\Delta T_{1,HX1} = 20,83 \text{ [K]}$

$\Delta T_{LM,HX1} = 13,27 \text{ [K]}$

$D_{pipe,HX1,water} = 0,0372 \text{ [m]}$

$\eta_{l,HX1} = 0,7165$

$h_{0,brine,inn} = 30,58$

$h_{10} = -31,52 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{12} = 125,3 \text{ [kJ/kg]}$

$h_8 = -53,25 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{HX1,brine} = 4178 \text{ [W/m}^2\text{K]}$

$k_{HX1,brine} = 0,4028 \text{ [W/m}^2\text{K]}$

$k_{p,B220} = 15 \text{ [W/m}^2\text{K]}$

$\mu_{HX1,brine} = 0,004443 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$

$\mu_{HX1,water} = 0,0009465 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$

$\dot{m}_{brine} = 3,428 \text{ [kg/s]}$

$\dot{m}_{brine,R600a} = 3,382 \text{ [kg/s]}$

$\dot{m}_{HX1} = 0,4485 \text{ [kg/s]}$

$Nusselt_{HX1,water} = 344,7$

$P_{HX1,water} = 6,574$

$\psi_{11} = 0,9415 \text{ [kJ/kg]}$

$\psi_{13} = 0,4545 \text{ [kJ/kg]}$

$\psi_9 = 0,1167 \text{ [kJ/kg]}$

$P_{brine} = 202 \text{ [kPa]}$

$\dot{Q}_{brine} = 38,39 \text{ [kW]}$

$\dot{Q}_{evap,R600a} = 37,87 \text{ [kW]}$

$\dot{Q}_{HX1} = 28,14 \text{ [kW]}$

$R_{\theta,HX1,water} = 13533$

$\rho_{HX1,water} = 997,7 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

$R_{t,vam} = 0,0001 \text{ [m}^2\text{K/W]}$

$S_{12} = 0,4346 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$

$\dot{S}_{gen,HX1} = 0,005006 \text{ [kJ/s}^{\circ}\text{K]}$

$T_{0,inn} = 295 \text{ [K]}$

$T_{11} = 282,2 \text{ [K]}$

$T_{13} = 288 \text{ [K]}$

$T_{5,sommer} = 280,2 \text{ [K]}$

$T_7 = 275 \text{ [K]}$

$T_9 = 280,2 \text{ [K]}$

$T_{mean,HX1,brine} = 281,2 \text{ [K]}$

$t_{p,B220} = 0,00173 \text{ [m]}$

$T_{wall,HX1} = 288,3 \text{ [K]}$

$V_{HX1,brine} = 0,9191 \text{ [m}^3\text{s]}$

$\dot{X}_{dest,brine} = 36,65 \text{ [kW]}$

$C_{p,brine} = 4,177 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$

$C_{p,HX1,water} = 4,182 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$

$C_{EA} = 30 \text{ [%]}$

$\Delta T_{2,HX1} = 7,8 \text{ [K]}$

$D_{pipe,HX1,brine} = 0,0703 \text{ [m]}$

$\eta_{l,brine} = 0,4078$

$h_{0,brine} = -35,39 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{0,HX} = 91,75 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{11} = -23,28 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{13} = 62,54 \text{ [kJ/kg]}$

$h_8 = -31,52 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{HX1,water} = 5579 \text{ [W/m}^2\text{K]}$

$k_{HX1,water} = 0,6021 \text{ [W/m}^2\text{K]}$

$m = 0,663$

$\mu_{HX1,brine,wall} = 0,003227 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$

$\mu_{HX1,water,wall} = 0,001132 \text{ [kg/m}^3\text{s]}$

$\dot{m}_{brine,R290} = 3,193 \text{ [kg/s]}$

$\dot{m}_{brine,R717} = 3,428 \text{ [kg/s]}$

$Nusselt_{HX1,brine} = 729,2$

$P_{HX1,brine} = 46,19$

$\psi_{10} = 1,325 \text{ [kJ/kg]}$

$\psi_{12} = 0,5466 \text{ [kJ/kg]}$

$\psi_8 = 0,2503 \text{ [kJ/kg]}$

$P_0 = 101 \text{ [kPa]}$

$P_{HX} = 202 \text{ [kPa]}$

$\dot{Q}_{evap,R290} = 35,76 \text{ [kW]}$

$\dot{Q}_{evap,R717} = 38,39 \text{ [kW]}$

$R_{\theta,HX1,brine} = 13974$

$\rho_{HX1,brine} = 960,9 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

$R_{t,jald} = 0,00035 \text{ [m}^2\text{K/W]}$

$S_{0,HX} = 0,3228 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$

$S_{13} = 0,2223 \text{ [kJ/kg}^{\circ}\text{K]}$

$T_0 = 279,3 \text{ [K]}$

$T_{10} = 280,2 \text{ [K]}$

$T_{12} = 303 \text{ [K]}$

$T_5 = 275 \text{ [K]}$

$T_6 = 275 \text{ [K]}$

$T_8 = 275 \text{ [K]}$

$T_{mean,brine} = 277,6 \text{ [K]}$

$T_{mean,HX1,water} = 295,5 \text{ [K]}$

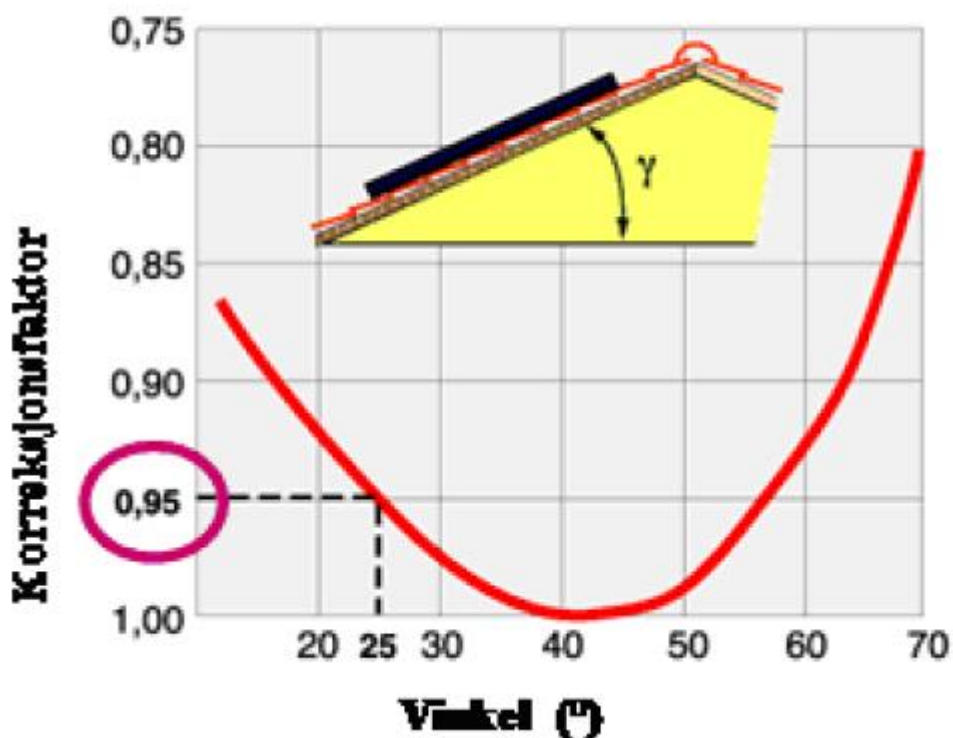
$T_s = 280,5 \text{ [K]}$

$U_{HX1} = 1016 \text{ [W/m}^2\text{K]}$

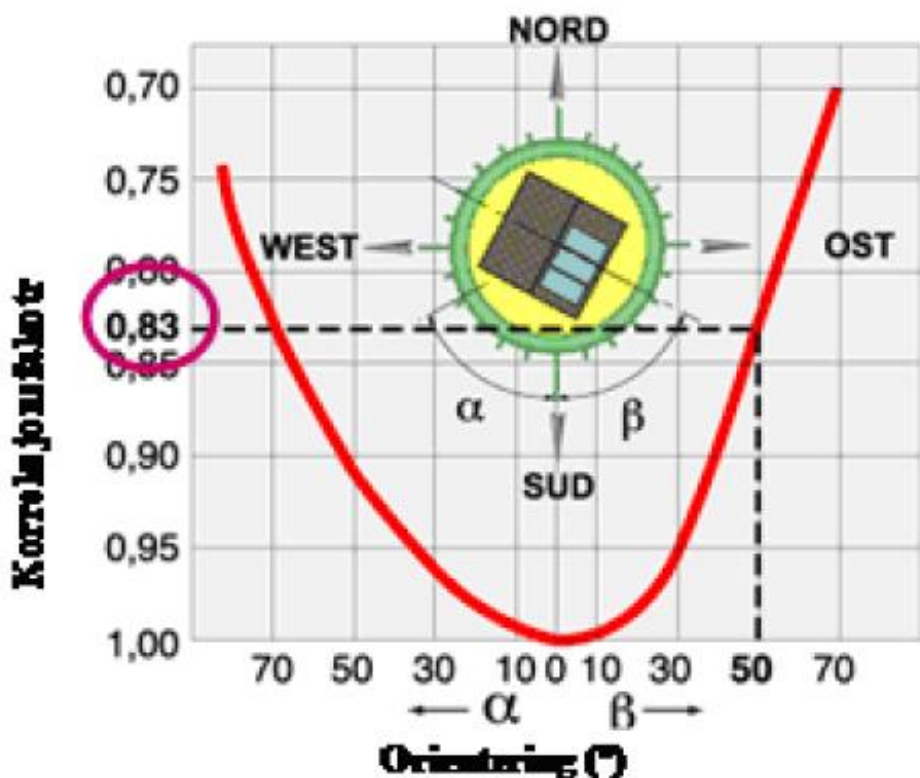
$V_{HX1,water} = 0,4127 \text{ [m}^3\text{s]}$

$\dot{X}_{dest,HX1} = 1,477 \text{ [kW]}$

Justering for vinkel på paneler: f_i

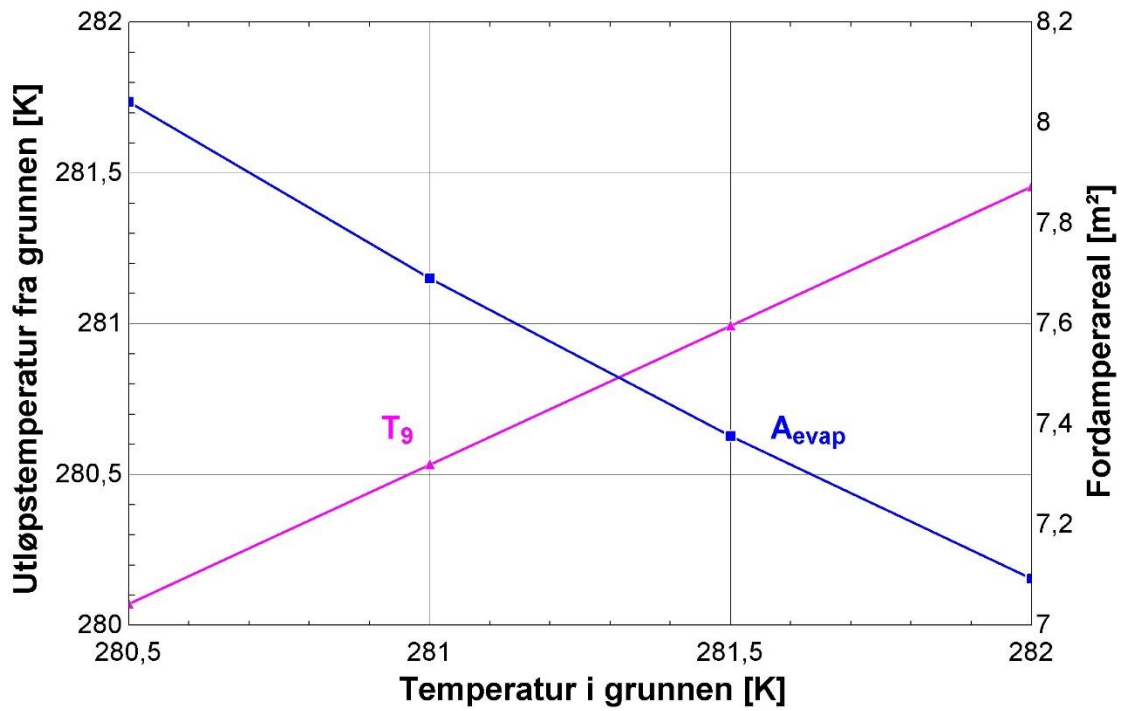


Justering for orientering av paneler: f_o

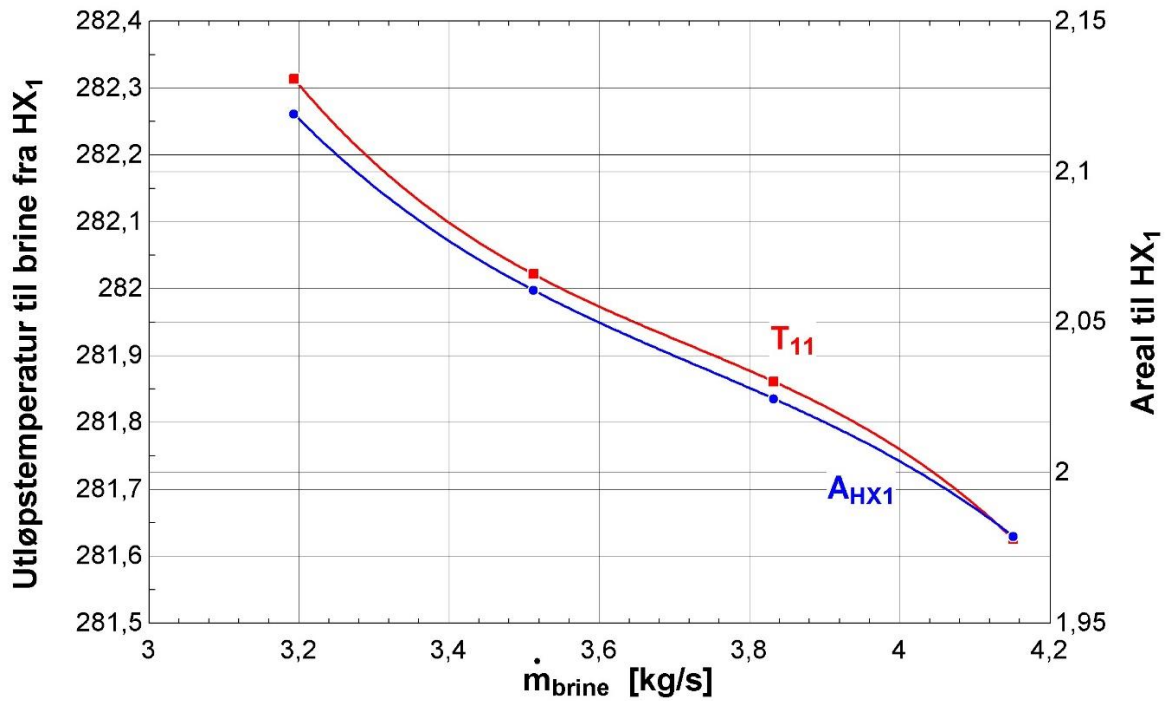


(Enova, 2011)

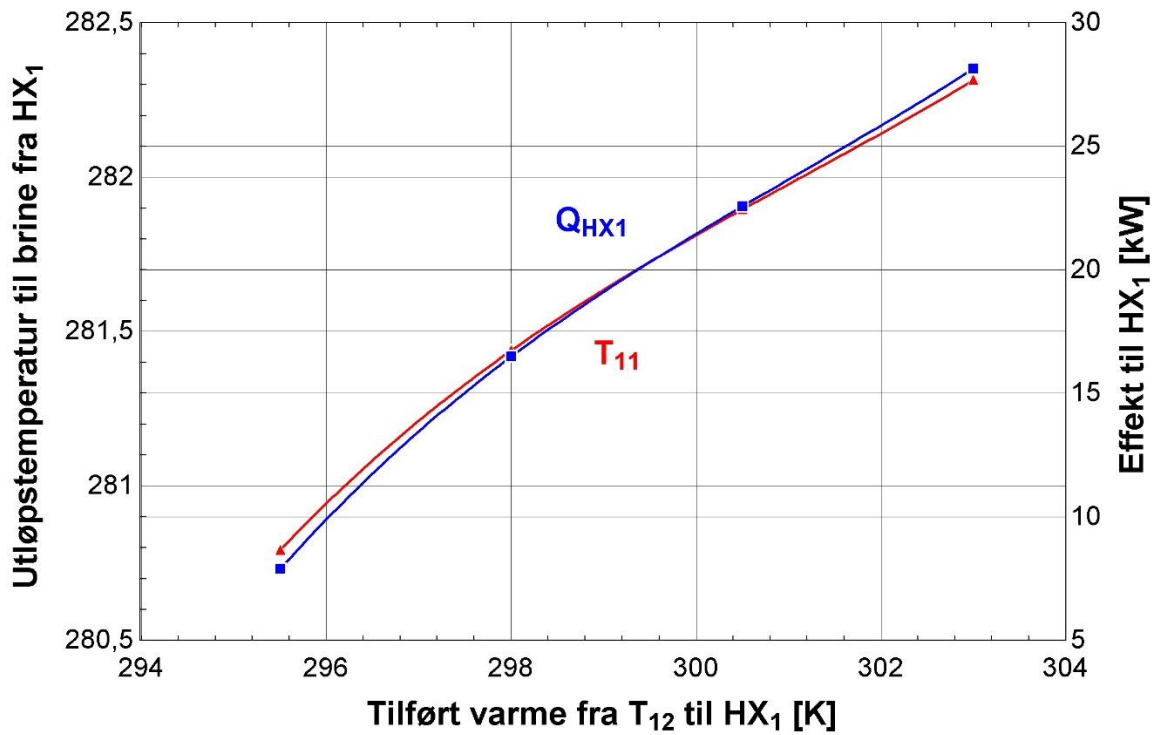
Vedlegg Y: Sensitivitetsanalyser for kuldemedium R290 (propan)



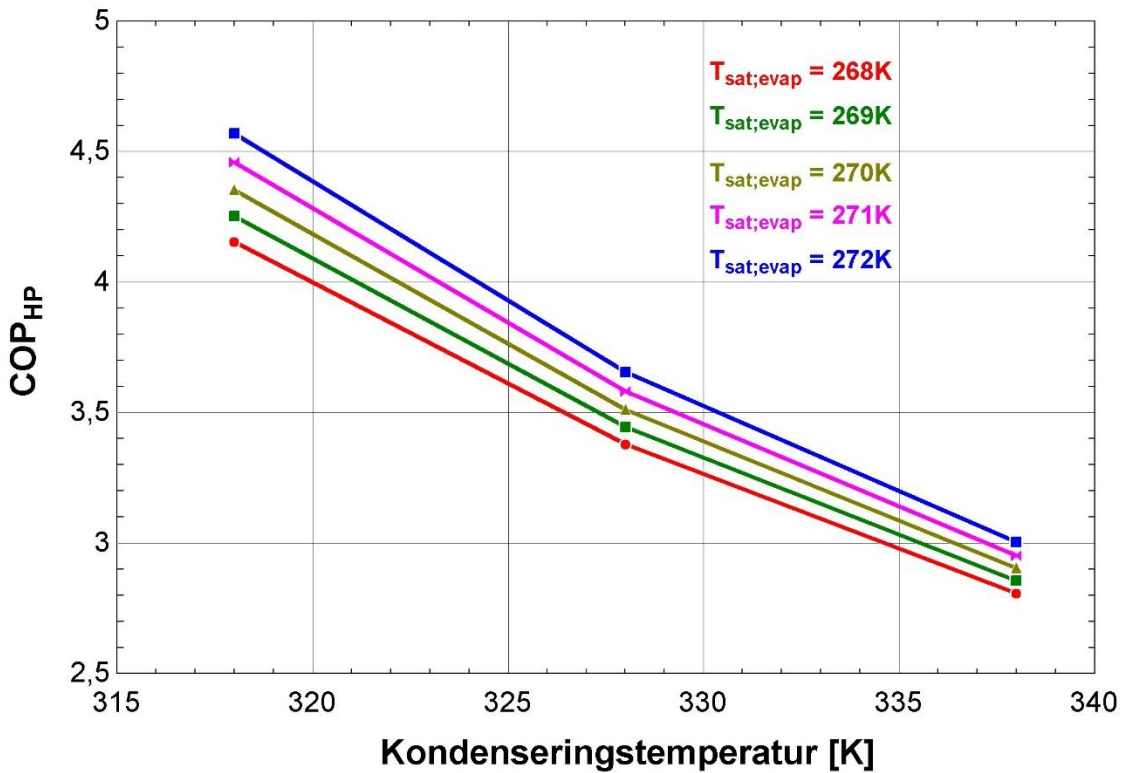
Figur 35: Grunntemperaturens (T_s) påvirkning av utløpstemperaturen fra grunnen (T_9) og fordamperareal for et 200m langt borehull og en innløpstemperatur til grunnen ($T_5 = T_8$) på 275K



Figur 36: Massestrøm i grunnen påvirkning av returtemperatur til grunnen (T_{11}) og HX1-areal for et 200m langt borehull, innløpstemperatur til grunnen ($T_5 = T_8$) på 275K og utløpstemperatur fra grunnen (T_9) på 280,2 K

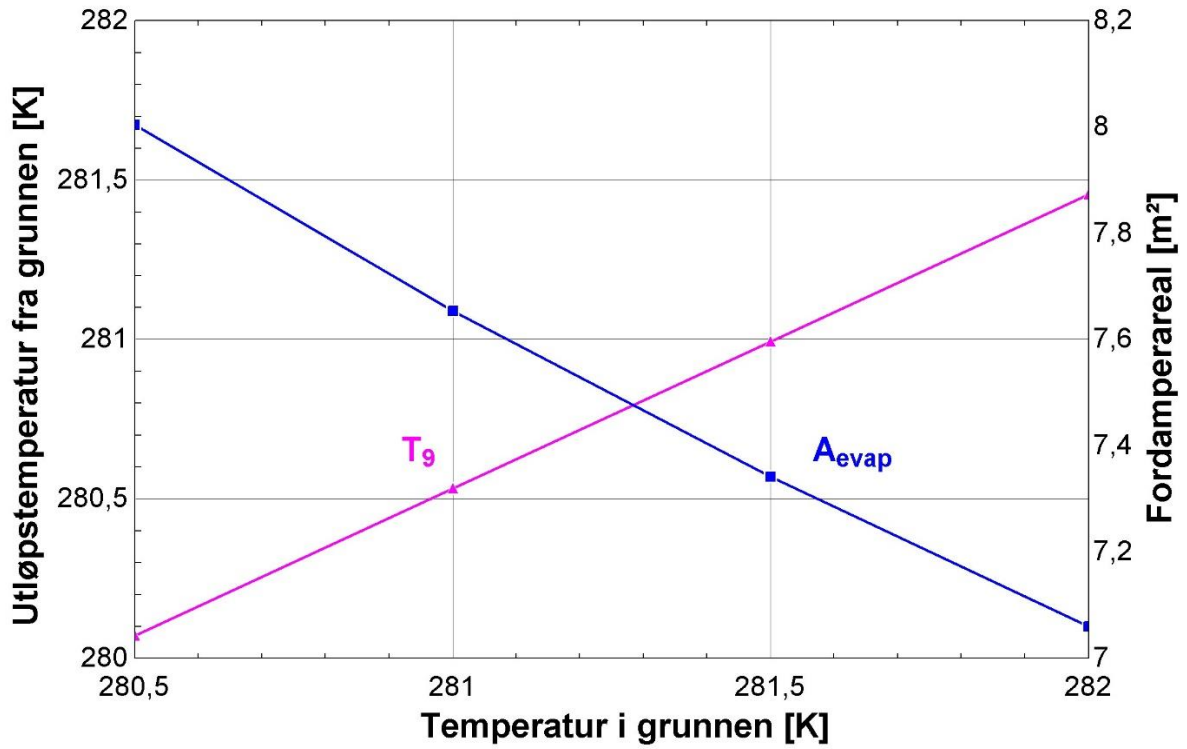


Figur 37: Temperaturløft til forvæske (T_{11}) og effekt i HX₁ (\dot{Q}_{HX1}) ved synkende temperaturer når massestrøm per borehull (\dot{m}_{BHX}) er 0,5 kg/s og utløpstemperaturen fra fordampner til grunnen (T_5) er 275 K.

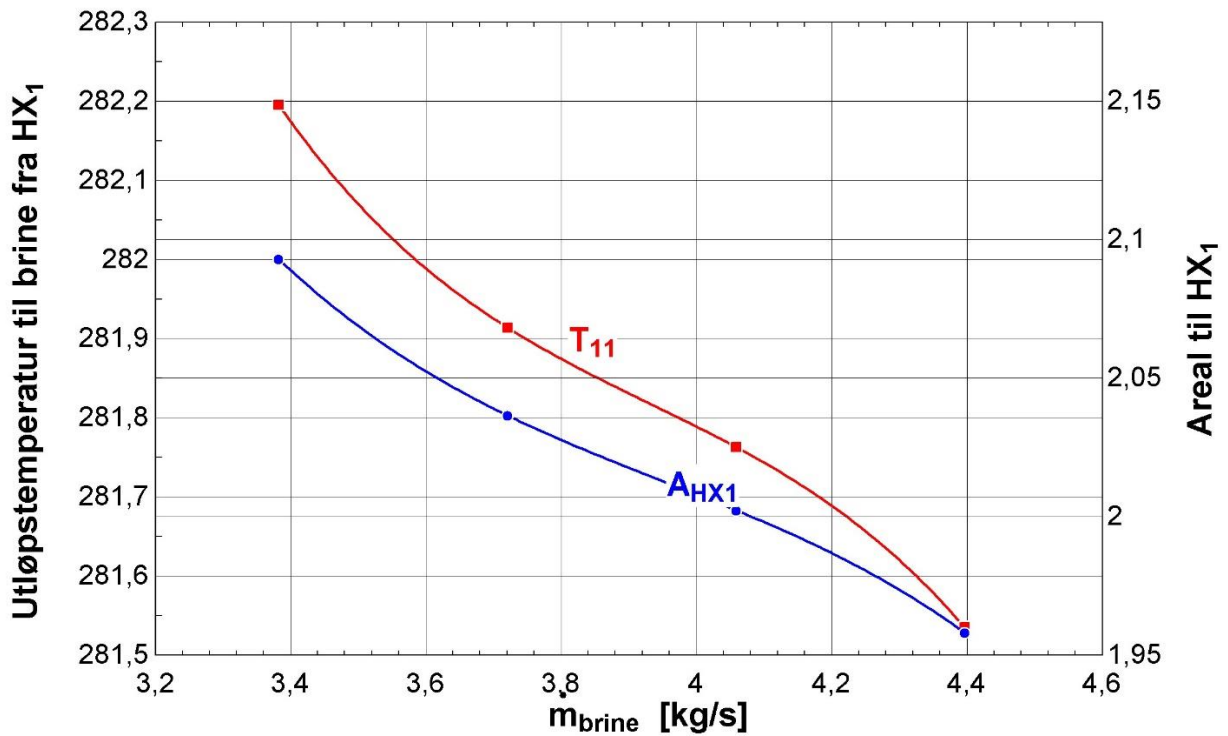


Figur 38: Påvirkning av COP_{HP} ved forskjellige fordampnings- og kondenseringstemperaturer

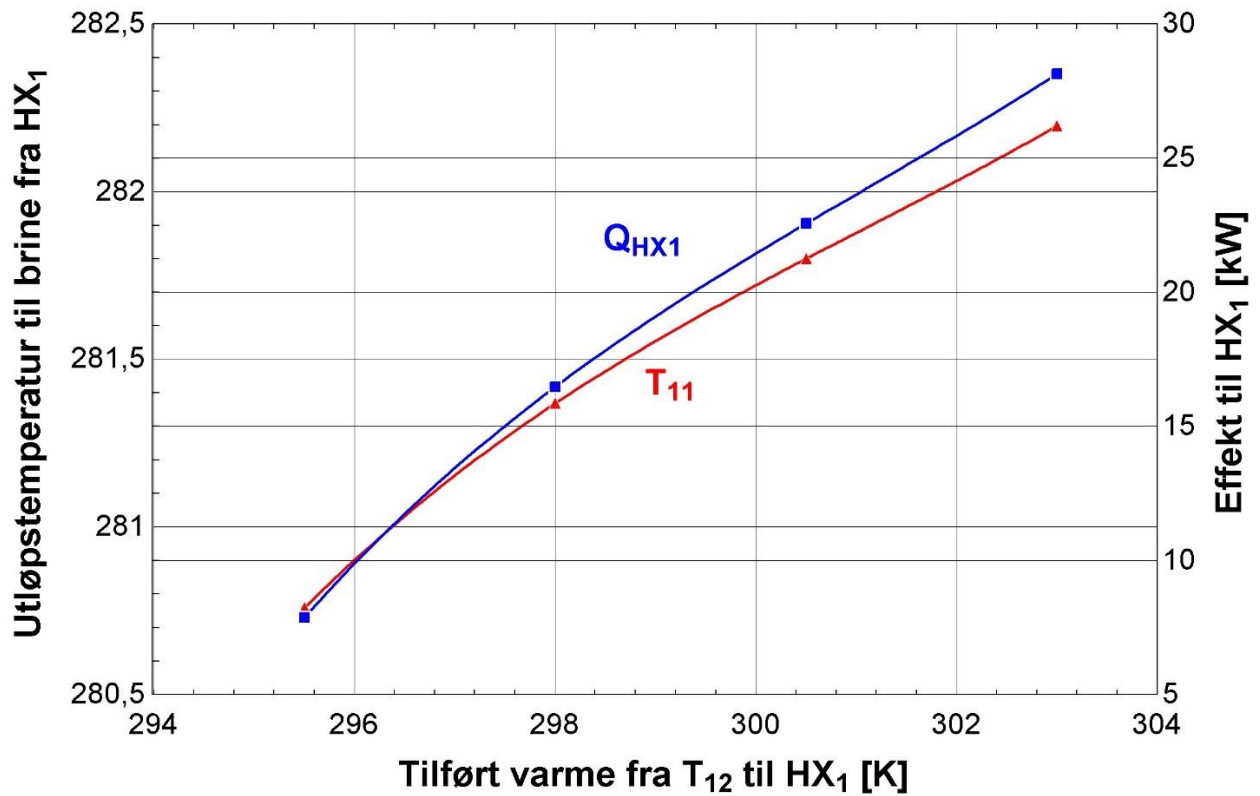
Vedlegg Z: Sensitivitetsanalyser for kuldemedium R600a (isobutan)



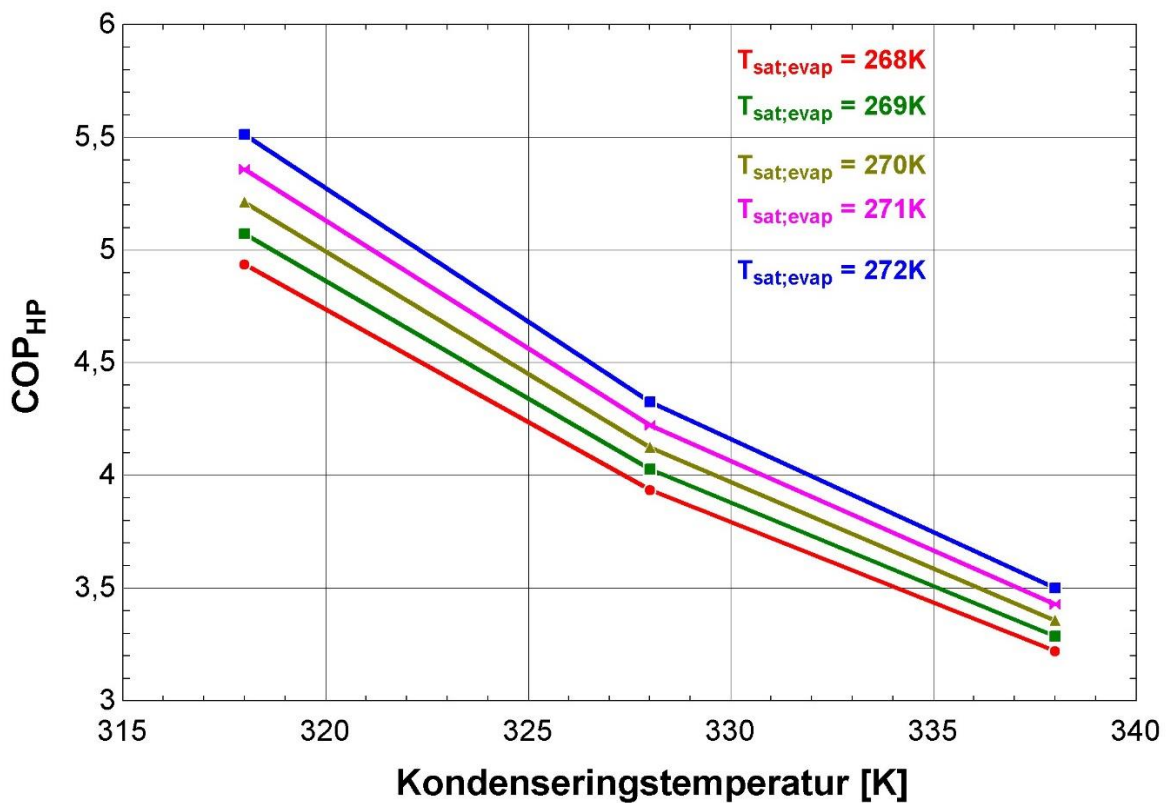
Figur 39: Grunntemperaturens (T_g) påvirkning av utløpstemperaturen fra grunnen (T_g) og fordamperareal for et 200m langt borehull og en innløpstemperatur til grunnen ($T_5 = T_8$) på 275K



Figur 40: Massestrøm i grunnen påvirkning av returtemperatur til grunnen (T_{11}) og HX₁-areal for et 200m langt borehull, innløpstemperatur til grunnen ($T_5 = T_8$) på 275K og utløpstemperatur fra grunnen (T_g) på 280,2 K



Figur 41: Temperaturløft til forvæske (T_{11}) og effekt i HX₁ (\dot{Q}_{HX1}) ved synkende temperaturer når massestrøm per borehull (\dot{m}_{BHX}) er 0,5 kg/s og utløpstemperaturen fra fordampner til grunnen (T_5) er 275 K.



Figur 42: Påvirkning av COP_{HP} ved forskjellige fordampnings- og kondenseringstemperaturer