



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Masteroppgave 2017 30 stp
Fakultet for miljøvitenskap og teknologi
Institutt for matematiske realfag og teknologi (IMT)

Oppvarming av nedkjølte energibrønner med solenergi

Heating of cooled down energy wells with solar
energy

Marius Heber Isene
Miljøfysikk og fornybar energi

Forord

Denne masteren markerer slutten på mitt masterstudium i miljøfysikk og fornybar energi ved NMBU. I startfasen ble denne masteren skrevet sammen med medstudent Magnus Støylen. Etter innledende samarbeid, ble det besluttet å fullføre oppgaven individuelt. Mye av rapporten er gjort i lag og vil ha en del til felles. Magnus Støylen stod for simuleringene i PVsyst, mens jeg hadde hovedansvaret for teoridelen. Jeg har gjort en del endringer spesielt på metode og diskusjon. Sammendrag og konklusjonen har blitt gjort selvstendig.

Masteroppgaven har vært spennende og lærerik. Jeg vil rette en stor takk til veileder Petter Heyerdahl som har gitt grundig veiledning og et ektefølt engasjement tilknyttet oppgaven. Takk til biveileder Wilhelm Huus-Hansen som har vært til stor hjelp med hvordan systemet bør kobles og har hjulpet med økonomiske beregninger. Teknisk ansatt ved NMBU Runar Thon har også vært behjelpelig og har vist meg rundt i SiÅs energianlegget og skaffet data for anlegget. Takk til Amund Føyn som har gjort viktige simuleringer på solfangeren og hjulpet meg med dimensjonering av varmeveksler.

Takk til alle andre studenter som har motivert meg. Spesielt takk til familie som har kommet med innspill og oppmuntringer.

Ås, 18. april 2017

.....

Marius Heber Isene

Sammendrag

SiÅs har en energisentral som distribuerer studenthybler med romoppvarming og varmtvann. Energisentralen består av en bergvarmepumpe, elkjel og oljekjel. Bergvarmepumpen henter energi fra en brønnpark som er plassert utenfor energisentralen. Brønnparken har blitt nedkjølt ned etter flere år med høyt uttak av energi. Dette gir varmepumpen vanskelige driftsforhold og den må ofte kjøre på fullast for å levere ønsket temperatur. Dette fører til slitasje på varmepumpen. Siden varmepumpen sliter med å levere ønsket temperatur må elkjel og oljekjel ofte kompensere. For å øke levetiden på varmepumpen og forbedre økonomien på energisentralen må det gjøres tiltak.

Denne masteroppgaven foreslår å benytte solenergi til å varme opp brønnparken. For hver grad temperaturen i bakken øker vil COP øke 3,5 %. Det skal benyttes udekkete solfangere designet av Legiotech AS. Siden temperaturen i energibrønnene er lav, kan solfangerne operere uten innstråling hvis omgivelsestemperaturen er høy nok. Solfangerne har en årlig forventet produksjon uten skyggelegging på 530 kWh/m². Første forslag er å dekke studenthyblene Arken, Børsen og Casino med et solfangerareal på 472m² for å se hvordan brønnparken responderer på tilføring av energi. Disse studenthyblene har en skog plassert øst som gir en del skyggelegging. Med et antatt energitap på 15% fra skyggelegging vill det bli levert 226 500 kWh.

Hvis første forslag er vellykket anbefales det å tilføre like mye energi med solfangerne som tas opp av brønnparken per år. Dette året er basert på det høyeste opptaket fra brønnparken som var i 2014. Da ble det tatt opp 686 000 kWh fra energibrønnen. Ved å gjennomføre forslag en og utvide solfangeranlegget med et areal på 840m² for 5 tak ved studentbyen Pomona, vil tilførselen av solenergi til energibrønnene omtrent være det samme som opptaket. Da vil naturlig oppvarming av energibrønnene fra omkringliggende berggrunn, grunnvann og løsmasse føre til et overskudd av energi. Dette vil gi en oppvarming av brønnparken. Ved grov økonomisk analyse vil forslag en ha en kapitalkostnad på rundt 671 000 kr og en nedbetalingstid en på 3 år. Etter 20 år i drift vil solfangeranlegget spare energisentralen for 3,8 millioner kroner. Utvidelsen av anlegget vil ha en kapitalkostnad på rundt 1,4 millioner og nedbetalingstid på rundt 3 år. Etter 20 år i drift vil utvidelsen spare energisentralen for 7,5 millioner kroner.

Abstract

SiÅs has an energy central that distributes student accommodations with space heating and domestic hot water. The Energy Central consist of a ground source heat pump, electrical boiler and an oil boiler. The ground source heat pump collects energy from energy wells located outside the Energy Central. The energy wells have been cooled down after years of excessive extraction of energy. The heat pump has difficult operation conditions and a lot of hours on full load. This leads to wear on the heat pump. As the heat pump struggles the energy usage of the electric boiler and the oil boiler increase. To increase the lifespan of the heat pump and improve the economy of the energy central, measurements must be done.

This master thesis proposes to use solar energy to heat the energy wells. This will increase the ground source heat pump COP with 3,5 % per degree raised. The solar collector plant will consist of unglazed solar collectors designed by Legiotech AS. Since the temperature in the energy well is so low the collector can operate when there is now irradiation if the ambient temperature is high enough. The solar collector has an estimated energy production of 530 kWh/m² in Ås. The first suggestion is to cover the student accommodations Arken, Børsen and Casino with a solar collector area of 472m² to see how the energy wells respond to injected energy. Since the buildings has a forest located east there will be some energy loss from shading. With an assumed energy loss of 15% from shading the solar collectors will deliver 226 500 kWh.

If the first suggestion proves to be successful it is recommended to expand the plant to cover the yearly extracted energy from the energy wells. This is based on the highest yearly extraction from the energy wells of 686 000 kWh in 2014. With expanding the solar collector plant with 840m² by covering five of the roofs at the student accommodations Pomona, the energy injection from the solar collectors will be equal to the energy extraction from the energy wells. In addition, the energy wells will be heated naturally from the surrounding rock, ground water and soil. This leads to an excess of energy, which will give a temperature raise in the energy well.

Roughly financial budgeting for the first suggestions give a total cost of 671 000 NOK for 20 years. The payback time of the system will be 3 years and after 20 years of operation the savings from the energy central will be 3,8 million NOK.

The expansion of the plant will have a total cost of 1,4 million NOK for 20 years. The payback time will be 3 years and after 20 years of operation the savings from the energy central will be 7,5 million NOK.

Nomenklatur

Symbol	Forklaring	Enhet
AM	Air Mass	-
A	Areal	m^2
A_a	Aktivt solfangerareal	m^2
A_r	Tversnittsarealet til rør	m^2
A_T	Tversnittsarealet normalt til x-retningen av varmefluksen	m^2
A_{vv}	Overføringsarealet til en varmeveksler	m^2
c_p	Spesifikk varmekapasitet	m^2
C_{pk}	Spesifikk varmekapasitet for kaldt medie	m^2
C_{pv}	Spesifikk varmekapasitet for varmt medie	m^2
COP	Coefficient of performance	-
D_h	Hydraulisk diameter	m
dp	Totalt trykktap	Pa
e	Ruhetsfaktor	m
f	Friksjonsfaktor	-
g	Tyngdeakselerasjon	m/s^2
G	Innstrålingstetthet	W/m^2
G_s	Solarkonstanten	W/m^2
h	Konveksjonskoeffisienten	W/m^2K
H	Høydeforskjell mellom punktene i en væske	m
J	Spesifikt trykktap	m
k	Varmeledningsevne	W/mK
L	Lengde	m
m	Masse	kg
\dot{m}	Massestrøm	kg/s
\dot{m}_v	massestrøm varmt medie	kg/s
\dot{m}_k	massestrøm kaldt medie	kg/s
p_f	Friksjonstap	Pa
p_t	Støttap	Pa
P_{inn}	Innstrålt effekt på en flat	W
P_p	Pumpeeffekt	W
q	Den spesifikke varmeoverføringsraten	W/m
q_v	Volumstrøm	m^3/s
Q	Varmeoverføring	W
Q_{cond}	Varmeoverføring ved konduksjon	W
Q_{conv}	Varmeoverføring ved konveksjon	W
Q_{rad}	Varmeoverføring ved stråling	W

Q_h	Lvert effekt fra varmepumpe	W
Q_f	Overført effekt til solfangermediet	W
Q_k	Energi kaldt medie	W
Q_v	Energi varmt medie	W
R_b	Termisk resistans i borehullets vegg	Km/W
Re	Reynolds tall	-
R_t	Totale varmeovergangsmotstanden	m ² K/W
T	Temperatur	K
T_a	Omgivelsestemperatur	K
T_b	Temperatur borehull	K
T_c	Middeltemperatur i solfanger	K
T_f	Fluidtemperaturen i kollektoren	K
T_{kinn}	Inngangstemperatur kaldt medie	K
T_{kut}	Utgangstemperatur kaldt medie	K
T_s	Overflatetemperatur	K
T_{vinn}	Inngangstemperatur varmt medie	K
T_{vut}	Utgangstemperatur varmt med medie	K
U	Varmeovergangstallet	W/m ² K
v	Gjennomsnittlige strømningshastighet	m/s
W	Arbeid utført av varmepumpen	W
α_s	Solhøydevinkel	-
β	Helningsvinkel	-
Y_s	Asimutvinkelen	-
Δp	Trykkforskjell mellom to punkter	Pa
ΔT	Temperaturdifferanse	K
ε	Emissivitet	-
ζ	Støttapskoeffisienten	-
η	Virkningsgrad	-
θ	Innfallsvinkel	-
θ_t	Termisk lengde	
θ_z	Senitvinkel	-
μ	Dynamisk viskositet	kg/ms
ρ	Tetthet	kg/m ³
σ	Boltzmanns konstant	W/m ² K ⁴

Innholdsfortegnelse

Forord	3
Sammendrag	5
Abstract	7
Nomenklatur	9
1 Innledning	13
1.1 Motivasjon	13
1.2 Problemstilling	14
1.3 Energisentral SiÅs	15
2 Teori	16
2.1 Varmeoverføring	16
2.1.1 Stråling.....	16
2.1.2 Konduksjon	17
2.1.3 Konveksjon	17
2.2 Fluidmekanikk	18
2.2.1 Laminær og turbulent strømning	18
2.2.2 Trykktap og væskehastigheter.....	19
2.2.3 Væskestrømmer og energi	21
2.3 Solenergi	22
2.3.1 Solinnstråling	22
2.3.2 Air Mass	22
2.3.3 Geometri.....	22
2.3.4 Albedo	23
2.3.5 Solfanger.....	23
2.4 Geotermisk energi	28
2.4.1 Grunn geotermisk energi.....	29
2.4.2 Energibrønner	30
2.4.3 Temperaturutvikling i bakken.....	32
2.4.4 Termisk responstest	33
2.4.5 Termisk resistans i fjellet	33
2.4.6 Bergvarmepumpe.....	35
2.4.7 Varmeveksler	39
2.4.8 Kalde energibrønner.....	42
3 Metode	46
3.1 PVsyst	46
3.2 Energisentral	48
3.2.1 Etablering og utvidelse	50
3.2.2 Utfordringer.....	51
3.2.3 Ytelse varmepumpe.....	55
3.3 Systemløsninger	57
3.3.1 Solfangermediet	57
3.3.2 Varmeveksler	57
3.4 Solfangeranlegget	58
3.4.1 Solfangeren.....	58
3.4.2 Energiproduksjon.....	59

3.4.3	Solinnstråling	60
3.4.4	Størrelse	61
3.4.5	Solfangertilkobling.....	62
	Rørsystem	62
3.5	Oppvarming brønnpark.....	63
3.6	Fluidodynamikk	64
3.6.1	Effektbehov	64
3.6.2	Rørtype	67
3.6.3	Ekspansjonskammer	68
3.7	Driftsituasjoner	69
3.8	Klima og miljø	72
4	Resultat	73
4.1	Varmepumpens energibruk.....	73
4.2	Forbruk og økonomi energisentral	74
4.3	Resultat solinnstråling	76
4.3.1	ABC-Blokkene	77
4.3.2	Pomona.....	78
4.4	Varmeveksler.....	79
4.4.1	ABC-blokkene	80
4.4.2	Pomona.....	82
4.5	Fluidodynamikk	84
4.5.1	Trykktap og sirkulasjonspumpe	84
4.5.2	Ekspansjonstank	88
4.6	Økonomi.....	90
4.6.1	ABC-blokkene	90
4.6.2	Pomona.....	92
4.7	Klima og miljø	94
5	Diskusjon	95
5.1	Systemløsninger.....	95
5.2	Energiforbruk.....	96
5.3	Solenergi.....	96
5.4	Oppvarming av brønner	97
5.5	Økonomi.....	100
5.6	Anbefalinger	101
6	Konklusjon.....	102
7	Bibliografi	103
8	Vedlegg.....	106
Vedlegg A: Varmeveksler.....	106	
ABC-blokkene	106	
Pomona	107	
Vedlegg B: Sirkulasjonspumper	108	
ABC-Blokkene	108	
Pomona	113	
Vedlegg C: Teknisk data for etanol-vannblandinger	116	
Vedlegg D: Sentraldrift bilder	119	

1 Innledning

1.1 Motivasjon

Denne masteren ser på mulighetene for å varme opp nedkjølte energibrønner knyttet til SiÅs sin energisentral med solenergi. Energisentralen består av en bergvarmepumpe, elkjel og oljekjel og distribuerer studenthybler med romoppvarming og varmtvann. Bergvarmepumpen henter energi fra brønnparken. Brønnparken er nedkjølt over flere år med overbelastning. Siden temperaturen i brønnparken er lav vil det bli benyttet udekkede solfangere som kan utnytte både stråling og konveksjon til å tilføre solfangermediet energi. Forslaget er å dekke takene på ABC-blokkene med solfangere som er plassert over energisentralen og se hvor mye energi som kan leveres.

Hvis dette viser seg å ha god effekt på brønnparken, foreslås det å utvide solfangeranlegget til å levere samme energien varmepumpen henter opp fra brønnparken. Da dekkes nødvendig antall tak ved studentbyen Pomona. I tillegg til produksjonen fra solfangerne vil også den omkringliggende berggrunnen, grunnvannet og løsmassene tilføre energi til brønnparken. Da vil det bli et overskudd av tilført energi og brønnparken vil få en temperaturøkning i grunnen. Ved hver grad temperaturen i grunnen øker, vil virkningsgraden til varmepumpen øke 3,5%.

En høyere temperatur i grunnen vil også gi varmepumpen enklere driftsvilkår og sannsynligvis lengre levetid. Ved å øke virkningsgraden på varmepumpen, vil det være mindre behov for oppvarming med elkjel og olje som vil redusere CO₂ utslipp. Erfaringer fra denne mastergradsoppgaven kan være nyttig for å vurdere å etablere et slikt system på andre bergvarmepumpeanlegg.

1.2 Problemstilling

I denne oppgaven skal energi som fanges opp av solfangere på takene av studentboliger i Ås, kartlegges og brukes videre til å beregne høstet energi. Solinnstrålingen ble funnet gjennom simuleringer i PVsyst og sammenlignet med meteorologiske data fra 2004 som betraktes som et normalår. PVsyst er et simuleringsverktøy for solinnstråling. I tillegg til solinnstråling vil de udekkete solfangerne motta energi i form av konveksjon, fordi temperaturen i brønnparken ofte er lavere enn omgivelsestemperaturen.

Problemstilling: Undersøke mulighetene for å varme opp SiÅs nedkjølte energibrønner med solenergi og kartlegge solfangerens energiproduksjon

Oppgaven vil belyse

- Bergvarmepumpens energiforbruk
- Innstrålt energimengde på solfangere, og solfangerens utforming
- Dimensjonering av solfangeranlegget
- Forslag for drift av anlegget
- Økonomiske aspekter

1.3 Energisentral SiÅs

Energisentralen samt brønnparken til SiÅs ligger ved studentbyen Pentagon.

Figur 1 viser oversikten over studentboliger som er knyttet til energisentralen. Den viser også plassering til Pomona og ABC-blokken der det foreslås å legge solfangere. Energisentralen forsyner disse boligene med romvarme og varmtvann. Det har blitt gjort en rekke utvidelser på energisentralen markert i Figur 1. Dette har ført til at brønnparken har blitt underdimensjonert, fordi det tas ut mer energi enn det som blitt tilført naturlig.



Figur 1: Kart over studentboligene ved Ås som er tilknyttet energisentralen (Hop, 2016). Pomona og ABC-blokkene er markert i figuren.

2 Teori

2.1 Varmeoverføring

Varmeoverføring er transport av energi gjennom temperaturdifferanse mellom ulike materie. Det er tre former for varmeoverføring stråling, konduksjon og konveksjon.

2.1.1 Stråling

Stråling er energioverføring i form av elektromagnetiske bølger. Alle legemer over det absolutte nullpunkt (-273,15 °C) sender ut stråling (Richard & Claus, 2007). Overføringen kan skje gjennom tomt rom. For at energien skal kunne absorberes må et legeme være til stede for å ta imot energien (Richard & Claus, 2007).

Varmeoverføring ved stråling er gitt ved formel (I):

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon \sigma A (T_s^4 - T_a^4) \quad (I)$$

Der \dot{Q}_{rad} er utsendt stråling, ϵ er emissiviteten, σ er Stefan-Boltzman konstant, A er det aktive kollektorarealet, T er overflatetemperaturen til legemet strålingen treffer og T_a er omgivelsestemperaturen.

Emissivitet er forholdet mellom hva et legeme og et sort legeme ville ha sendt ut av elektromagnetisk stråling ved samme temperatur. Tabell 1 viser emissiviteten til noen materialer.

Tabell 1: Forskjellige materialers emissivitet (The EngineeringToolbox, u.d.)

<i>Materiale</i>	<i>Emissivitet, ϵ</i>
Svart legeme	1
Vann	0,95
Asfalt	0,93
Betong	0,85
Støpejern	0,44
Polert messing	0,03

2.1.2 Konduksjon

Ved konduksjon overføres energi gjennom kontakt mellom atomer, molekyler og elektroner (Richard & Claus, 2007). En materie med høy energi vil overføre energi til en materie med lavere energi. Stoffer med kort avstand mellom atomer/molekyler som stoffer i fast eller flytende aggregattilstand har størst evne til å lede energi. Konduksjon blir i hovedsak utført av elektroner, dermed er metaller de beste lederne da de gir høy mobilitet av elektroner. I gasser er det derimot store avstand mellom bestanddelene og kreftene mellom dem er svake. Konduksjonens varmeoverføringsrate beskrives av Fouriers lov formel (II) (Richard & Claus, 2007):

$$\dot{Q}_{cond} = -kA_t \frac{dT}{dx} \quad (\text{II})$$

Der \dot{Q}_{cond} er varmeoverføringen ved konduksjon, k er konduktivitetskonstant, A er tvernsnittarealet normalt til x-retningen av varmefluksen og T er den absolutte temperaturen. Minustegnet indikerer at varmen overføres fra et område med høyere temperatur til et område med lavere temperatur.

2.1.3 Konveksjon

Konveksjon er varmeoverføring til eller fra et fluid i bevegelse. Det er to typer konveksjon fri og tvungen. I fri konveksjon forårsaker selve varmeflyten at det blir bevegelse. Dette betyr at varmeflyten avgjør fluidhastigheten (Twidell & Weir, 2010). Kommer fluidet i kontakt med en varm overflate absorberer fluidet varmen fra overflaten gjennom konduksjon. Som en følge reduseres fluidtettheten via volumekspansjon. Tetthetsforandringen fører til bevegelse i fluidet (Twidell & Weir, 2010). Oppvarmet fluid stiger, mens kaldere fluid synker. I tvungen konveksjon blir fluidet gjennom en ekstern påvirkning beveget over en flate. Denne eksterne påvirkningen kan være en pumpe eller en vifte. Varmeflyten i tvungen konveksjon avhenger av fluidhastigheten (Twidell & Weir, 2010).

Newtons kjølelov beskriver konveksjon over en flate ved formel(III) :

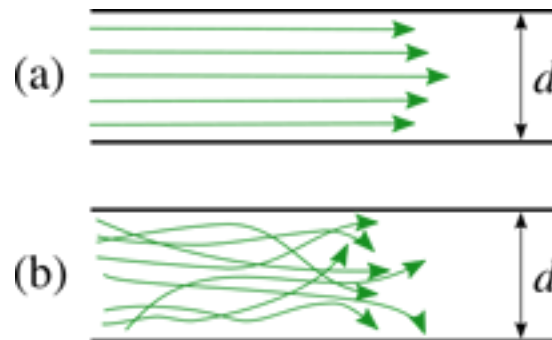
$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_f) \quad (\text{III})$$

Der \dot{Q}_{conv} er varmeoverføring i form av konveksjon, h er konveksjonskoeffisient, A er varmeoverføringarealet og T_s er temperaturen til flaten og T_f er temperaturen til fluidet.

2.2 Fluidmekanikk

2.2.1 Laminær og turbulent strømning

Det er to hovedtyper av strømning, laminær og turbulent. Figur 2 illustrerer hvordan laminær strømning og turbulent strømning beveger seg. I laminær strømning beveger all væsken seg strømformet i parallelle lag (bitjungle, 2013). Ved turbulent strømning vil væsken bevege seg i flere retninger.



Figur 2: Illustrasjon av (a) laminær strømning og (b) turbulent strømning (Københavns universitet, u.d.)

For å finne ut om en strømning er laminær eller turbulent kan Reynoldstall brukes. Ved Reynoldstall under 2300 er strømningen laminær, ved Reynoldstall mellom 2300 og 4000 er strømningen i en overgangsfase og ved tall over 4000 er strømningen turbulent (The Engineering toolbox, u.d.). Reynoldstall er definert ved formel(IV):

$$Re = \rho v D_h / \mu \quad (IV)$$

hvor Re er Reynoldstall, ρ er væskens tetthet, v er væskens gjennomsnittshastighet, D_h er hydraulisk diameter og μ er væskens kinematiske viskositet. Hydraulisk diameter for sirkulære rør er den indre diameter til røret. Tetthet og viskositet for en væske vil endre seg med temperaturen.

2.2.2 Trykktap og væskehastigheter

Massestrømmen til en væske er gitt ved formel (V):

$$\dot{m} = \rho v A_r \quad (\text{V})$$

hvor ρ er tettheten til væsken, v er væskens gjennomsnittlige strømningshastighet og A_r er tverrsnittsarealet til røret.

I en væske ved hydrostatisk likevekt beskrives trykkforskjellen mellom to punkter ved formel (VI):

$$\Delta p = \rho g H \quad (\text{VI})$$

Der g er gravitasjonskoeffisienten, ρ er tettheten til væsken og H er høydeforskjellen mellom punktene i væsken.

De største trykktapene knyttet til rørstrømning kommer fra friksjon i røret. Dette er gitt ved Darcy-Weisbach ligningen som er gjengitt i formel(VII):

$$p_f = f \frac{\rho v^2}{2} \frac{L}{D_h} \quad (\text{VII})$$

Der p_f er trykktap som følge av rørfriksjon, f er friksjonsfaktor, ρ er tettheten til fluidet, v er gjennomsnittshastigheten til fluidet, L er lengden på røret og D_h er hydraulisk diameter.

Darcy-Weisbach friksjonsfaktor f er en funksjon av Reynoldstallet og relativ ruhet. For laminær strømning hvor $Re < 2300$ kan vi se bort fra relativ ruhet og friksjonsfaktoren er funnet teoretisk ved formel(VIII):

$$f = \frac{64}{Re} \quad (\text{VIII})$$

Colebrooks empiriske formel brukes til å finne friksjonsfaktoren for turbulente strømninger med ru overflate. Colebrooks empiriske formel er vist i formel(IX):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{e}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (\text{IX})$$

Der e er ruhetsfaktor for røret og D_h er hydraulisk diameter

For Reynolds tall fra 3000 til 100 000 i glatte rør kan forenklingen i formel(X) benyttes

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (\text{X})$$

Det finnes også trykktap i rørforbindelser. Disse kalles støttap og er ofte neglisjerbare når de sammenlignes med friksjonstap i rør. Trykktapene kommer av hastighetsforandringer når væsken går over til en ny rørforbindelse. Skuldre, ventiler og muffe er eksempler på rørforbindelser. Støttap i rørforbindelser kan kalkuleres med formel (XI):

$$p_t = \xi \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (\text{XI})$$

Der p_t er støttap, ξ er en dimensjonsløs konstant for ulike rørforbindelser, ρ er tettheten til fluidet og v er gjennomsnittshastigheten til fluidet. ξ -verdiene varierer for forskjellige rørforbindelser.

2.2.3 Væskestrømmer og energi

For å beregne effekt overført til en væske kan formel (XII) brukes:

$$\dot{P}_v = \dot{m}C_p\Delta T \quad (\text{XII})$$

Der P_v er avgitt effekt til varmemediet, \dot{m} er massestrømmen til væsken, ρ er tettheten til væsken, C_p er varmekapasiteten til væsken og ΔT er temperaturendringen til mediet.

For å beregne volumstrømmen til en væske kan formel(XIII):

$$q_v = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (\text{XIII})$$

Der q_v er væskens volumstrøm og ρ er tettheten til væsken.

Hastigheten til væsken kan beregnes ved å bruke formel(XIV):

$$v = \frac{q_v}{A_r} \quad (\text{XIV})$$

hvor v er den væskens gjennomsnittlige strømningshastighet og A_r er tvernsnittarealet til røret væsken strømmer i.

2.3 Solenergi

2.3.1 Solinnstråling

Innstråling på jordoverflaten blir påvirket av forandring i utenomjordisk stråling. Dette avhenger av avstanden mellom solen og jordens samt mengde innstråling fra solen.

Distanse mellom sol-jord varierer med 1,7%, derfor er irradiansen tilnærmet konstant på utsiden av jorden (Duffie & Beckman, 2013). Solarkonstanten er innstrålingen fra solen som treffer atmosfæren utenfor jorden (Duffie & Beckman, 2013). Solarkonstanten G_s har en gjennomsnittlig irradians på rundt 1367 W/m^2 . Strålingen blir redusert gjennom atmosfæren med spredning av luft, vann i form av væske og damp, og aerosoler. I tillegg blir en del av strålingen absorbert av gasser i atmosfæren. Omtrent 30 % av solinnstrålingen blir reflektert og sendt tilbake til rommet (Chen, 2011). I tillegg blir 20 % absorbert av H_2O , støv og O_3 (Chen, 2011). Den totale energien mottatt av jordens overflate ligger på rundt 70% av det som treffer atmosfæren.

2.3.2 Air Mass

Air Mass er definert som andelen masse direkte stråling må passere i atmosfæren, i forhold til massen den passerer når solen står i senit. Air Mass er gitt ved formel(XV):

$$AM = \frac{1}{\cos\theta} \quad (\text{XV})$$

hvor θ er senit vinkel. Ved $AM=1$ står solen i senit.

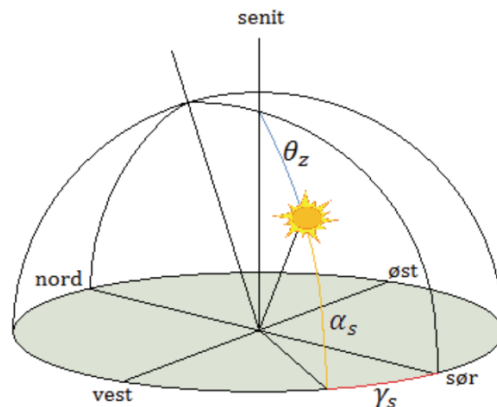
2.3.3 Geometri

Ved bruk av vinkler kan geometriske forhold mellom en flate på jordoverflaten og solinnstrålingen beskrives (Duffie & Beckman, 2013). Innstrålingen ved en lokasjon kan bestemmes ved å bruke forskjellige vinkler. En del av disse vinklene er beskrevet i figur 3.

Asimutvinkelen (γ_s) er horisontalvinkelen, hvor sør er definert som 0, øst er negativt og vest er positiv.

Senitvinkel (θ_z) er vinkelen mellom solen og senit som står vinkelrett på jordflaten

Solhøydevinkel (α_s) er vinkelen mellom horisonten og solinnstråling, komplementet til senitvinkel.



Figur 3: Et horisontalplan med senitvinkel θ_z , solhøydevinkel α_s og asimutvinkel γ_s (Romundstad, 2014)

2.3.4 Albedo

Albedo er et mål på et legeme eller flates evne til å reflektere lys (Store Norske Leksikon, 1984). Det er forholdet mellom den reflektert og innkommende strålingen. Albedo varierer med innfallsvinkel og atmosfæriske variasjoner.

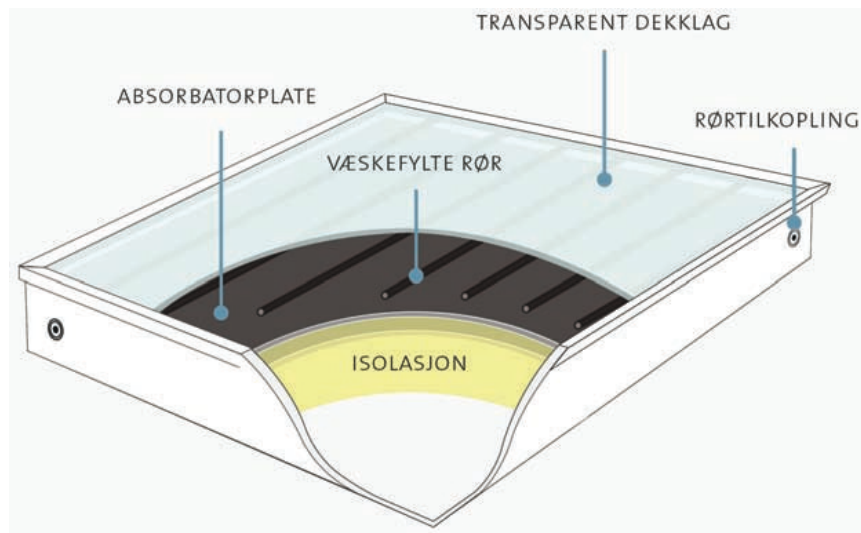
2.3.5 Solfanger

Solfangere utnytter stråling for å varme opp vann. Dette har flere bruksområder og blir blant annet anvendt til oppvarming av rom, tappevann og basseng. De to vanligste typene av solfangere er flatplatesolfanger og vakuumrørsolfanger.

2.3.5.1 Flatplatesolfanger

En flatplatesolfanger er i hovedsak satt sammen av absorbatore, dekklag og isolasjon som vist i figur 4. Den viktigste komponenten er absorbatoren som konverterer solinnstrålingen til varme. Når solinnstrålingen treffer absorbatoren blir varmen overført til vannet som sirkulerer i rørene i solfangeren. Absorbatoren er en tynn metallplate som skal absorbere mest mulig

stråling. For å oppnå dette er absorbatoren vanligvis malt i sort eller har en selektiv flate. Både en sort og en selektiv flate absorberer rundt 98% av lyset, men en selektiv flate emitterer mye mindre infrarød stråling (SINTEF Byggforsk, 2008). Dette begrenser varmetapet og gir en bedre virkningsgrad på solfangeren.



Figur 4: Oppbygningen av en flateplatesolfanger (SINTEF Byggforsk, 2008)

Dekklaget er ofte gjennomsiktig og er designet for å slippe inn kortbølget stråling fra solen, samtidig som det hindrer langbølget stråling fra å slippe ut (SINTEF Byggforsk, 2008). Dekklaget beskytter mot vind slik at absorbatoren unngår å bli nedkjølt. Glass eller plast blir ofte brukt som dekklag. Ved å bruke lavemittende belegg eller transparente isolasjonsmaterialer kan varmetapet bli betydelig redusert. Dette fører ofte til dårligere transmisjonsegenskaper til dekklaget. Løsningens lønnsomhet er dermed usikker. Isolasjonens hovedrolle er å begrense solfangerens varmetap.

2.3.5.2 Udekket solfanger

En udekket solfanger er i hovedsak en flateplatesolfanger uten dekklag. En udekket solfanger består av et varmeledende materiale, ofte en sortfarget plate av metall eller plast som absorberer solstrålingen og overfører den til væsken som sirkulerer i solfangerrøret (United States Environmental Protection Agency, u.d.). Denne type solfanger er enkel og rimelig. Den

fungerer best når den kan operere ved lave temperaturer. Ved høye temperaturer er den mindre effektiv, fordi den ikke har mulighet for å holde på varmen. Udekket solfanger blir i hovedsak benyttet til å varme opp basseng på sommeren, tidlig høst og sen vår.

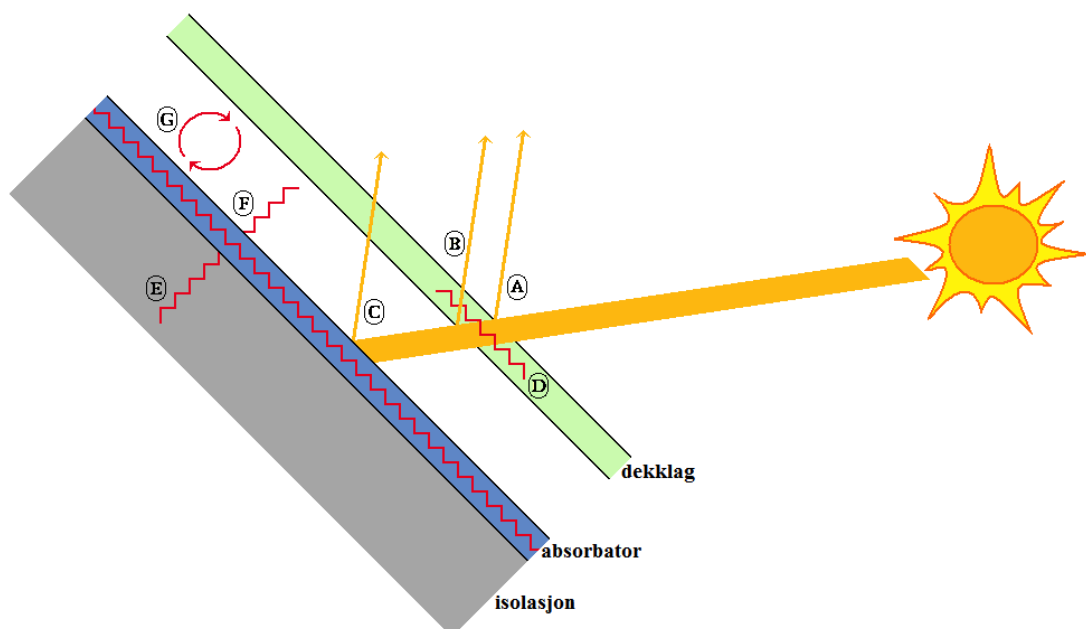
2.3.5.3 Vakuumrørsolfanger

En annen type solfanger er vakuumrørsolfangeren. For en vakuumrørsolfanger vil absorbatoren være plassert i et glassrør med vakuum (SINTEF Byggforsk, 2008). Dette vil minske varmetapet fordi vakuum har bedre varmeisoleringssevne enn luft. Dette gjør at vakuumrørsolfangerne har en høyere virkningsgrad enn flatplatesolfangeren.

Vakuumrørsolfangeren er imidlertid dyrere og har kortere levetid.

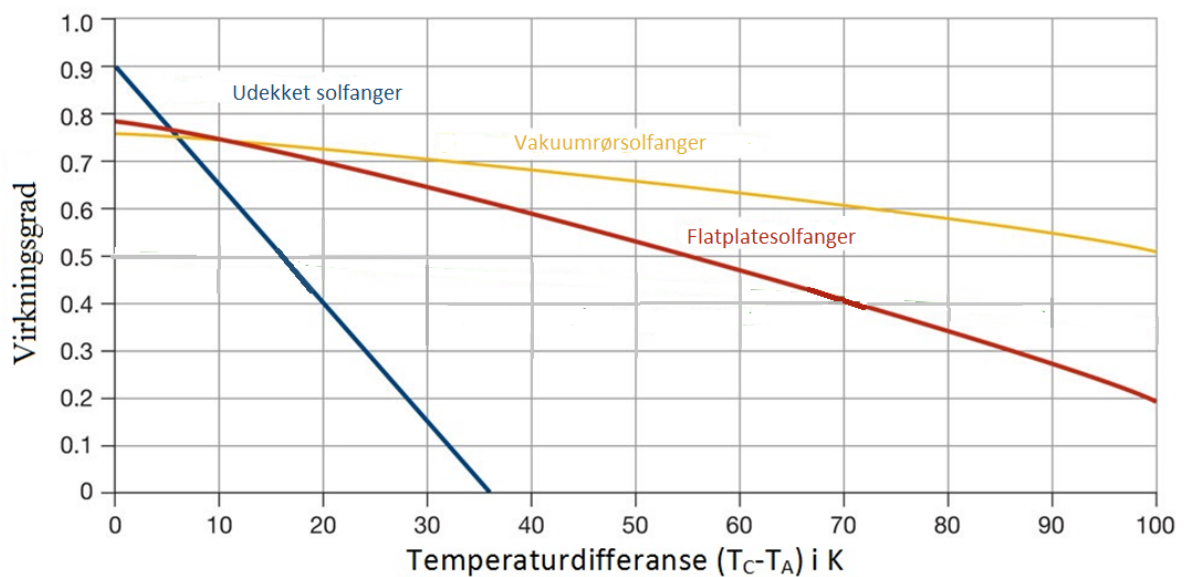
2.3.5.4 Tapsfaktorer

Figur 5 viser energitapene i en solfanger. A, B og C er optiske tap i form av refleksjonstap på oversiden og undersiden av dekklaget, og på oversiden av absorbatoren. D, E og F er termiske tap fra dekklag, isolasjonen og absorbatoren. G er tap i form av konveksjon fra vind. For å minske det termiske tapet kan det være fordelaktig å øke isolasjonen på solfangeren. Det er ønskelig å designe solfangeren slik at dekklaget transmitterer så mye som mulig av strålingen fra solen samtidig som den har lav refleksjon av stråling fra solen.



Figur 5: Optiske og termiske tap i en flatplate solfanger (Romundstad, 2014)

Figur 6 viser hvordan virkningsgraden for ulike solfangere forandres ved temperaturforskjeller mellom væsken i solfangeren og utetemperaturen. Derfor kan det ved drift av et solfangersystem være fordelaktig å prioritere høy massestrøm, fremfor høy temperatur for å begrense det termiske tapet.



Figur 6: Figur over virkningsgraden for forskjellige solfanger ved 800W/m² innstråling og temperaturforskjell, T_C er gjennomsnittstemperatur i solfanger, og T_A er omgivelsestemperatur (European solar thermal industry federation, 2006)

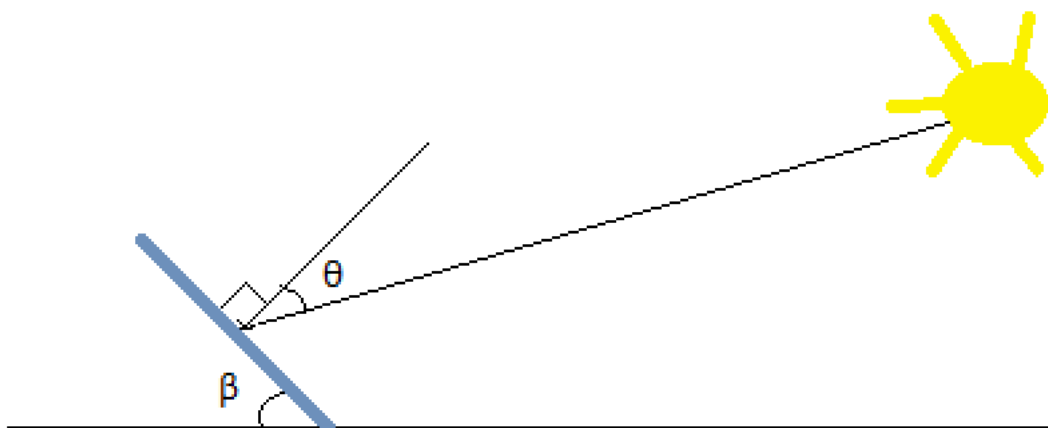
Figur 6 viser at udekket solfanger har høy virkningsgrad for lave temperaturforskjeller, men virkningsgraden reduseres fort ved stigende temperaturforskjell mellom gjennomsnittstemperaturen i solfangeren og omgivelsestemperaturen. Mangelen på dekklaget gjør at de termiske tapene blir store ved økende temperaturforskjeller. Vakuumsolfangeren har en liten reduksjon i virkningsgrad for høyere temperaturer. Dette kommer av at absorbatoren er innseglet i vakuum og derfor har lavt termisk tap. Flatplatesolfangeren ligger et sted i mellom vakuumsolfangeren og en udekket solfanger når det gjelder fall i virkningsgrad ved stigende temperaturforskjeller. Det kommer av at den har et dekklag som reduserer det termiske tapet.

2.3.5.5 Energi

Innstrålt effekt på en flate er gitt ved formel (XVI):

$$P_{inn} = GA\cos\theta \quad (\text{XVI})$$

Hvor P_{inn} er innstrålt effekt på en flate, G er innstrålingstettheten på en flate, A er flatens areal og θ er innfallsvinkelen som er vinkelen mellom solinnstrålingen og normalen til den skrå flaten, vist i Figur 7. Ved økende innfallsvinkel vil den innstrålte effekten bli redusert med faktoren $\cos\theta$.



Figur 7: Vinkler for innstråling på en skrå flate plassert på et horisontalplan. Innfallsvinkelen θ er vinkelen mellom solinnstrålingen og normalen til den skrå flaten, mens β er vinkelen mellom den skrå flaten og horisontalplanet.

Virkningsgraden til solfangeren kan beregnes ved formel (XVII):

$$\eta = \frac{P_f}{GA_a} \quad (\text{XVII})$$

Hvor η er virkningsgraden til solfangeren, P_f er avgitt effekt til solfangermediet, A_a er aktivt solfangerareal og G er innstrålingstettheten på en flate.

2.4 Geotermisk energi

Energi lagret i jordskorpen er klassifisert som geotermisk energi. Varmelageret i overflaten av jord, fjell og grunnvann betraktes som grunn geotermisk energi, som er lagret solvarme. Det utnyttes i dag til oppvarming av hus og større anlegg ved hjelp av grunne brønner og varmepumper.

Det finnes også dyp geotermisk brønn, som er varme fra jordens indre og nedbrytning av radioaktive isotoper i jordskorpen (Energi 21, u.d.).

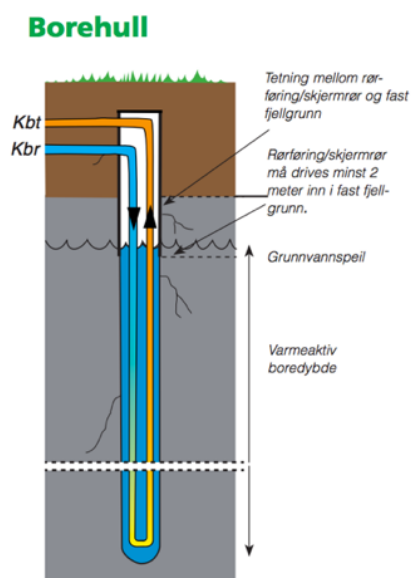
Det er vanlig å skille mellom direkte og indirekte geotermiske systemer. Ved direkte geotermiske systemer blir vann pumpet direkte opp fra en kilde, dette kan være en elv, dam eller sjø (Stene, u.d.). Varmeoverføringen skjer gjennom tvunget konveksjon. Ifølge Stene kan grunnvann bringe med forurensinger som korroderer og ødelegger systemkomponenter i et varmepumpesystem.

I et indirekte system vil varmeoverføringsmediet være en frostvæske og sirkulere i en lukket krets og hente varme fra grunnen via konduksjon og levere den til varmepumpen (Stene, u.d.). Da unngås det forurensninger i systemet og varmeoverføringsmediet kan velges fritt. Dessuten unngås det at frostvæsken fryser ved nedkjøling gjennom fordampere. Indirekte systemer blir brukt i horisontale varmevekslere i jord eller vertikale varmevekslere i fjell. I denne mastergradsoppgaven vil fokuset være på tilføring av energi til indirekte grunn geotermiske vertikale energibrønner i fjell.

2.4.2 Energibrønner

2.4.2.1 Oppbygging

Figur 9 viser oppbygging av en typisk energibrønn. På toppen av en energibrønn finnes det et lokk (Novema, u.d.). Deretter kommer det et fôringsrør som går gjennom løsmassene og minst 2 meter ned i fjellet. Fôringsrøret er ofte laget i stål og skal hindre at jorden raser sammen og ned i fjellet. Det er tettet med sement mellom fôringsrøret og berget for å forhindre innsig av overflatevann (Ahlström, 2004).



Figur 9: Skisse over et borehull (Novema, u.d.)

Aktiv brønn gjelder fra der grunnvannspeilet starter som vist i Figur 9. Her starter varmeoverføring mellom sirkulasjonsmediet og grunnvannet. Grunnvannspeilet ligger ofte 5-10 meter under bakkenivå.

2.4.2.2 Kollektoren

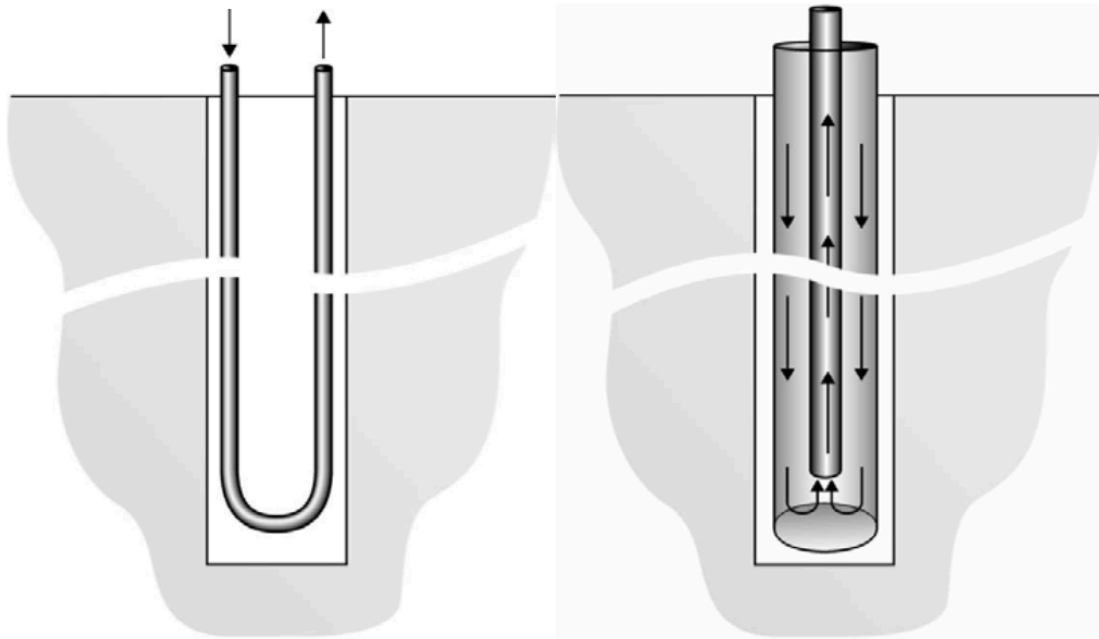
Hovedkomponenten til energibrønner er kollektoren. Den settes i borehullene hvor frostvæsken sirkulerer. I kollektoren brukes det ofte frostvæsker som varmeoverføringsfluid for å senke frysepunktet og hindre frysing av væsken. En vanlig frostvæske er en kombinasjon av vann og etanol. Ved å blande inn etanol i vann senkes frysepunktet. I kollektoren henter frostvæsken varme fra det omkringliggende grunnvannet. Lav dynamisk

viskositet for varmeoverføringsfluidet gjør at sirkulasjonspumpen bruker mindre elektrisk energi (Stober & Bucher, 2013).

For å optimalisere en kollektor er det viktig med minimal termisk motstand mot fjellet og høy termisk motstand mellom tur og retur (Helliesen, 2015). Rørene i en kollektor er ofte laget av plast, gjerne polyetylen (PE 100) som tåler et relativt høyt trykk (Stober & Bucher, 2013).

Figur 10 viser U-rør kollektor og koaksial-kollektor som er hovedtypene av kollektorer. U-rør kollektor er lukkede rørkretser bestående av plastikkør med en U-form. Kald væske strømmer inn nedover i U-rør og samler opp varme fra bakken. Den oppvarmede væsken vil når den passerer foten av U-røret begynne å strømme oppover og inn i en varmepumpe over bakken (Stober & Bucher, 2013).

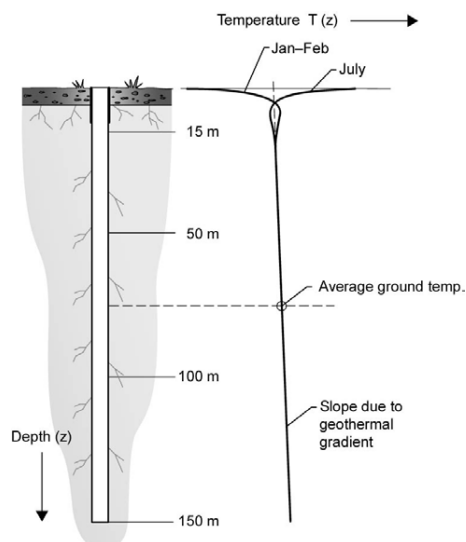
Koaksial-kollektor kan kun ha varmeoverføring i nedadgående eller oppadgående strømretning (Gehlin, 2002). Ved tilførsel eller uthenting av varme kan strømningsretningen endres. For å unngå termisk kortslutning mellom nedgående og oppadgående strømning er ofte det indre røret termisk isolert. Koaksialrøret har lavere termisk motstand mellom bergvegg og kollektorvæske enn U-rør kollektoren.



Figur 10: U-rør kollektor og koaksial-kollektor (Gehlin, 2002)

2.4.3 Temperaturutvikling i bakken

For at energibrønner skal designes på riktig måte, er det behov for gode estimater av bakketemperaturen (Gehlin, 2002). Denne øker med dybden med 0,5-3K per 100m i forhold til en geotermisk gradient som vist i figur 11. Sesongvariasjoner i omgivelsestemperaturen påvirker bare 15 meter ned i bakken, som vist i figur 11.



Figur 11: Bakkens temperaturprofil, (Gehlin, 2002)

2.4.4 Termisk responstest

I en termisk responstest måles fjellets evne til å transportere energi til frostvæsken som sirkulerer i energibrønnen (Futurum Energi AS, 2013). For å beregne hvor mange brønnparker som skal borres brukes det en termisk responstest. Uten en termisk responstest kan brønnparken bli feildimensjonert (Båsum, 2012). Det bores en testbrønn der den termiske responstesten blir gjort. Testbrønnen gjenbrukes ofte og blir en del av brønnparken (Tekniske nyheter, 2015).

I en termisk responstest blir først urørt temperaturen i bakken målt. Det gjøres ved å sirkulere væske i brønnen. Deretter tilføres det en bestemt effekt til sirkulasjonsvæsken og temperaturen registreres. En termisk responstest tar alt fra 12 – 250 timer. Den termiske responstesten er ferdig når temperaturøkningen har stabilisert seg (Brekke, 2002). Dette markerer testens slutt og varmetilførselen blir skrudd av. Avkjølingsfasen kan også testes, da måling etter at varmetilførselen er slått av, det måles helt til temperaturen er lik urørt temperaturen (Brekke, 2002).

Termisk responstest gir parametere i både berggrunn og borehullet. Borehullets vertikale temperaturprofil og termiske motstand, og fjellets termiske konduktivitet (Brekke, 2002). Ved å bore en testbrønn blir også dybde til grunnvann og avstand til fjell kartlagt (Futurum Energi AS, 2013). Det kan også gi en indikasjon på grunnvannsstrømninger i område. Disse parametrene er viktig for å dimensjonere en brønnpark riktig.

2.4.5 Termisk resistans i fjellet

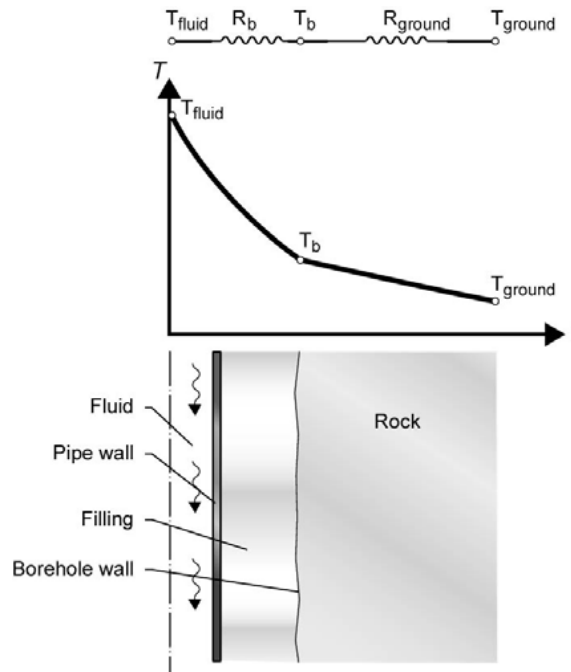
Den termiske resistansen mellom varmebærer fluidet i borehullets rør og borehullets vegger, er ifølge Gehlin en viktig parameter. Den termiske resistansen for fluidet i borehullets vegg er gitt ved formel(XVIII)(XVIII) (Gehlin, 2002):

$$R_b = \frac{T_f - T_b}{q_v} \quad (\text{XVIII})$$

Det R_b er den termiske resistansen, T_f er fluidtemperaturen i kollektoren, T_b er fluidtemperaturen i borehullets vegg, og q er den spesifikke varmeoverføringsraten.

Sammensetningen av materialer i og rundt borehullet påvirker den termiske resistansen. Temperaturforskjellen mellom varmebæringsfluidet og borehullets vegg er proporsjonalt til varmeoverføringsraten (Gehlin, 2002). Den termiske resistansen til borehullet kan ha en signifikant effekt på systemets ytelse og bør være så lav som mulig.

Fyllmaterialet i utstøpte borehull gir bedre varmeoverføring enn stillestående vann. Likevel vil varmeoverføringen fra vannfylte borehull føre til at fri konveksjon oppstår. Ved store varmeoverføringer vil dette fenomenet føre til reduksjon i borehullets termiske motstand (Hellström & Kjellsson, 1999). Den totale ytelsen påvirkes ikke bare av den termiske resistansen, men også av andre borehull. I figur 12 vises prinsippene for den termiske motstanden i et borehull.



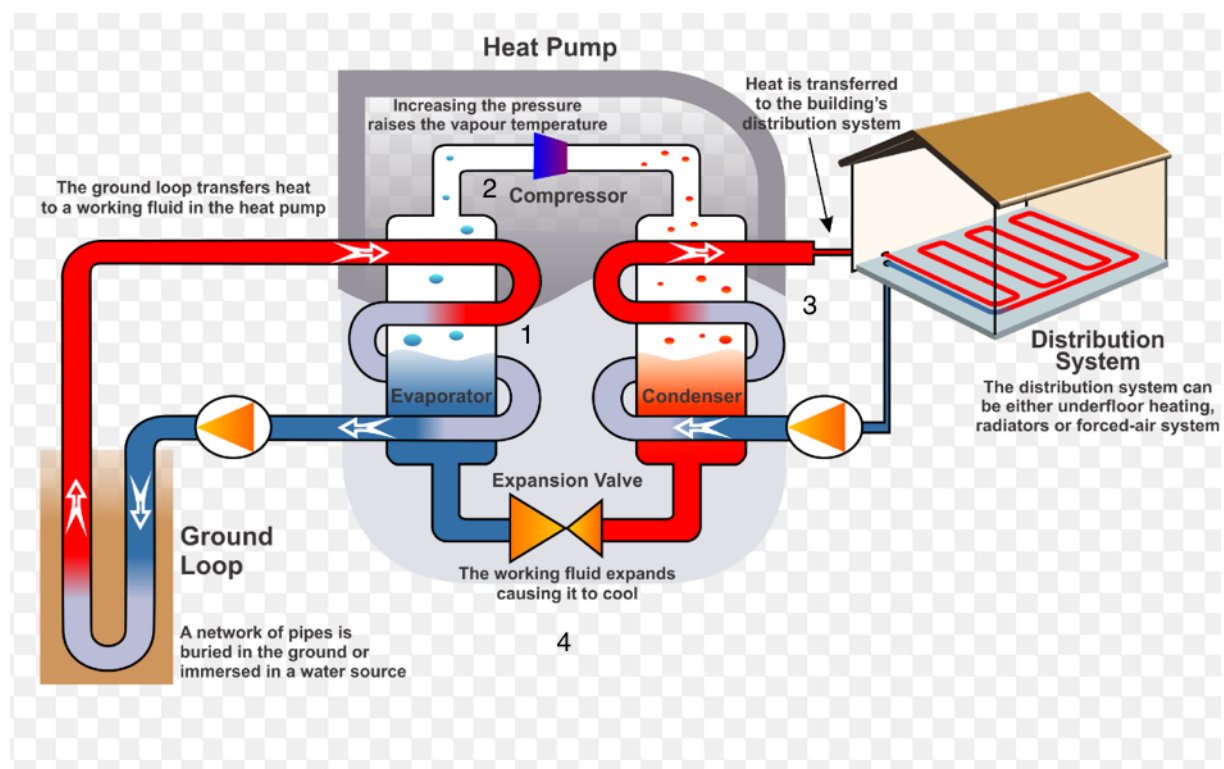
Figur 12: Borehullets termiske resistans (Gehlin, 2002).

For en U-rør kollektor, vil disse effektene være viktig ved laminær strømning eller når borehulls dybde er over 200m (Remund, 1999). Ifølge Remund vil den termiske resistansen til en energibrønn relateres både til borehullets termiske resistans og borehullets form.

2.4.6 Bergvarmepumpe

En varmepumpe henter energi fra et kaldt reservoar og overfører det til et varmt reservoar ved hjelp av mekanisk kompresjon (Sonntag & Borgnakke, 2011). De vanligste typene varmepumper er luft-til-luft varmepumpe og bergvarmepumpe. Denne masteren omhandler en bergvarmepumpe og fokuserer dermed på den.

Figur 13 illustrerer hvordan en bergvarmepumpe fungerer. En bergvarmepumpe består av to varmevekslere, en for fordamperen og en for kondensatoren. I borehullene strømmer det en frostvæske som leverer energi til arbeidsmediet i fordamperen.



Figur 13: En skisse over et bergvarmepumpesystem (Geothermal Heat-pump Association of New Zealand, 2016)

I steg 1 i Figur 13 er arbeidsmediet en kald væske med lavt trykk. Når arbeidsmediet blir tilført energi fra den sirkulerende frostvæsken fordampes den. I steg 2 går gassen gjennom en kompressor. Som et resultat av kompresjonen øker trykket og gassen blir varmet opp. Det er

kompressoren som står for det elektriske arbeidet i en varmepumpe. I steg 3 gir den varme gassen fra seg varme til væsken som sirkulerer på sekundærsiden. Som et resultat blir arbeidsmediet kjølt ned og kondenserer til væske. I steg 4 går arbeidsmediet gjennom et ekspansjonskammer, hvor trykket senkes og arbeidsmediet blir kjølt ned ytterligere.

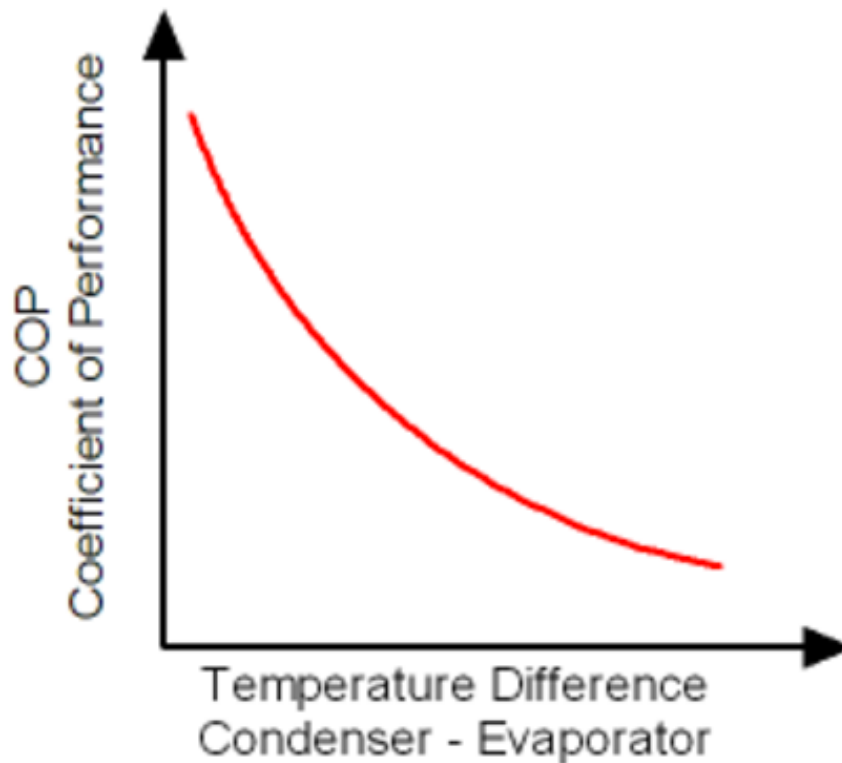
Denne termiske prosessen kan brukes til kjøling eller oppvarming. I geotermiske systemer har varmepumpene ofte reversible kretser slik at varmflyten kan gå motsatt vei (Stober & Bucher, 2013). Varmepumpene er faseovergangssystemer der varmen fra kondensasjonen av varmeoverføringsfluidet brukes til innendørs romoppvarming eller annet (Stober & Bucher, 2013).

Virkningsgraden til en varmepumpe omtales som COP som er Coefficient of Performance. Siden varmepumpen henter energi fra et lavtemperaturs reservoar i tillegg til at det blir tilført elektrisk energi vil virkningsgraden være høyere enn 1.

Virkningsgraden til en varmepumpe er gitt ved formel (XIX):

$$COP = \frac{Q_h}{W} \quad (XIX)$$

hvor COP er Coefficient of Performance, Q_h er varme fra varmepumpen og W er arbeid tilført varmepumpen. COP vil variere med inngangstemperaturforskjellen på fordampere og utgangstemperaturen på kondensatoren som vist i Figur 14 .



Figur 14: COP som en funksjon av inngangstemperatur på fordampere og utgangstemperaturen på kondensatoren (The Engineering Toolbox, u.d.)

Ved lavere temperaturforskjell mellom kondensatoren og fordampere vil varmepumpen få en høyere COP. For å få en høyere COP kan temperaturen på frostvæsken økes ved å varme opp energibrønnene. Eventuelt kan utgangstemperaturen på kondensatoren reduseres.

For hele varmepumpe systemet er seasonal performance factor (SPF) den viktigste verdien. SPF er års COP-en for all energi levert delt på elektrisk energi brukt. Mens COP-en er en øyeblikksverdi, kan SPF-en brukes til å beregne energiforbruket til varmepumpen. SPF-en avhenger hovedsakelig av hvordan varmepumpen styres og den klimatiske situasjonen.

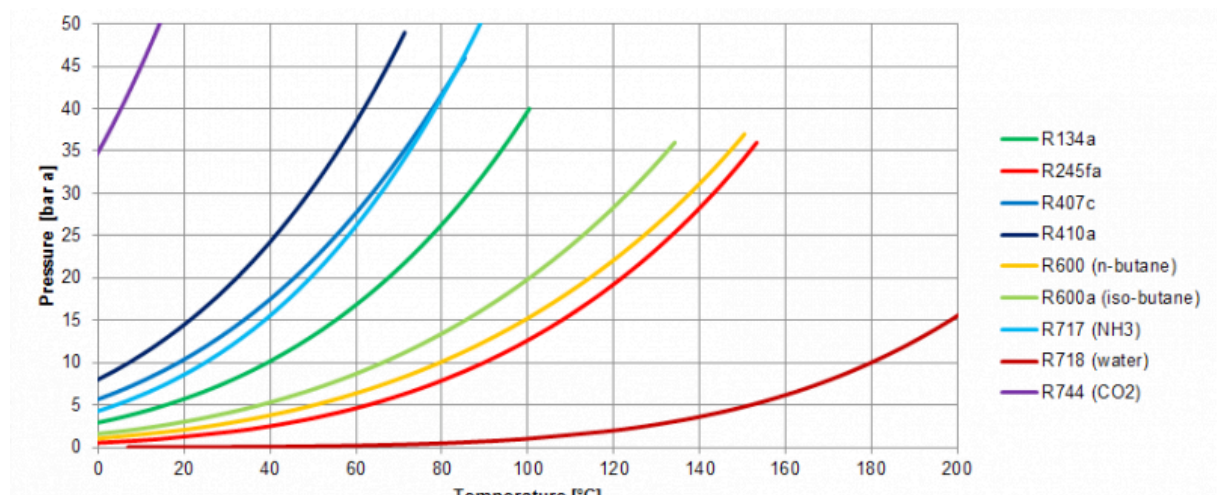
Den store fordelen med bergvarmepumpe kontra luft-til-luft varmepumpe er den stabile temperaturen i bakken. Temperaturen i bakken på Østlandet ligger på rundt 7 °C hele året, mens lufttemperaturen kan synke til -20 °C. Dette gjør at bergvarmepumpen får høyere COP på kalde dager enn en luft-til-luft varmepumpe. Bergvarmepumpen kjører jevnere, fordi temperaturen i grunnen er mer stabil.

Et problem knyttet til bergvarmepumpesystem er at brønnparken ofte er underdimensjonert. Da tas det ut mer energi fra bakken enn det som blir tilført naturlig fra omkringliggende berggrunnen, løsmasser og grunnvannet. Dette fører til synkende temperatur i bakken og lavere COP og dårligere driftsvilkår for varmepumpen.

2.4.6.1 Arbeidsmediet

Det finnes en del forskjellige arbeidsmedier til varmepumpe. Disse har ulike egenskaper og brukes til forskjellige applikasjoner.

Figur 15 viser en oversikt over ulike arbeidsmedier som kan brukes i varmepumpe. De fleste syntetiske arbeidsmedier (HFC's) bidrar sterk til drivhuseffekten ved lekkasje (Industrial Heat Pumps, u.d.). Dette kan ha opptil 3000 ganger mer påvirkning på drivhuseffekten enn CO₂.



Figur 15: Forskjellige typer arbeidsmedier (Industrial Heat Pumps, u.d.)

Arbeidsmediet påvirker også COP-en på varmepumpen (Industrial Heat Pumps, u.d.). Det er også forskjellige kostnader for ulike medier og enkelte medier trenger ekstra sikkerhet og større dimensjonering. Det kan gjøre valg av arbeidsmedium utfordrende. En oversikt over de mest brukte arbeidsmediene i varmepumpe er gitt i . R134a blir hovedsakelig brukt i medium og store varmepumpe systemer (Industrial Heat Pumps, u.d.). Effektiviteten for denne er høyere enn både R407c og R410a, men lavere enn NH₃.

R407c og R410a blir mye brukt i små og medium store varmepumpe systemer, mens R717(Ammoniakk) er det beste mediet for bruk i industrielle miljø (Industrial Heat Pumps,

u.d.). Ammoniakk bidrar heller ikke til global oppvarming. Det er brennbart og giftig, men lekkasje oppdages lett på grunn av den sterke lukten.

Tabell 2: Egenskaper til de mest brukte arbeidsmediene til varmepumpe (Industrial Heat Pumps, u.d.)

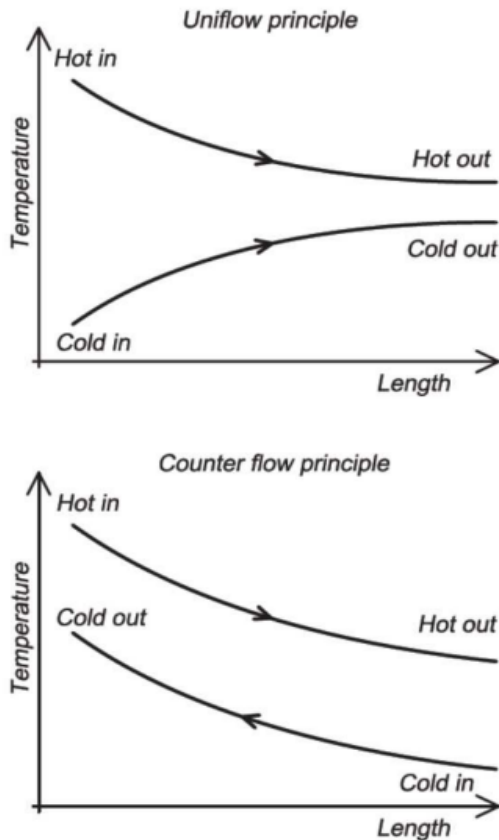
Refrigerant	Pressure at 15 °C [bar a]	Pressure at 70 °C [bar a]	Pressure ratio [bar a / bar a]	Heat of evaporation at 70 °C [kJ/kg]	Density at 15 °C [kg/m ³]
R134a	4,9	21,2	4,3	124	23,8
R407c	7,5	35,0	4,7	107	31,9
R600 (n-butaan)	1,8	8,1	4,5	307	4,5
R600a (isobutaan)	2,6	10,9	4,2	269	6,8
R717 (NH ₃)	7,3	33,1	4,5	939	5,7
R410A*	12,5	47,7	3,8	45	48,0
R744 (CO ₂)	50,9	Critical temperature is 31 °C			160,7

* Critical temperature R410A is 71 °C

2.4.7 Varveksler

En varmeveksler fungerer ved at to ulike medier utveksler varme uten å være i kontakt med hverandre. I en varmepumpe fungerer både kondensatoren og fordampere som varmevekslere (Prestegaard, 2014).

Varmeoverføringen i en varmeveksler fungerer ved at det ene mediet varmes opp og det andre kjøles ned. Motstrøms- og medstrøms varmeveksler er mye benyttet. Hvordan temperaturen på fluidene forløper seg i disse varmevekslerne er vist i Figur 16.



Figur 16: Temperaturforløp medstrøms- og motstrøms varmeveksler (Lekang, 2013)

I en medstrøms varmeveksler vil det varme og kalde fluidet strømme samme retning. Dette vil gjøre at utgangstemperaturen på fluidet på den kalde siden aldri kan bli varmere enn utgangstemperaturen på det varme fluidet som vist i Figur 16 . I en motstrøms varmeveksler vil et fluid med høy temperatur, og et fluid med lav temperatur strømme motstrøms i hver sin del av varmeveksleren. Da kan varmeveksleren avgi varme mer effektivt og utgangstemperaturen for kaldt fluid kan være høyere enn utgangstemperaturen for varmt fluid.

Formel(XX) og formel (XXI) beskriver hvor mye effekt som avgis fra det varme mediet \dot{Q}_v og hvor mye effekt som tas opp i det kalde mediet \dot{Q}_k :

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_v c_{p v} (T_{v inn} - T_{v ut}) \quad (XX)$$

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_k c_{p k} (T_{k ut} - T_{k inn}) \quad (XXI)$$

Der \dot{m} er massestrøm, c_p er spesifikk varmekapasitet, $T_{v inn} - T_{v ut}$ er reduksjonen til temperaturen i det varme mediet, $T_{k ut} - T_{k inn}$ er det kalde mediets økning i temperatur.

$\dot{Q}_v = \dot{Q}_k$ når det ikke er noe varmetap til omgivelsene. (Lekang, 2013).

Varmeoverføringsraten for varmevekslere som er motstrøms og medstrøms beskrives med formel(XXII):

$$\dot{Q}_{vv} = \frac{\Delta T_{lm}}{R_t} = UA_{vv}\Delta T_{lm} \quad (\text{XXII})$$

Der \dot{Q}_{vv} er varmeoverføringsraten til varmeveksleren, ΔT_{lm} er logaritmisk middeltemperaturdifferanse (LMTD), R_t er den totale varmeovergangsmotstanden, U er varmeovergangstallet og A_{vv} er overføringsarealet til en varmeveksler (Lekang, 2013). Logaritmisk middeltemperaturdifferanse beskrives med formel(XXIII):

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

For en medstrøms varmeveksler er ΔT_1 temperaturforskjell på det varme og kalde mediet inn i varmeveksleren og ΔT_2 temperaturforskjellen på det varme og kalde mediet ut av varmeveksleren.

For en motstrøms varmeveksler vil ΔT_1 være temperaturforskjell på det varme mediet inn i varmeveksleren og det kalde mediet ut av varmeveksleren, og ΔT_2 temperaturforskjellen på det varme mediet ut av varmeveksleren og det kalde mediet inn i varmeveksleren.

Et stort areal, høyt varmeovergangstall U og stor temperaturforskjell vil gi høy energioverføring mellom de aktuelle mediene (Lekang, 2013). Ifølge Lekang gir reduksjon i ledningsmotstand og konveksjonsmotstand stor U verdi. Ved å øke hastigheten på fluidene som strømmer gjennom varmeveksleren vil det bli turbulens og konveksjonsmotstanden reduseres. Samtidig vil trykktapet økes (Lekang, 2013).

NTU-metoden (Number of Transfer Units) benyttes for å finne varmeoverføringen og for å dimensjonere varmevekslere ut fra varmevekslerens bruksområde. Den definerer

virkningsgraden ut ifra den mengde varme som kunne blitt overført ved et uendelig stort varmeoverføringsareal, mot den varmen som faktisk overføres (Prestegaard, 2014).

Virkningsgraden er gitt ved formel (XXV):

$$\epsilon = \frac{(\dot{m}c_p)_{maks}(T_{v\ inn} - T_{v\ ut})}{(\dot{m}c_p)_{min}(T_{v\ inn} - T_{k\ inn})} \quad (XXV)$$

Der $(\dot{m}c_p)_{maks}$ er fluidet med det høyeste produktet av massestrømmen og spesifikk varmekapasitet, $(\dot{m}c_p)_{min}$ er fluidet med det laveste produkt av massestrømmen og spesifikk varmekapasitet. $T_{v\ inn}$ er inngangstemperaturen på det varme fluidet, $T_{v\ ut}$ er utgangstemperaturen på det det varme fluidet og $T_{k\ inn}$ er inngangstemperaturen på det kalde fluidet.

Høyere turbulens i fluidene i varmeveksleren vil gi bedre varmeoverføring, men vil også føre til et større trykktap over varmeveksleren. Dette fører til at sirkulasjonspumpen må levere et høyere inngangstrykk til varmeveksleren. Det spesifikke trykktapet er et forholdstall som gir trykktapet i forhold til termisk lengde (Lekang, 2013). Forholdstallet er gitt ved formel (XXVI):

$$J = \frac{dP}{\theta_t} \quad (XXVI)$$

Der J er spesifikt trykktap [mH₂O (meter vannsøyle)], ΔP er det totale trykktapet over varmeveksleren og θ_t er den termiske lengden (Lekang, 2013).

2.4.8 Kalde energibrønner

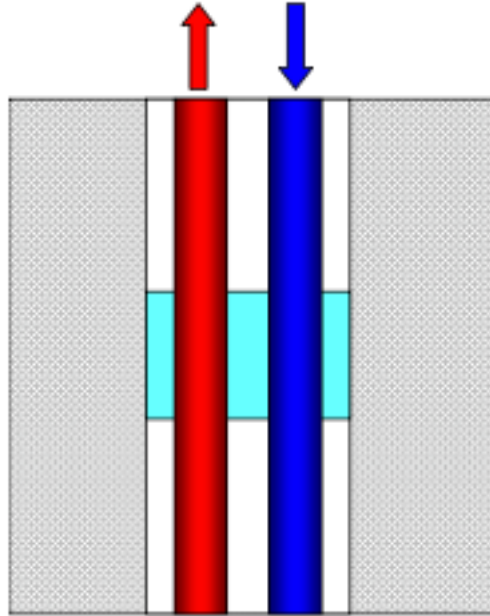
Anna-Karin Ahlström fra Luleå tekniske universitet skrev i 2004 en rapport der hun undersøkte fryste brønner og hvilke problemer det kunne skape (Ahlström, 2004).

Det oppstår som regel frost i energibrønner som følge av underdimensjonering av systemet. Ifølge rapporten til Ahlström vil 1 av 10 000 energibrønner få skader ved frysing. I disse tilfellene fører frosten til et høyt trykk som klemmer sammen rørene helt eller delvis. Frosttrykket oppstår bare om vannet blir fanget i energibrønner. Dette kan skje hvis vann blir fanget mellom to ispropper.

Når det innstengte vannet fryser gir isens utvidelse et overtrykk i vannet. Dette trykket går utover det som tåler minst, nemlig kollektorslangene som blir klemt sammen. Dette reduserer væskestrømmingen i kollektoren, noe som gir mindre varmeoverføring fra energibrønnene. I og med at det ofte er en del hulrom i fjell dermed oppstår denne type frostproblemer vanligvis i fôringsrøret.

Brønnene avleverer varme til varmpumpen som sender kaldere temperatur i retur. Dette fører til at temperaturen i energibrønnene synker. Det dannes is i toppen av energibrønner hvis returtemperaturen er under 0 °C. Med en stadig lavere temperatur dannes vanligvis isen rundt begge slangene som deretter gradvis vokser nedover fjellet. Siden volumet til den dannede isen er større enn det kalde vannet, kan dette ekspansjonsvolumet forlate brønnen. Så lenge det er en gradvis frysing og vannet ikke har noen plass å gå blir det ingen økning i trykket i borehullet. Isen som allerede har frosset gir ingen trykk på omgivelsene og kan ikke skade kollektorslangen.

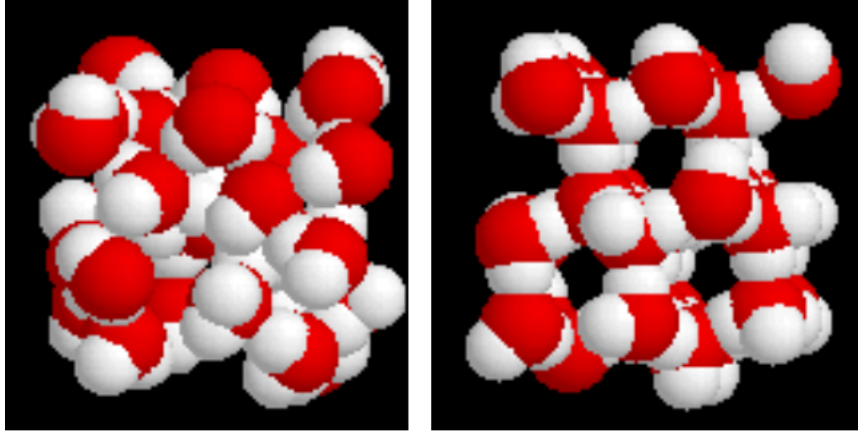
Frysingen vil ikke alltid starte fra toppen og ned. Figur 17 viser strømmingen til frostvæsken i et U-rør. Væsken strømmer ned i det blå røret, men snur i bunnen av kollektoren. Derfor vil det røde røret fryse oppover. Figur 17 viser også hvordan ispluggen kan dannes i fôringsrøret, hvor vannet ikke har noen plass å rømme.



Figur 17: Strømningen av frysevæsken i kollektoren og hvordan isplugger kan oppstå (Ahlström, 2004)

På en annen side leder is varme bedre enn vann og kan derfor være fordelaktig. Varmeledningsoverføringskoeffisienten i is er 4 ganger så stor som vann, i tillegg til at det avgis latent varme når vann fryses til is (Ahlström, 2004).

Figur 18 viser at molekylene i vann ligger tettere enn is. Dette gjør at vannet utvides når det fryses. Frysningen skjer ved underdimensjonering av anlegget. Grunnene til underdimensjonering kan være mange. Eksempelvis kan effekt og energiforbruket blitt antatt å være lavere enn det er. I tillegg kan bergets varmeledningsevne blitt antatt å være høyere enn det er. Fjell leder varme bedre enn jord og hvis det er langt ned til fjellet kan systemet bli underdimensjonert. Dessuten feilberegnes ofte den aktive brønnen, da enkelte tror aktiv brønn tilsvarer dybden på borehullet. Den aktive brønner starter ved vannspeilet.



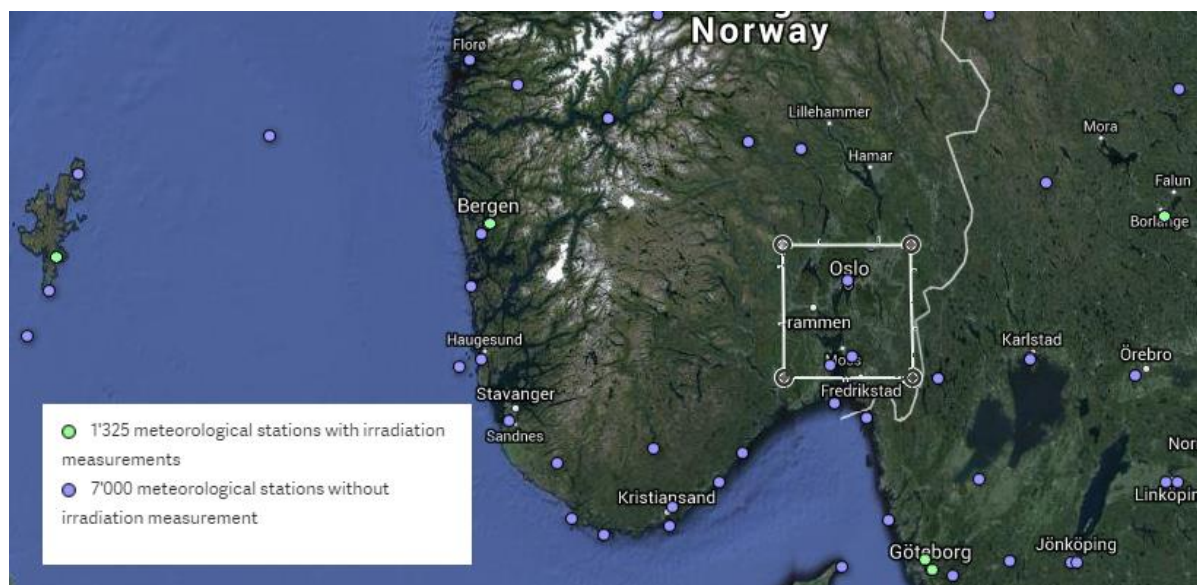
Figur 18: Molekylene i vann og is. I vann ligger molekylene tettere enn i is (Ahlström, 2004)

3 Metode

3.1 PVsyst

PVsyst er et simuleringsprogram som blir brukt for å modellere solcelleanlegg. Det kan estimere årlig produksjon av et solcelleanlegg og solinnstråling per år for en spesifikk lokasjon. PVsyst har innebygde databaser med meteorologiske data som blir brukt til beregning for årlig innstrålt energi. PVsyst er i utgangspunktet designet for solceller og har databaser med informasjon om forskjellige solcellepanel og invertere. Det er et bra verktøy for å simulere innstråling og tar hensyn til høyde, lokasjon og skyggelegging der solcellepanelet skal plasseres. Den tar også hensyn til vinkel på solcellepanelet. Ved å benytte dette kan forventet solinnstråling finnes. Dette kan brukes til å finne energiproduksjon for en solfanger hvis virkningsgrad er kjent. Det er også mulig å legge inn albedo manuelt for enkelte måneder.

PVsyst ble brukt for å finne solinnstrålingen ved Ås. PVsyst kan benytte meteorologiske data fra enten Meteororm eller NASA-SSE til simulering. Figur 19 viser de meteorologiske stasjonene Meteororm har tilgang til og arealet NASA sine satellitter dekker værdata fra.



Figur 19: De meteorologiske stasjoner Meteororm benytter er markert med blå og grønne prikker. De blå prikkene er værstasjoner uten irradiansmålinger, mens de grønne prikkene er værstasjoner med irradiansmålinger. Den hvite firkanten som omslutter Oslo og Ås er størrelsen på området NASA-SSE henter meteorologisk data for.

NASA-SSE gir meteorologiske data gjennom satellittmålinger for et areal på 111km x111 km. For været i Ås vil det bli tatt utgangspunkt i firkanten i Figur 19. Dette arealet omslutter deler

av Østlandet. Meteonorm interpolerer værdataene mellom de tre nærmeste stasjonene med irradiansmålinger. Det gjelder for Ås for Bergen, Gøteborg og Borlänge som vist i Figur 19. Siden disse værstasjonene ligger langt unna ble det valgt å benytte de meteorologiske dataene fra NASA-SSE i simuleringene. Videre ble ABC-blokkene og boligene konstruert i PVsyst med meteorologiske data fra Ås.

3.2 Energisentral

Energisentralen til SiÅs ble rehabilitert og startet opp i 2008. Det består av en væske-vann varmpumpe HYDROCIAT LW 1800BX, elektrokjele og en oljekjele som skal benyttes til romoppvarming og varmtvann. Installert kapasitet er vist i tabell 4.

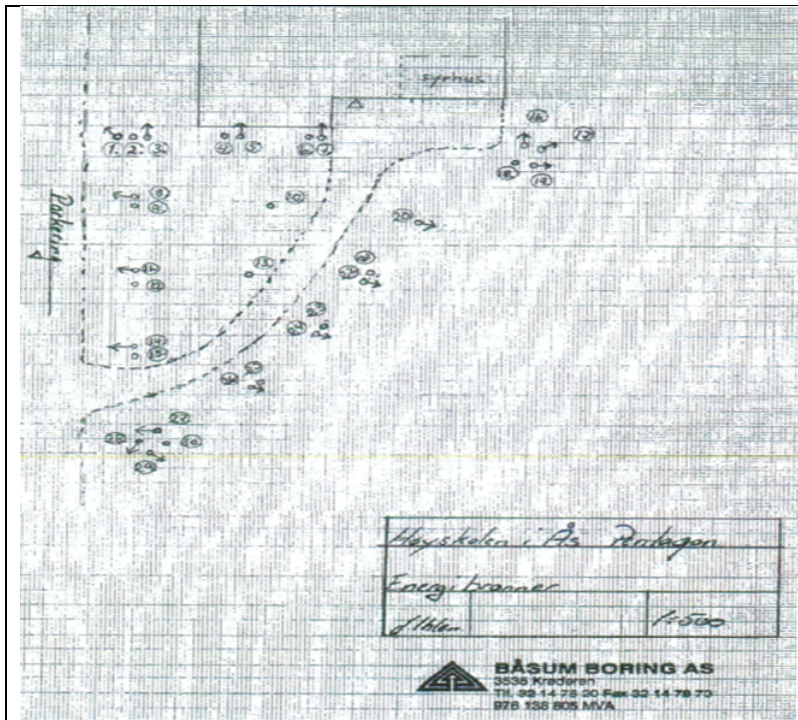
Tabell 3: Oversikt over den beskrevne effekten i rapporten om energisentralen til SiÅs (Hop, 2016)

Komponent	Antall	Effekt per komponent	Summert effekt	Kommentar
Varmepumpe	2	175 kW	350 kW	(Varmeopptak brønnpark ved 217 kW, COP =2,6)
Elektrokjele	1	375 kW	375 kW	
Oljekjele	1	800 kW	800 kW	Virkningsgrad 0,90 (De Dietrich, 2013)
Sum installert			1525 kW	

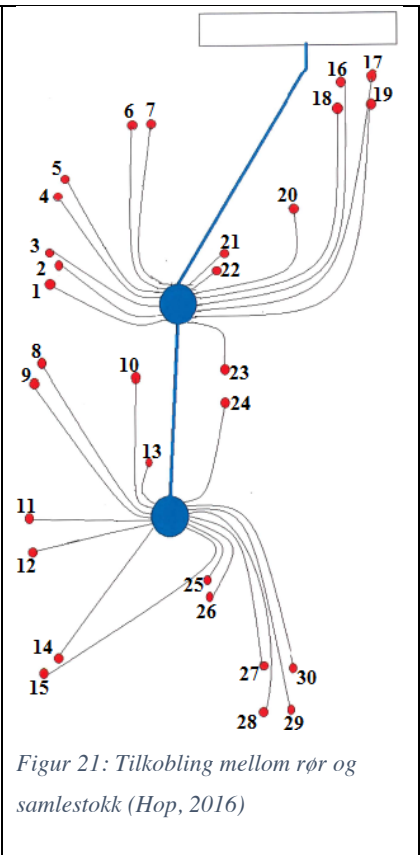
Varmepumpen henter energien sin fra en brønnpark som er plassert rett utenfor energisentralen. Brønnparken består av 30 brønner som er 200 meter dype. Diameteren på brønnene er 140 mm og det benyttes et føringsrør på Ø168 mm (Hop, 2016). U-rør kollektorene i brønnene har en diameter på 40 mm. Brønnene er fylt med frostvæsken HXI 35 som er en blanding av vann og etanol for å senke frysetemperaturen til -17 °C. Den har også en inhibitor som skal hindre at sentrale komponenter i systemet ruste. Frostvæsken henter varmen fra det stillestående grunnvannet som omringer U-rørene. I følge brønnrapportene er det 4m ned til grunnvannsspeilet. De fire øverste meterne i hver brønn regnes derfor ikke som aktiv brønn. Brønnparken er dimensjonert med et utgangspunkt at det er et varmeopptak i brønnparken på 31W/m.

Brønnene har en avstand på 7-8 meter, der de ytterste brønnene i brønnparken er skråborret med en vinkel på 10-15 ° (Hop, 2016). På grunn av den store avstanden mellom brønnene kan vil ikke brønnene påvirker hverandre termisk. Derfor kan brønnene ses på som singelbrønner. Plassering av brønnene er gitt i figur 20 og tilkoblingen mellom brønner og samlestock er vist i figur 21. Brønnene fordeles i tur- og retur samlestocker mellom

kollektoren og varmepumpen. Brønnene er fordelt i to samlekommer. Koblingsrørene mellom energibrønnene og samlestocker ligger i isolerte varerør (Ø50/90) (Hop, 2016). Fra samlekommene skal hver enkelt brønn kunne innreguleres og avstenges helt.



Figur 20: Oversiktskart over brønnene (Hop, 2016)



Figur 21: Tilkobling mellom rør og samlestock (Hop, 2016)

Det er en kjelevelgersentral som styrer kjøringen av elektrokjelen og oljekjelen. Når varmepumpen kan dekke hele energibehovet er elkjel og oljekjelen av. Elkjel blir prioritert før oljekjele, men når varmepumpen og elektrokjele ikke greier å dekke behovet starter oljekjelen.

3.2.1 Etablering og utvidelse

Etter etablering av anlegget i 2008 har det blitt foretatt en rekke utvidelser.

2008

Anlegget ble i første omgang tilkoblet deler av pentagon (Arken, Børsen, Casino, Hemsén, Grotten, Inferno og Jubili) og hele Pomona. Det var siden begynnelsen planer om å utvide anlegget etterhvert. Effektbehovet for anlegget da var beregnet til å være 900 kW.

2009

I 2009 ble Kringla, Mølla og Løa, tilknyttet energisentralen og effektbehovet økte fra 900 kW til 1380 kW

2013

I 2013 ble det gjort ytterligere en utvidelse der energisentralen ble tilkoblet de nye studentboligene Barken og Veden. Da økte effektbehovet til 1572 kW, noe som oversteg den installerte kapasiteten på 1525 kW.

2014

I 2014 ble bygningene Saga, Barken, Veden og Høvleri tilknyttet energisentralen etter. Da ble det nye effektbehovet økt til 1660 kW.

3.2.2 utfordringer

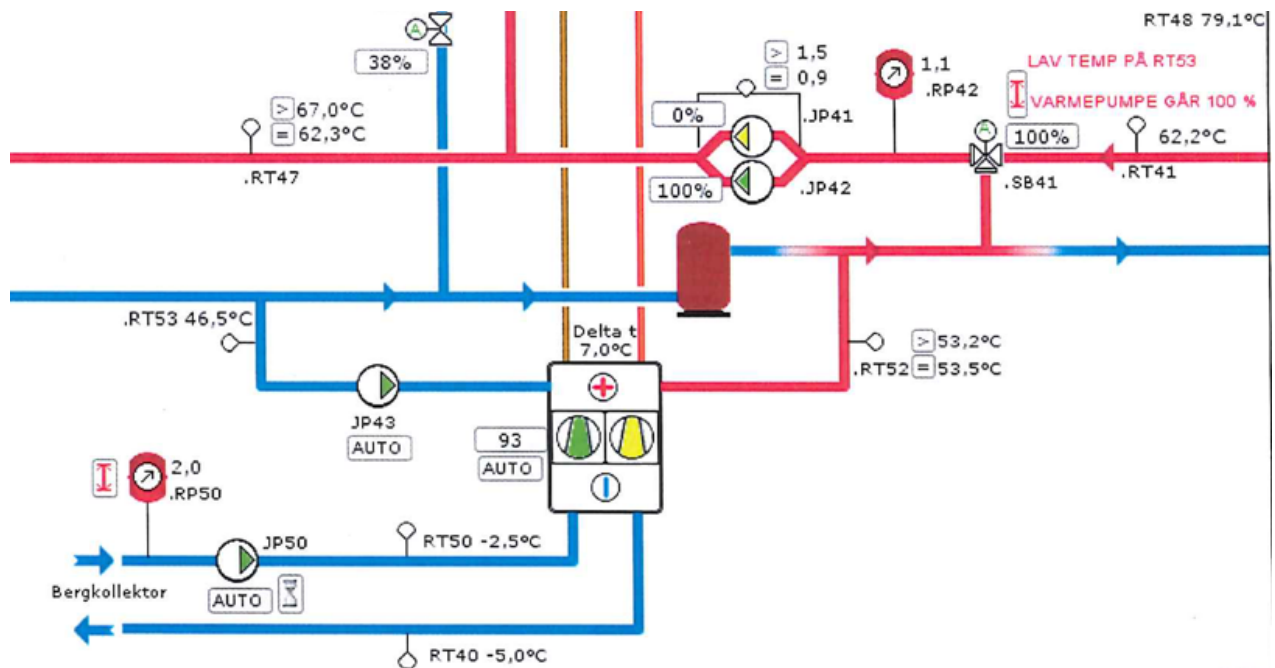
Det er en del utfordringer knyttet til brønnparken. Det hentes opp mer energi fra bakken enn det som blir tilført naturlig. Dette fører til en reduksjon i bakketemperaturen, som gir dårligere virkningsgrad for varmepumpen. For å oppnå ønsket temperatur på sekundærsiden av varmepumpe må den drives hardere. Dette er sannsynligvis med på å redusere levetiden på pumpen.

Grunnene til at brønnparken har blitt underdimensjonert kan være flere. Ifølge Hop ble brønnparken beregnet til å ha et varmeuttak på 32 W/m, men dette var basert på antall meter brønn. Med tanke på at aktiv brønn ikke starter før vannspeilet begynner må varmeuttaket være høyere for å kompensere for mindre aktiv brønndybde. I tillegg er det en brønn som har rast delvis sammen. Med å ta dette i betraktning må varmepumpen hente opp 35 W/m for å oppnå dimensjonert COP (Hop, 2016).

I tillegg kom det fram av Hops utredning at strømningsvakten er koblet feil vei i energisentralen så det er ikke mulig å overvåke hver brønn. Det kan derfor ikke kontrolleres væskegjennomstrømning i hver brønn eller hvilke brønner som er aktive. Enkelte brønner kan være satt ut av drift grunnet steinras. I samtale med Hop kom det fram at hovedsirkulasjonspumpen for sekundærsiden ikke kunne oppdrive nok turtall for å levere ønskelig effekt. Dette gjør også at varmepumpen ikke greier å opprettholde ΔT på sekundærsiden. Temperaturen på sekundærsiden er dimensjonert for 50°C/60°C, men er isteden for 45°C/50°C. Lavere ΔT på sekundærsiden gjør det vanskeligere for varmepumpen å levere ønsket effekt. Samtidig som en senking av temperaturen på sekundærsiden øker COP-en til varmepumpen, fordi temperaturløftet blir mindre fra kaldt til varm side. Dette gjør at elkjel og eventuelt oljekjel må øke temperaturen fra 50-60 grader.

Figur 22 viser et bilde av driftsituasjonen for energisentralen 1. desember 2016.

Varmepumpen er plassert i midten.




Figur 22: Sentraldrifanlegg for energisentral

Her kan det sees at frostvæsken som sirkulerer i brønnparken har minusgrader både for tur- og retur samlestocken til varmpumpen. Dette tyder på at brønnparken er nedkjølt.

Dette bildet fra sentraldrifanlegget er ett av flere øyeblikksbilder for energisentralen som viser at frostvæsken som sirkulerer i brønnparken er kald.

Eptec som er leverandør av varmepumpen har et datablad for LCIAT varmepumper (Eptec, u.d.). Figur 23 viser ytelsen til varmepumpen for energisentralen ved ulike temperaturer ut av fordampere og kondensatoren.

LW LWP	Evaporator water outlet °C	CONDENSER WATER OUTLET TEMPERATURE °C																		
		35			40			45			50			55			60			
		Pf kW	Pa kW	Pc kW	Pf kW	Pa kW	Pc kW	Pf kW	Pa kW	Pc kW	Pf kW	Pa kW	Pc kW	Pf kW	Pa kW	Pc kW	Pf kW	Pa kW	Pc kW	
1800BX 	Glycol water necessary	-8	256	88	344	244	97	341	231	109	340	216	122	338						
		-6	276	89	365	265	98	363	252	109	361	238	123	361						
		-4	298	89	387	286	99	385	273	110	383	258	124	382	243	141	384	176	141	317
		-2	320	90	410	308	100	408	294	111	405	279	125	404	262	142	404	194	142	336
		0	345	91	436	331	101	432	317	112	429	300	126	426	283	143	426	216	143	359
	Pure water	2	370	92	462	356	102	458	341	114	455	323	127	450	305	144	449	236	144	380
		5	415	95	510	399	104	503	381	116	497	363	129	492	343	146	489	269	146	415
		7	433	96	529	427	106	533	409	117	526	389	131	520	367	147	514	291	148	439
		10	489	99	588	471	108	579	452	120	572	430	133	563	406	149	555	329	151	480
		12	521	100	621	503	110	613	482	122	604	459	135	594	435	151	586	356	154	510
		15	570	103	673	553	113	666	529	124	653	505	138	643	478	154	632	400	157	557

Figur 23: Ytelse varmepumpe energisentral (LCIAT 1800BX) (Eptec, u.d.)

Vedlegg D inneholder øyeblikksbilder fra energisentralen. Ved å bruke utgangstemperaturen på fordampere og kondensatoren og levert effekt P_c og elektrisk effekt P_a fra dataene i Figur 23 kommer COP frem for hver driftssituasjon. Tabell 4 viser relevante temperaturer og beregnet COP for de ulike tidspunktene.

Tabell 4: Temperaturer og COP for øyeblikksbilder av energisentralen

Dato	28.10.2016	07.11.2016	15.11.2016	01.12.2016
T_{ute} [°C]	-2,9	-6,6	-5,3	-0,6
$T_{fordamper}$ [°C]	-1,8/-4,4	-2,4/-4,9	-1,4/-3,4	-2,5/-5
$T_{kondensator}$ [°C]	43,7/51,2	45,7/54,3	44/49,9	46,5/53,5
$T_{ønsket}$ [°C]	54,2	55	49,6	53,2
$T_{varmtvann}$ [°C]	57,8	63,3	60,3	62,2
COP	2,8	2,6	3	2,72

T_{ute} er utetemperatur, $T_{fordamper}$ er inn- og utgangstemperatur for fordamperen, $T_{kondensator}$ er inn- og utgangstemperatur for kondensatoren, $T_{\text{ønsket}}$ er temperaturen systemet ønsker fra utgangstemperaturen på kondensatoren og $T_{\text{varmtvann}}$ er temperaturen som leveres av systemet. Temperaturstigningen fra utgangstemperaturen på fordamper og $T_{\text{varmtvann}}$ blir varmet opp av elkjel eller oljekjel. I flere av tilfellene kan det ses at varmpumpen sliter med å levere ønsket temperaturen. Dette gjør at varmpumpen ofte kjører på full effekt som fører til slitasje på varmpumpen. Når varmpumpen ikke greier å levere ønsket temperatur må elkjel kompensere for dette ved å løfte temperaturen de ekstra gradene som varmpumpen ikke greier. Varmepumpen er dimensjonert for en COP på 2,7 for varmeveksler med fordampertemperaturer $+3/-1^{\circ}\text{C}$ og kondensatortemperaturer på $50/55^{\circ}\text{C}$. Selv om inn- og utgangstemperaturen på fordamperen er lavere enn det varmpumpen er dimensjonert etter holder COP seg høy. Dette skyldes at inn- og utgangstemperaturen til kondensatorsiden reduseres som en følge av kaldere energibrønner. Lavere utgangstemperatur på kondensatoren gjør at elkjel og oljekjel må kompensere ved å bruke mer energi.

Temperaturene i brønnparken tyder på at grunnvannet som omringer energibrønnene har fryst. Fryste brønner kan føre til at kollektorslanger blir klemt sammen helt eller delvis (Ahlström, 2004). Dette kan begrense massestrømmen gjennom brønnene. Dette skjer når grunnvannet fryser og det dannes en isplugg mellom kollektoren og fôringsrøret som vist i Figur 17. Vann utvider seg ved frysing og siden fôringsrøret er laget i stål og kollektorslangen av plast går utvidelsen av vann når det fryser til is utover kollektorslangen. Ifølge Ahlström oppstår dette problemet kun for 1 av 10 000 energibrønner. Det er derfor lite sannsynlig at kollektorslangene er ødelagt i brønnparken for dette anlegget.

3.2.3 Ytelse varmepumpe

For å se på ytelsen til varmepumpen ble det sett på tilført elektrisk energi og levert energi for årene 2012-2016. Dette gjort ved å bruke Hafslunds energiforbruk for varmepumpen og data for levert effekt fra energimåler på varmepumpen. For å finne energien som ble hentet opp fra brønnparken ble elektrisk energi trukket fra levert energi.

Ved å bruke disse dataene kunne også SPF (seasonal performance factor) for varmepumpen beregnes ved formel (XIX).

Et annet aspekt ved varmepumpen er systemvirkningsgraden. Denne tar med sirkulasjonspumpene som elektrisk arbeid i virkningsgraden for varmepumpen, fordi de er i drift når varmepumpen er i drift.

Systemet for energisentralen er designet slik at anlegget ikke er i gang når utetemperaturen er høyere enn 14°C. Dette er fordi det er mindre lønnsomt å kjøre systemet når det ikke er behov for romoppvarming i og med at det krever at alle sirkulasjonspumpene er i drift. Dataene fra SiÅs viser at anlegget ikke er i drift i sommermånedene og stort sett ubrukt i mai og september. Når anlegget ikke er i drift blir varmtvannet varmet opp lokalt i studentboligene.

Enkelte av sirkulasjonspumpene kjører på et fast turtall, det vil si at de forbruker like mye effekt hele tiden. De fleste pumpene er turtallsregulerte som gjør at pumpene kan kjøre på forskjellige effekt ut i fra varmebehovet. Likevel mente Runar Thon at alle pumpene kjørte på tilnærmet full effekt da varmepumpen stort sett går for fullt når den driftes. Det ble da bestemt at det skal antas at alle pumpene bruker maks effekt i den perioden varmepumpen er i drift. Det er i alt 16 sirkulasjonspumper som vist i tabell 5. Tabellen viser oversikt over maksimaleffekten til alle pumpene og om de er tvilling pumper. Tvilling pumper skifter på å kjøre, men er aldri i drift samtidig. Da kan den ene være i drift, hvis den andre har behov for service eller er ute av drift. Effektene til disse pumpene ble funnet ved å gå gjennom sirkulasjonspumpe i energisentralen.

Tabell 5: Oversikt over sirkulasjonspumpene i energisentralen til SiÅs

PUMPENAVN	TVILLING PUMPE	MAKSIMAL EFFEKT[W]
JP41/42	Ja	1100
JP43	Nei	1300
JP45	Nei	550
JP46/47	Ja	550
JP49	Nei	607
JP50	Nei	7500
JP51	Nei	750
JP70	Nei	250
JP71	Nei	160
JP72/73	Ja	250
JP74	Nei	190
JP75/76	Ja	1111
SUM		14318

3.3 Systemløsninger

3.3.1 Solfangermediet

Sammen med Wilhelm Huus-Hansen ble det diskutert hvordan solfangerne skulle integreres i energisentralen for å varme opp brønnparken. Valget stod mellom å varme opp frostvæsken i brønnparken HX35 direkte gjennom solfangeren eller å varme den opp gjennom en varmeveksler. Det ble besluttet å bruke en varmeveksler for å gjøre det enklere å ha solfangeren og varmepumpen i drift samtidig. I tillegg var det ønskelig å anvende et solfangermediet med lavere viskositet, for å redusere nødvendig pumpekraft. Det ble besluttet å bruke en etanol-vannblanding med 15% etanol. Dette væsken henvises videre til som HX15. Denne har et frysepunkt på $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ og slipper å fryse i kontakt med samlestokken til brønnparken som ofte har minusgrader.

3.3.2 Varmeveksler

Varmeveksleren skal være en motstrøms varmeveksler. Den er bedre på å overføre varme enn en medstrøms varmeveksler. Den ble dimensjonert ved å bruke SWEP sitt dimensjoneringsverktøy SSP for varmevekslere.

Varmeveksleren ble dimensjonert ved 80% av maksimal innstråling fra solen og en delta T på solfangermediet på 10K. 80% av maksimal innstråling ble benyttet, fordi det er så få timer med maksimal innstråling. Sirkulasjonspumpene ble også dimensjonert for 80% av maksimal innstråling. Denne situasjonen vil bli henvist til som ekstremsituasjon.

Nødvendige parametere for å dimensjonere en varmeveksler er væskene på hver side av varmeveksleren, levert effekt og tre av fire temperaturer inn og ut av varmeveksleren. Temperaturene på solfangermediet på varmeveksleren er satt til å være 12 grader inn og 2 grader ut ved ekstremsituasjonen. Ved høyere innkommende effekt enn det varmeveksleren er dimensjonert for vil temperaturstigningen på solfangermediet overstige 10K, fordi massestrømmen er begrenset av sirkulasjonspumpene. Solfangermediet vil øke i temperatur med maksimal levert effekt over lengre tid, fordi varmeveksleren ikke greier å avgi mer energi enn det den er dimensjonert for. Hvis det er maksimal solinnstråling over lang tid vil

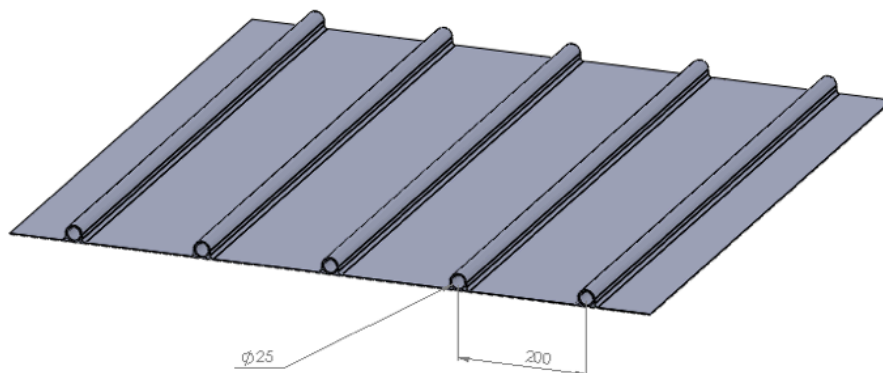
solfangermediet, fortsette å stige i temperatur. Det termiske tapet vil øke med høyere temperaturer til solfangermediet.

3.4 Solfangeranlegget

3.4.1 Solfangeren

Solfanger som skal benyttes til solfangeranlegget er utviklet av Legiotech AS. Dette er en udekket solfanger som kan anvende både stråling og konveksjon til å varme opp energimediet.

Figur 24 viser en teknisk tegning av solfangeren. Tegningen er designet i Solidworks av Amund Føyn som er overingeniør ved NMBU. Solfangeren er laget i aluminium og består av plater og har omega former der rørene skal være plassert. Mellom hvert rør skal det være en avstand på 200 mm og hvert rør skal ha en dimensjon på 22,5 mm indre rør og 25 mm ytre rør. Aluminiumplaten har en tykkelse på 6,3 mm. Solfangerplaten skal sprayes sort for å absorbere mest mulig innstråling.

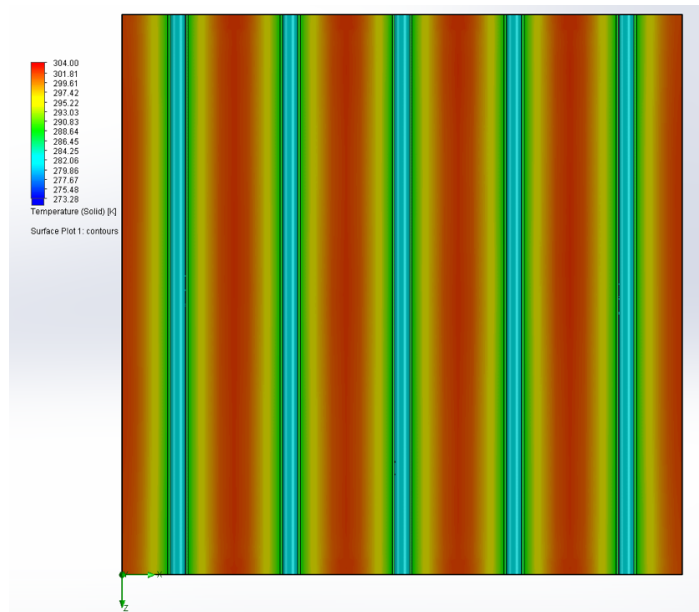


Figur 24: Teknisk tegning av Solfanger utviklet av Legiotech AS

3.4.2 Energiproduksjon

Amund Føyn har gjort simuleringer av den aktuelle solfangeren i programmet Solidworks.

Figur 25 viser varmeoverføringen fra solfangerplaten til solfangermediet som sirkulerer i rør under omega formene.



Figur 25: Simulering over varmefordeling til solfangeren

Ut i fra Figur 25 kan det sees at aluminiumsplaten ikke greier å overføre alt av varmen til solfangermediet. Ved hjelp av simuleringene i Solidworks kom Føyn frem til effekten solfangeren kunne anvende seg av per m^2 ved formel(XXVII):

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_{rad} \times 0,5 + 2,1 \frac{W}{K} \times \Delta T \quad (XXVII)$$

Hvor \dot{Q}_f er effekten levert til solfangermediet, \dot{Q}_{rad} er innstrålingen fra solen og ΔT er forskjellen mellom lufttemperaturen og energimediet inn i solfangeren. Leddet $\dot{Q}_{rad} \times 0,5$ viser strålingen solfangermediet kan få levert, mens leddet $2,1 \frac{W}{K} \times \Delta T$ viser konveksjonen solfangermediet kan få levert.

Virkningsgraden for solfangerne er definert som andel strålingen solfangermediet kan ta til seg. Dette gir en virkningsgrad for solfangeren på 50%, men solfangeren får i tillegg tilført

energi i form av konveksjon fra temperaturforskjeller mellom lufttemperaturen og solfangermediet.

Virkningsgraden for solfangeren er forholdvis lav for en udekket solfanger. Ved høy innstråling vil varmeoverføringen fra platen til rørene være på rundt 50%. For å øke denne virkningsgraden kunne tykkelsen på aluminiumsplaten økt eller avstanden mellom rørene kunne bli redusert. Dette ville økt prisen på solfangeren. Solfangeren er et kompromiss mellom økonomi og nytte.

3.4.3 Solinnstråling

Det er plassert en meteorologisk stasjon i Ås. Denne logger blant annet lufttemperatur og solinnstråling for hver time i løpet av året. Signe Kroken som er ansatt overingeniør ved NMBU er ansvarlig for databasene knyttet til den meteorologiske stasjon ved Ås og kunne opplyse at 2004 kunne anses som et normalår for været på Ås. Ved å benytte innstråling og temperaturdataene for hver time for disse årene kom Amund Føyn frem til forventet energiproduksjon for solfangerne ved å benytte formel(XXVII). Amund Føyn tok utgangspunkt i at solfangerne kun er i drift når temperaturen er over 5 °C og fjernet timene der det var kaldere. For å finne bidraget fra konveksjon ble inngangstemperaturen på solfangermediet satt til 0 °C. Denne temperaturen vil variere utifra temperaturen inn på varmeveksleren fra brønnparken. Temperaturen på brønnparken vil endre seg basert på om varmepumpen er av eller ikke.

Fra dataene var det 1500 timer med solinnstråling og 5000 timer med temperaturer over 5°C. Dette gjør at driftstiden øker fra 1500 timer til 5000 timer for denne solfangeren, kontra en flatplatesolfanger som bare er i drift når det er solinnstråling. Solfangeren kunne hente ut 530W/m² per år. Av disse kommer 400W/m² fra innstrålingen og 130W/m² fra konveksjon.

Solinnstrålingen fra de meteorologiske dataene blir sammenlignet med innstrålingsdata mottatt fra PVsyst i resultatet.

3.4.4 Størrelse

Dimensjoneringen av solfangeranlegget er tenkt å gjøres i to faser. I første omgang foreslås det å dekke ABC-blokkene med solfangerne for å se hvordan brønnparken blir påvirket ved tilførsel av energi fra solfangerne.

Hvis dette viser seg å fungere bra foreslås det at solfangeranlegget utvides til å dekke energien som blir levert fra brønnparken. Ved utvidelse vil nødvendig antall boliger ved studentområde Pomona dekkes av solfangerne. Ved å levere samme mengde energi med solfangerne som hentes opp av brønnparken hvert år vil det bli levert et overskudd av energi til brønnparken siden det tilføres energi naturlig fra omkringliggende berggrunn, grunnvann og løsmasse.

Solfangerne er modulbasert og kan kobles sammen. Derfor kan solfangerne tilpasses hvert tak. Det vil ligge et PE lag på bunnen av taket som skal beskytte taket mot hull og merker. Solfangerne vil legges flatt på taket, fordi det vil hindre skygning fra solfangerne og se mer estetisk ut. For å finne tilgjengelig solfangerareal for ABC-blokkene og hvert tak på Pomona ble kartet på gulesider benyttet. Gulesider kan måle areal og det ble lagt firkanter på taket utenom hindringene. Figur 27 og Figur 27 viser tilgjengelig areal for ABC-blokkene og Pomona.



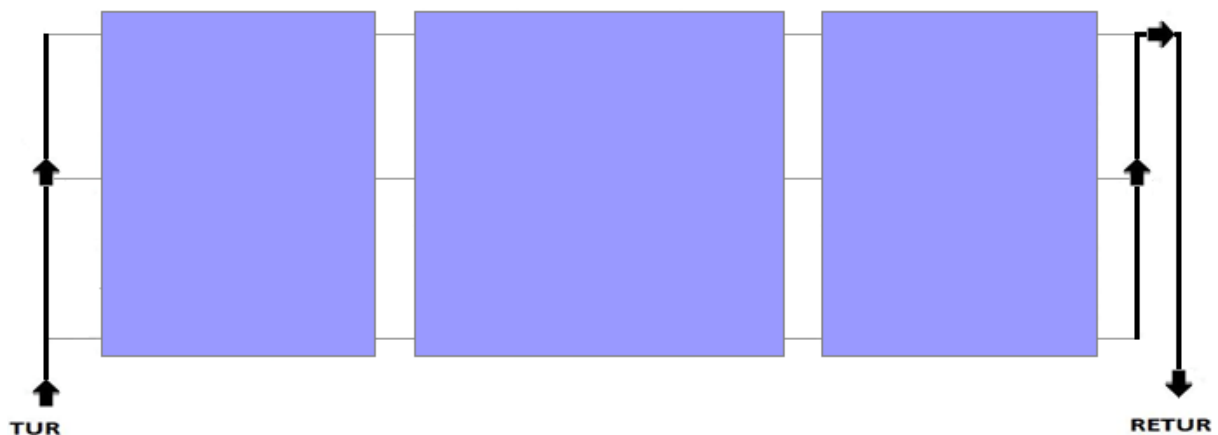
Figur 26: Tilgjengelig solfangerareal for ABC-blokkene



Figur 27: Areal over solfangerne ved hvert tak på Pomona. Totalt areal 168m²

3.4.5 Solfangertilkobling

Rørene i og mellom solfangerne vil være koblet i et vendt-retur system som vist i Figur 28.



Figur 28: Vendt retur system for solfangerne

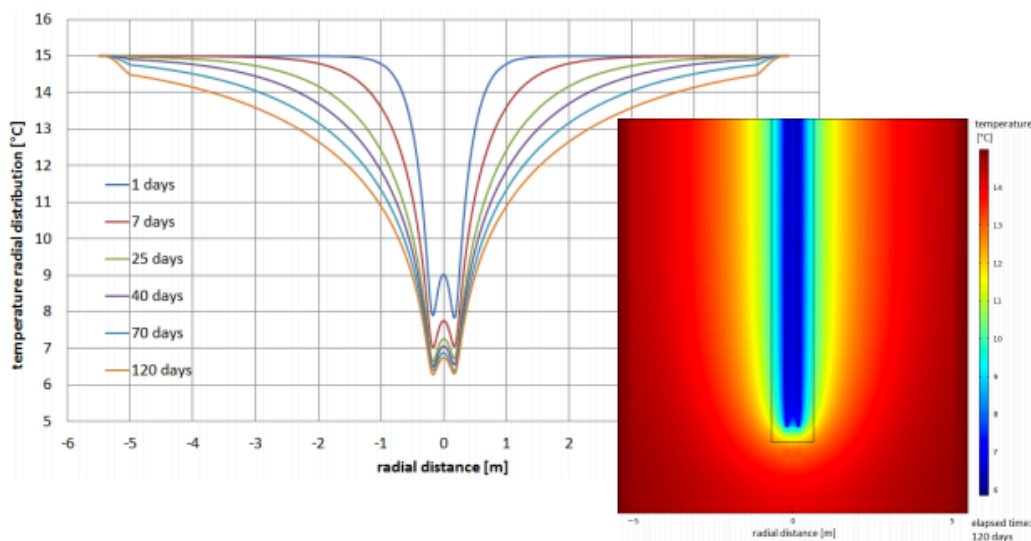
I et slikt system vil raden med kortest turrør, få lengst returrør. Dette sørger for at hver rad får lik rørlengde som gir tilnærmet likt trykktap i hver rad. Ved å bruke et vendt-retur system vil det heller ikke være behov for manuell innregulering og balanseventiler, fordi anlegget balanseres naturlig.

Hvert av rørene i solfangeren på taket vil bli koblet til en tur og retur samlestokk fra taket. Ved ABC-blokkene vil samlestokken fra takene gå inn til energisentralen og kobles i en samlestokk som går inn i varmeveksleren.

Ved Pomona er avstanden til energisentralen lengre. Her vil det være graves ned en samlestock for solfangerne koblet i et vendt-retur system.

3.5 Oppvarming brønnpark

Det antas at all energi som blir tilført brønnparken av solfangerne kan benyttes av varmepumpen, fordi det er så kjølig i samlestocken på primærsiden av varmepumpen. Figur 29 viser en simulering av temperaturprofilen i et borehull etter 120 dager drift av en bergvarmepumpe. Bakken er kaldest ved brønnveggen og temperaturen i grunnen øker utover.



Figur 29: Radiell temperaturutvikling i grunnen etter 120 dager (Conti & Testi, 2012)

Ved høyere tilførsel av energi enn det som blir tatt opp fra brønnparken vil det bli en oppvarming. Da vil temperaturen ved sentrum av energibrønnen stige. Besparelsen ved å tilføre energi vil ikke kunne merkes umiddelbart for økonomien på energisentralen. Energien som tilføres bakken vil ligge lagret til å tas opp senere. Derfor blir det gjort en forenkling om at hver kWh som produseres kan benyttes av varmepumpen. Dette blir brukt videre i økonomiske beregninger for systemet.

3.6 Fluidodynamikk

3.6.1 Effektbehov

Solfangermediet vil sirkulere i solfangeranlegget og motta energi fra solen og levere energi til frostvæsken gjennom varmeveksleren. Tetthet, viskositet og varmekapasitet vil endres når et medie får tilført energi. Dette påvirker mediets strømmingsegenskaper. Sirkulasjonspumpene velges basert på trykktapene i rørene og varmeveksleren ved ekstremisituasjonen. Det er sirkulasjonspumper for hvert av takene som blir benyttet, for samlestocken til solfangerne og for samlestocken til brønnparken for begge anleggene. Hovedgrunnen for dette er at takene ligger ulikt i terrenget og at det derfor vil være en høydeforskjell. I tillegg kan det være ulik skyggelegging for de ulike takene.

Sirkulasjonspumpene vil bli styrt av en sensor som måler solinnstrålingen og temperatur, og bestemmer masseflyten etter det. Sirkulasjonspumpene skal sirkulære væske ved forskjellige innstrålinger og når det bare blir levert konveksjon. Det er derfor et stort spenn i massestrømmen i solfangeranlegget avhengig av energien som blir levert til solfangermediet. Derfor ble det besluttet å bruke to turtallsregulerte sirkulasjonspumper med flere effekttrinn i parallell for hvert område det skal brukes pumper. Hvert effekttrinn representerer en effekt for pumpen og gir forskjellige massestrømmer. Ved å koble sirkulasjonspumpene i parallell blir det flere effekttrinn for pumpen og det blir lettere å regulere volumstrømmen ut i fra energi levert til solfangermediet.

Tabell 6 viser en oversikt over rørdimensjoner for systemet. Dimensjonene på røret har mye å si for trykktap. Ved høy hastighet i rørene vil trykktapet øke. Ved å velge større dimensjoner på rørene vil trykktapet og nødvendig pumpekraft reduseres. Det ble gjort beregninger på trykktap ved ulike dimensjoner og dimensjonene i Tabell 6 ble valgt.

Tabell 6: Dimensjoner av rør i systemet

	ABC-blokkene	Pomona
Solfangerrør	Ø21,4/25 mm	Ø21,4/25 mm
Samlestokk tak	Ø45/50 mm	Ø45/50 mm
Samlestokk solfanger	Ø57,4/70 mm	Ø90/110 mm
Samlestokk brønnpark	Ø57,4/70 mm	Ø57,4/70 mm

Beregninger av trykktapet for hvert av solfangeranleggene ble gjort ved å bruke ekstremstiasjonen der det er størst trykktap. Viskositet, varmekapasitet og tetthet for både solfangermediet og frostvæsken for ekstremstiasjonen er gitt for gjennomsnittstemperaturen fra dimensjoneringen av varmeveksleren ved ekstremstiasjonen. Dimensjoneringen av varmeveksleren ga også massestrøm på samlestokken til brønnpark.

Figurene i vedlegg C, Figur C 1, Figur C 2 og Figur C 3 viser dynamisk viskositet, spesifikk varmekapasitet og tetthet for ulike etanol-vann blandinger. Figurene viser at alle disse egenskapene er relativt lineære for temperaturene fra -2°C til 15°C som er temperaturer varmeveksleren opererer med. Derfor er det et godt anslag å bruke egenskapene til væskene ved middeltemperaturen for trykktapsberegninger.

Disse ble benyttet sammen med rørdimensjonene og rørlengdene for å beregne trykktap ved ekstremstiasjon. Ved å sette inn væsketemperaturene på solfangersiden av varmeveksleren og væsketemperaturer opp fra brønnparken ble dataene for de ulike middeltemperaturene tilgjengelige.

Gjennomsnittlig væskehastighet i rørene ble beregnet ut i fra massestrømmen med formel(XIV). Reynoldstall ble beregnet ved formel(IV) og brukt i formel(X) for å finne friksjonskoeffisienten. Friksjonskoeffisienten og gjennomsnittshastigheten ble benytte videre for å finne friksjonstapene i rørsystemet ved formel(VII).

Trykktap ved høydeforskjell kan beregnes ved formel(VI), mens støttap kan beregnes ved formel(XI). Begge disse er i dette tilfellet små i forhold til friksjonstapet og blir sett vekk fra i trykkberegningene.

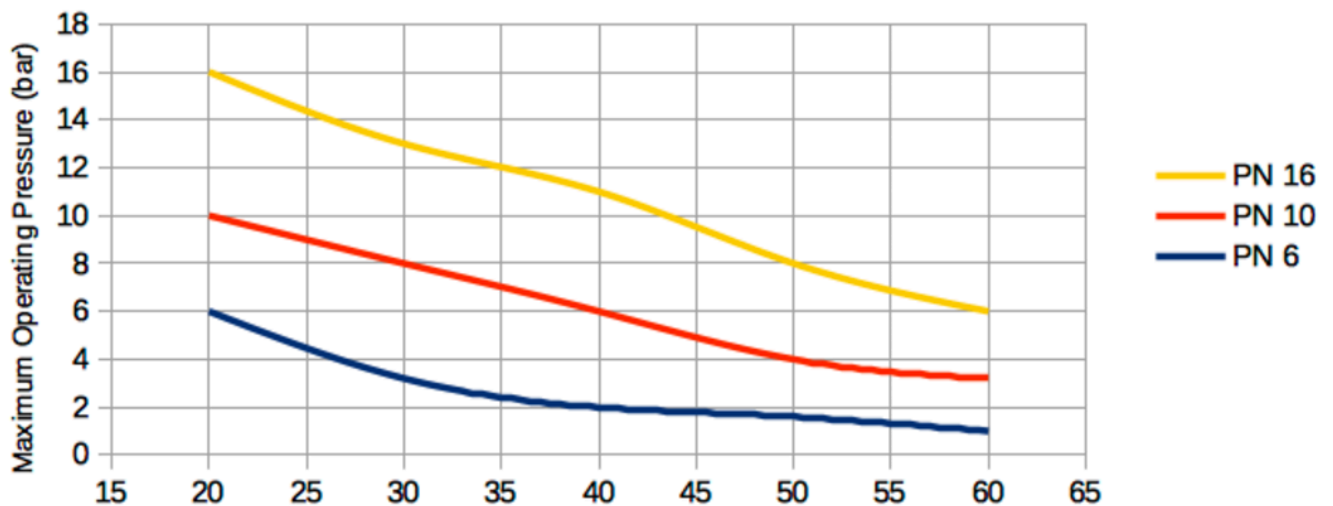
For å beregne nødvendig pumpekraft blir formel(XXVIII) benyttet:

$$P_p = q_v dp / \eta \quad (\text{XXVIII})$$

Hvor q_v er væskens volumstrøm, dp er det totale trykktapet pumpen må overkomme og η er virkningsgraden til pumpen. Virkningsgraden til moderne sirkulasjonspumper varierer ut i fra volumstrøm og trykktap. For å finne passende pumper ble trykktap og volumstrøm brukt i Grundfos sitt dimensjoneringsverktøy for sirkulasjonspumper. Her ble også medie valgt. Siden det er to sirkulasjonspumpene koblet i parallell vil hver av sirkulasjonspumpene ha samme løftehøyden som hvis det var valgt en, men nødvendig volumstrøm vil halveres for hver av sirkulasjonspumpene. Hvis nødvendig løftehøyde for eksempel er 100 kPa og volumstrømmen er 10m³/h for en Pumpe, vil hver av pumpene ha en løftehøyde på 100 kPa og en volumstrøm på 5m³/h

3.6.2 Rørtype

Det er en del aspekter som må ta hensyn til ved valg av rør. Rør kan ha forskjellig utvidelseskoeffisient, varmeledningkoeffisient, ruhet, bøyelighet, holdbarhet og pris. Til solfangere er det vanlig å benytte plastrør eller metallrør. Plastrør er lette å montere og rimeligere. Metallrør har bedre kvalitet og tåler høyere trykk og temperatur enn plastrør. I dette systemet skal solfangermediet ha lav temperatur og høy hastighet ved oppvarming for å unngå termiske tap. På grunn av dette falt valget på å benytte PE-HD (Polyetylen høy tetthet). En fordel med disse er at de utvider seg ved utvidelse av væske uten å ta skade. Solfangermediet kan fryses i rørene om vinteren uten at rørene tar skade når mediet tiner igjen (Plastic Pipe Industries, u.d.). Ved å bruke disse rørene er det derfor ikke behov for en drainback tank for å hindre frost i rørene.

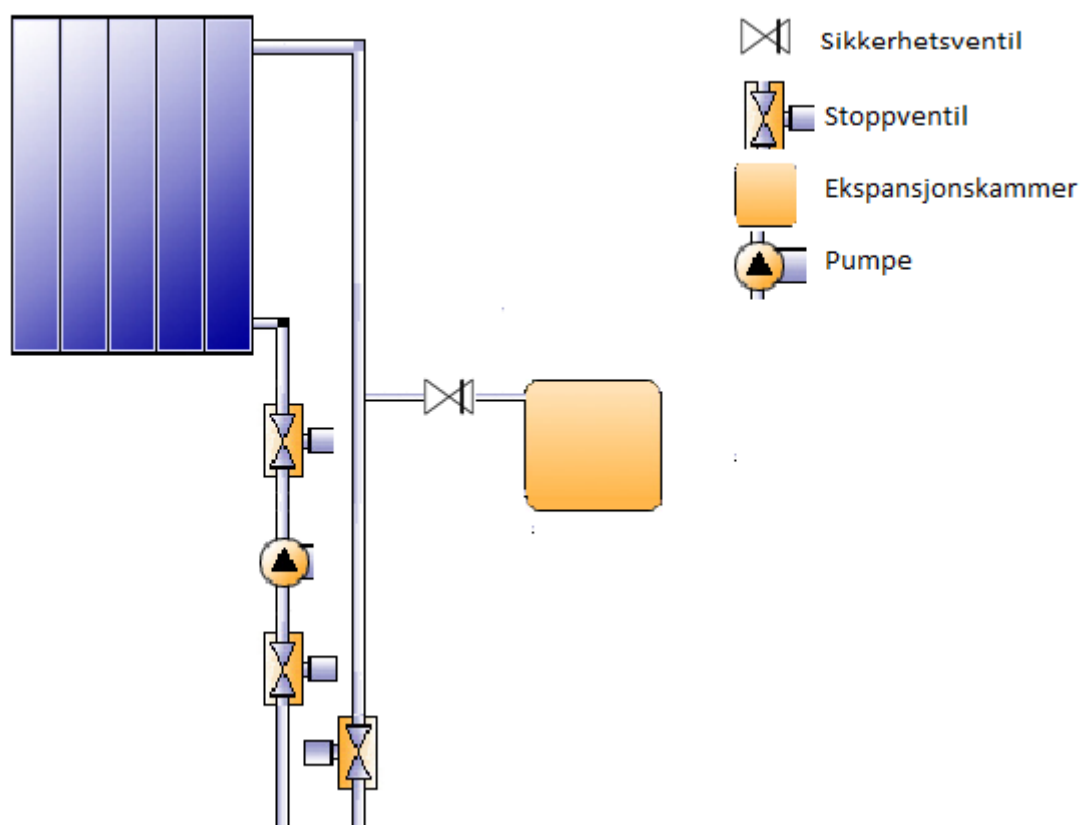


Figur 30: Temperatur og makstrykk for ulike PE-rør((The Engineering Toolbox, u.d.)

Det er viktig at det ikke temperaturen blir for høy over lengre tid for PE-rør, for da vil tillatt maksimalt trykk reduseres som vist i Figur 30. Trykk klassene for PE-rørene gjelder ved 20 °C. PN klassene nummer fortelle hvor mange bar rørene tåler ved 20 °C. Derfor er det viktig å ikke overstige 30°C over lang tid.

3.6.3 Ekspansjonskammer

For anlegget på ABC blokkene og Pomona vil det være behov for ekspansjonstanker. Når solfangermediet strømmer gjennom solfangerne blir den oppvarmet og utvides. For at rørene ikke skal påvirkes går utvidelsen av væsken inn i en ekspansjonstank. Denne er dimensjonert for en utvidelse på solfangermediet fra 0-40 °C. For å finne volumendring ble rørvolumet for hvert av solfangeranleggene beregnet og tabell over tetthet for 15% alkohol benyttet (International organisation of legal meteorology, 1973). Siden solfangerne er udekket vil temperaturen svært sjelden stige over 40 °C. Ekspansjonstankene skal være koblet til sikkerhetsventiler som blåser ut væske når trykket i røret overstiger 2,5 bar.



Figur 31: Tilkobling for hvert av takene

Takene ved ABC-blokkene og Pomona vil være koblet opp som vist i Figur 31. Det vil være stoppventiler før og etter sirkulasjonspumpene og en stoppventil etter ekspansjonskammer. Dette er for å stenge av deler av anlegget hvis det er behov for service eller lignende.

3.7 Driftssituasjoner

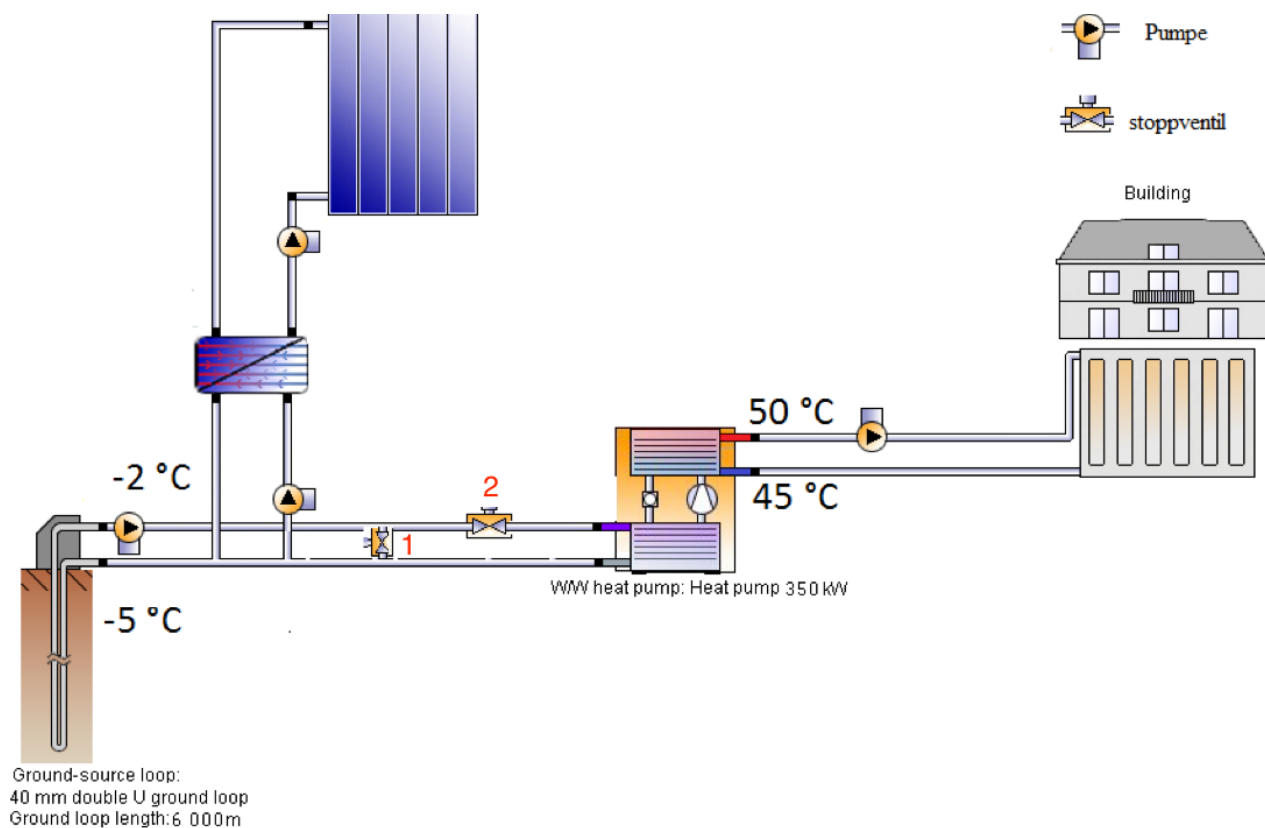
Teknisk ansvarlig for SiÅs Runar Thon oppga at energisentralen ikke var i drift om sommermånedene eller når utetemperaturen over 14 °C. Dette gir opphav til forskjellige driftstilstander for det potensielle anlegget som vist i Tabell 7.

Tabell 7: Ulike driftssituasjoner for anlegget

	Hvordan kjøres anlegget?	Når driftes anlegget	Formål
1	Varmepumpen er aktiv, solfangerne er inaktive	$T < 5^{\circ}\text{C}$	Varmepumpen henter varme fra energibrønnene
2	Varmepumpen er aktiv, solfangerne er aktive	$14^{\circ}\text{C} > T > 5^{\circ}\text{C}$	Varmepumpen henter varme fra energibrønnene, samtidig som energibrønnene blir oppvarmet av solfanger
3	Varmepumpen er inaktiv, solfangerne er aktive	$T > 14^{\circ}\text{C}$	Solfangerne varmer opp energibrønnene

Driftssituasjon 1

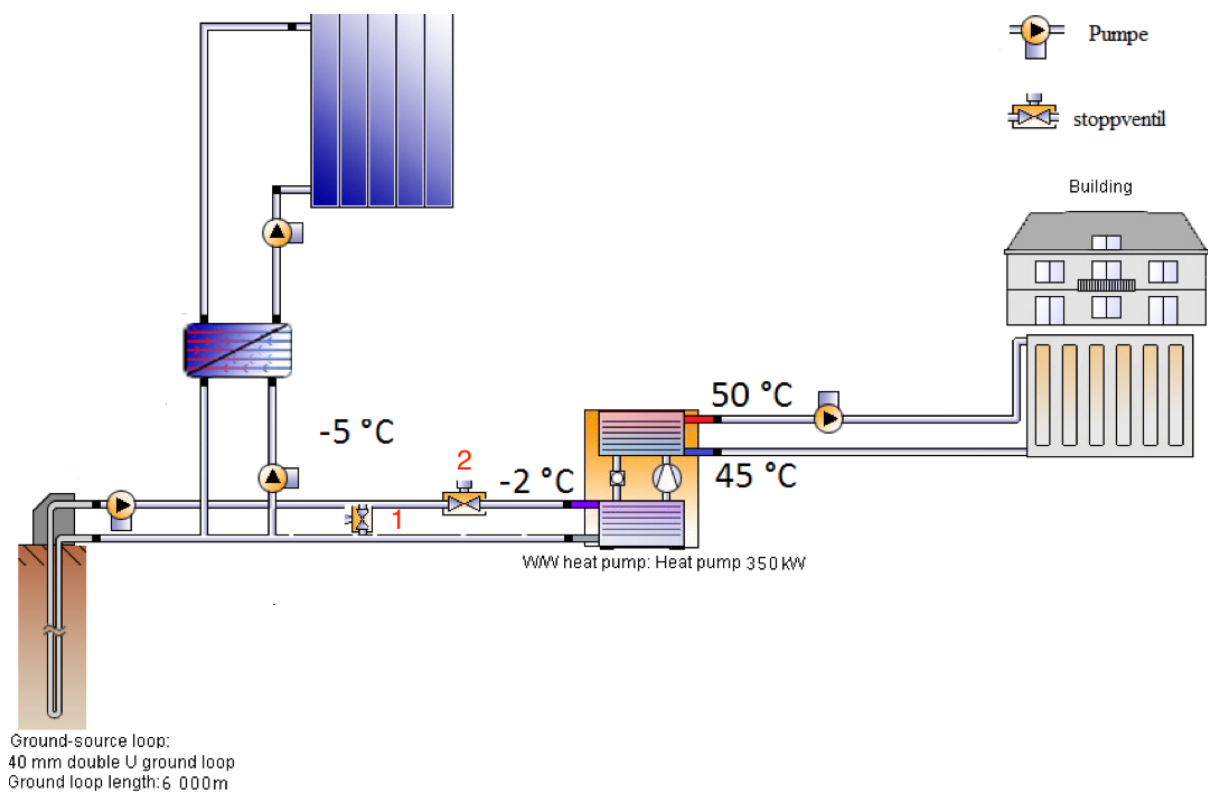
Figur 32 viser driftssituasjon 1 når varmpumpen er i drift og solfangeren er inaktiv. Dette er når temperaturen er mindre enn 5°C. Dette er stort sett i vintermånedene og november. Her vil stoppventil **1** sperre strømming mellom tur-retur samlestokken og stoppventil **2** før varmpumpen være åpen.



Figur 32: Driftssituasjon 1, der kun varmepumpen er aktiv

Driftssituasjon 2

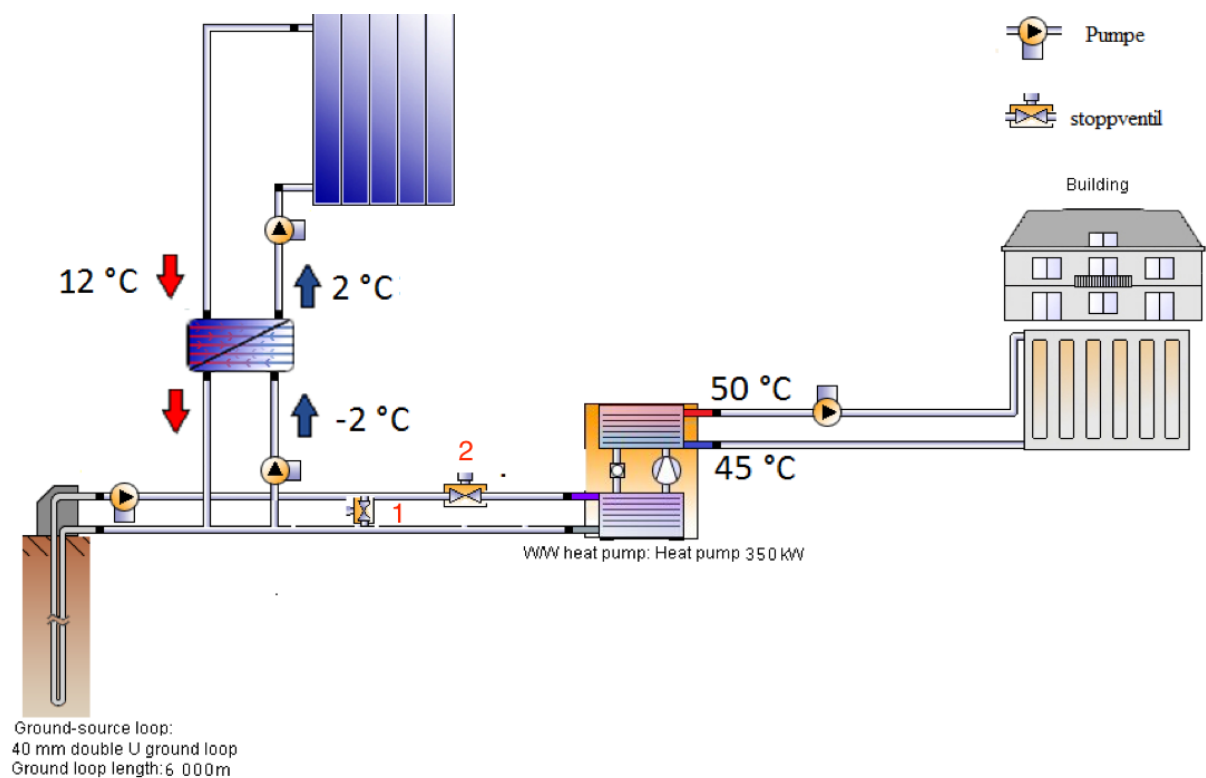
Figur 33 viser driftssituasjon der både varmepumpe og solfangerne er aktive. Denne driftssituasjonen er i gang når utetemperaturen er mellom 5°C og 14°C. Denne driftssituasjonen vil stort sett være høst og vår da det er et visst varmebehov, men det samtidig er varmt nok til at solfangerne kan varme opp energibrønnene. Her vil stoppventil 1 sperre mellom tur-retur samlestocken og stoppventil 2 vil være åpen. Massestrøm til solfangeren og brønnparken blir styrt av systemet avhengig av omgivelsestemperaturen. Frostvæsken vil bli nedkjølt gjennom når den passerer varmepumpen, men en del av frostvæsken vil bli varmet opp av solfangermediet gjennom varmeveksleren. Da reduseres nedkjøling av brønnparken.



Figur 33: Driftsituasjon 2, der både varmepumpe og solfangerne er aktive

Driftsituasjon 3

Figur 34 viser driftsituasjon 3 der kun solfangerne er aktive. Denne operasjonen kjøres i gang når temperaturen er over 14°C. Ved 14°C slås energisentralen seg automatisk av og solfangerne vil varme opp energibrønnene. Pumpen til varmepumpen vil fremdeles være i drift, fordi den sirkulerer frostvæsken. Stoppventil 1 før varmepumpen vil være sperret for å hindre at frostvæsken strømmer gjennom varmepumpen og fryser vannet på sekundærsiden. Stoppventil 2 vil være åpen slik væsken kan strømme uten å passere varmepumpen. I dette driftstilfellet skal det være en ΔT på 10K for solfangermediet når solinnstrålingen er tilstrekkelig. ΔT på solfangermediet reduseres ved lav eller ingen innstråling.



Figur 34: Driftssituasjon 3 der kun solfangerne er aktive

3.8 Klima og miljø

Ved bruk av solfangere til å varme opp bakken vil virkningsgraden til varmepumpen øke. Dette medfører at oljekjelen vil bli mindre benyttet, og avløst av den forbedrede varmepumpen. Dessuten skal oljekjelen med stor sannsynlighet fases ut i 2020, da dette forslaget er satt ut på høring (Regjeringen, 2016).

Ved at virkningsgraden til bergvarmepumpen økes vil det medføre at el-kjelen blir mindre benyttet til oppvarming. I Norge kommer mesteparten av elektrisiteten fra vannkraft som er en ren fornybar energikilde. Likevel importeres det noe elektrisk energi fra utlandet, denne energien er ikke like ren som vannkraft.

Forbrenning av en liter olje gir et utslipp på 2,7 kg CO₂ (Enova, u.d.). Energien i en liter olje tilsvarer rundt 10 kWh. Utslipet for forbrenningen av olje blir da 0,27 kg CO₂/kWh.

4 Resultat

4.1 Varmepumpens energibruk

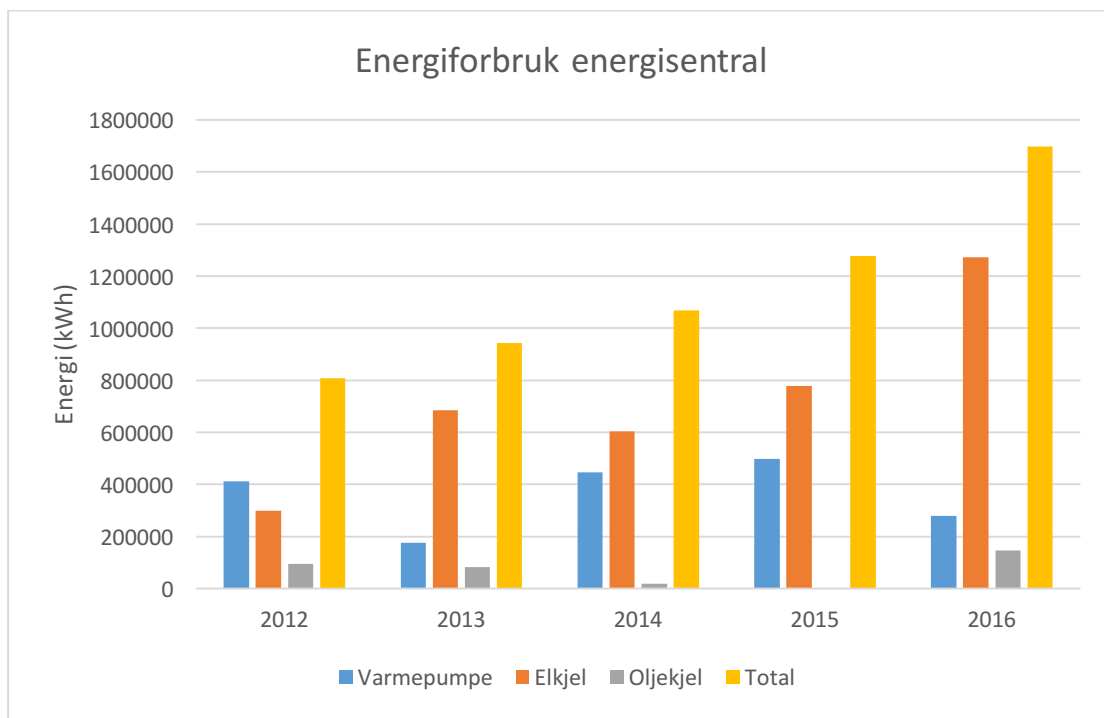
Tabell 6 viser relevante data for bergvarmepumpen. Den tar også med systemvirkningsgrad der sirkulasjonspumpene legges ved det elektriske arbeidet. Effektbehovet til sirkulasjonspumpene er tatt fra Tabell 5 og det er antatt at sirkulasjonspumpen driftes i 5000 timer.

Tabell 8: Tabell over relevante data for bergvarmepumpen. * Det er manglende tall for dette året.

	2012*	2013*	2014	2015*	2016*
Leverert energi [kWh]	761050	499940	1131630	967590	864220
Elektrisk arbeid [kWh]	317390	176102	445676	382632	279973
Energi levert fra brønnpark [kWh]	443660	323838	685954	584958	584247
Seasonal Performance Factor	3,29	2,84	2,54	2,53	3,09
Systemvirkningsgrad	1,96	2,02	2,19	2,13	2,46

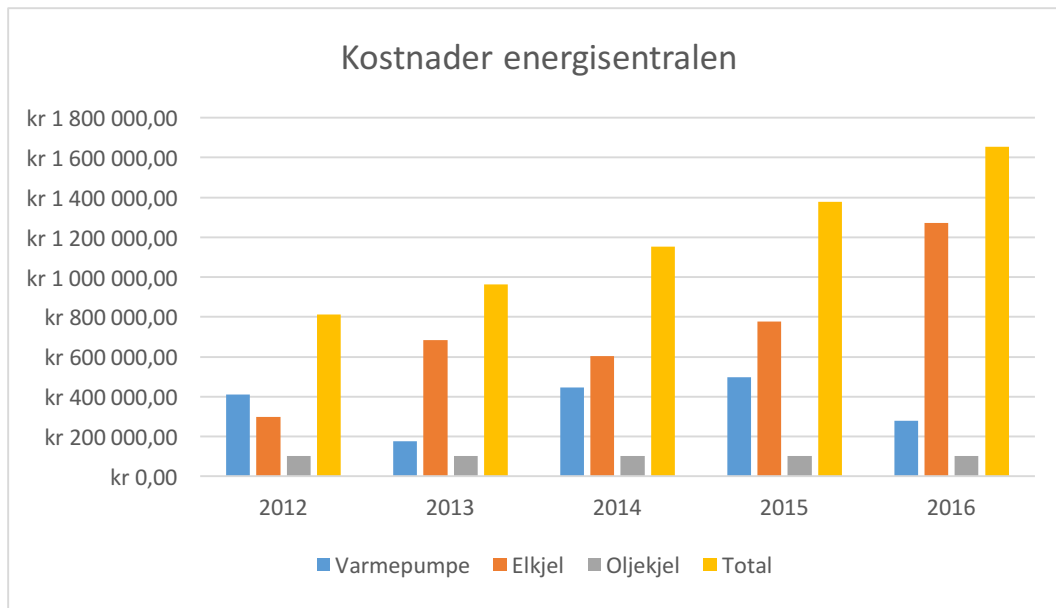
4.2 Forbruk og økonomi energisentral

Dataene for varmepumpen levert av SiÅs er usikre og mangler mange måneder. For å se på utviklingen av varmepumpen kan det derfor være interessant å se energibruk for hele energisentralen. Her er dataene mer komplette. Figur 35 viser tydelig at forbruket til energisentralen har økt for hvert år. Dette gjelder særlig for elkjel som har økt hvert år, bortsett fra i 2014. Varmepumpens forbruk har svingt en del. Økt forbruk av elkjel og totalforbruk for energisentralen tyder på at varmepumpen har problemer og elkjel derfor må kompensere fordi varmepumpen ikke greier å levere ønskelig energi. Noe av økningen i forbruket skyldes selvfølgelig utvidelsen av anlegget i 2013 og 2014.



Figur 35: Forbruk energisentralen fra 2012-2016

Figur 36 viser økonomien for energikostnadene knyttet til energisentralen. Prisene for strøm og olje per kWh er satt til å være 1kr/kWh for strøm og 1,06kr/kWh for strøm (Oljefri, u.d.). Virkningsgrad på oljekjelen på energisentralen er på 0,9. Dette er tatt med i beregningene. Her kan det også at kostnadene til energisentralen har steget drastisk.



Figur 36: Kostnader energisentralen fra 2012-2016

4.3 Resultat solinnstråling

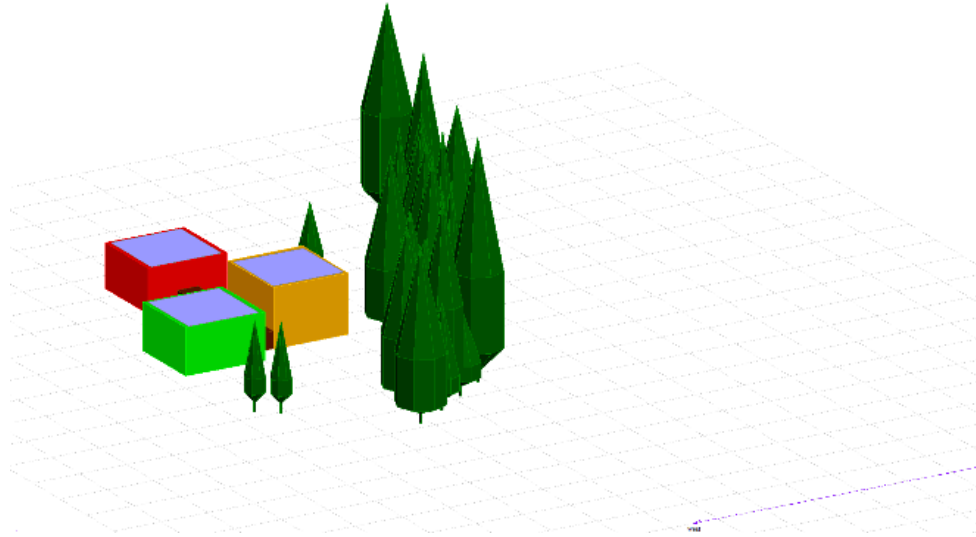
Ved simuleringene i PVsyst ble det tatt utgangspunkt i Pomona som har lav skyggelegging. Månedene november-februar ble fjernet fra regnestykket, fordi temperaturen og innstrålingen er lav i disse periodene. Solfangeranlegget vil sjelden være i drift i disse månedene. Tabell 9 viser data over innstrålt energi for Pomona.

Tabell 9: Data over innstrålt energi for Pomona

Måned	Energitetthet [kWh/m²]
januar	ikke i drift
februar	ikke i drift
mars	62,8
april	104,5
mai	149,7
juni	162,7
juli	152,8
august	108,3
september	72,5
oktober	30,3
november	ikke i drift
desember	ikke i drift
Sum	843,6

Ifølge simuleringene vil hver kvadratmeter motta solinnstråling på 843,56 kWh i året for månedene mars til oktober vist i Tabell 9. Dette er nært resultatet Amund Føyn fikk ved å legge til alle timene over 5°C for 2004, der han endte opp med enn årlig innstråling på 800kWh/m². Siden Amund Føyn sine værdata er tatt fra en værstasjon lokalisert i Ås og konveksjon er lagt til i beregningene ble det bestemt å benytte innstrålingsdataene fra Amund for videre beregning av energiproduksjon.

4.3.1 ABC-Blokkene



Figur 37: Skisse over ABC-blokkene og skogen rundt

Figur 37 viser en modell av ABC-blokkene i PVsyst. ABC-blokkene har en skog til Øst som vil gi en reduksjon i innstråling grunnet skyggelegging. Det var vanskelig å få lagt inn skogen nøyaktig i PVsyst, fordi det var mye variasjon på skogen. Det ble gjort en forenkling ved å sette innstrålingen til å bli redusert med 15% fra de verdiene Amund Føyn benyttet.

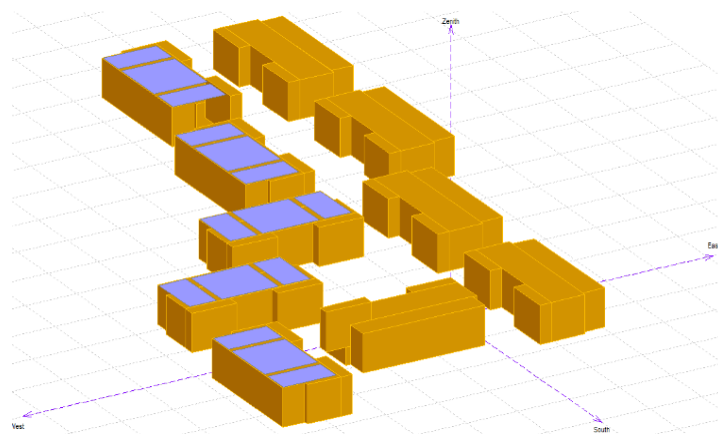
Ved å benytte Amund Føyn sine data for konveksjon og innstråling, samt tilgjengelig takareal på 482 m^2 fra Figur 27 blir levert energi fra solfangeren funnet. Med en antakelse på 15% strålingstap blir innstrålingen 340 kWh/m^2 fra stråling og 130 kWh/m^2 fra konveksjon. Dette gir et bidrag på 470 kWh/m^2 . Ved å multiplisere dette med tilgjengelig takareal på 482 m^2 vist i Figur 27 kan dette solfangeranlegget levere 226500 kWh energi årlig.

4.3.2 Pomona

Ved å dekke deler av Pomona i tillegg til ABC-blokkene skal solfangeranlegget dimensjoneres for å tilføre like mye energi som det som tas ut blir det tatt utgangspunkt for det året det var størst uttak fra energibrønnene. Dette året er 2014 og det ble hentet ut 686000 kWh vist i Tabell 8.

Ved å ta utgangspunkt i Amund Føyn sine data og anta ingen skyggelegging, kan solfangeren plassert ved Pomona produsere 530 kWh/m^2 , 400 kWh/m^2 fra innstråling og 130 kWh/m^2 fra konveksjon for Pomona. Ved å dekke ABC-blokkene vil solfangerne produsere 226500 kWh årlig. For å produsere de resterende 459500 kWh blir nødvendig areal: $\frac{459500 \text{ kWh}}{530 \text{ kWh/m}^2} = 867 \text{ m}^2$.

Hvert av takene på Pomona har et tilgjengelig areal på 168 m^2 vist i Figur 27. Ved å dekke 5 tak blir det dermed et areal på 840 m^2 . Da vil ABC-blokkene og halve Pomona produsere 672 000 kWh som er rett i underkant av energien som ble hentet ut av energibrønnene i 2014. Figur 38 visen en modell over Pomona der 5 av takene er dekket med solfangere.



Figur 38: Modell over Pomona, der 5 av takene er dekket med solfangere. Solfangerne har en vinkel på 0° og er delt i 3 deler. Modellen er laget i PVsyst.

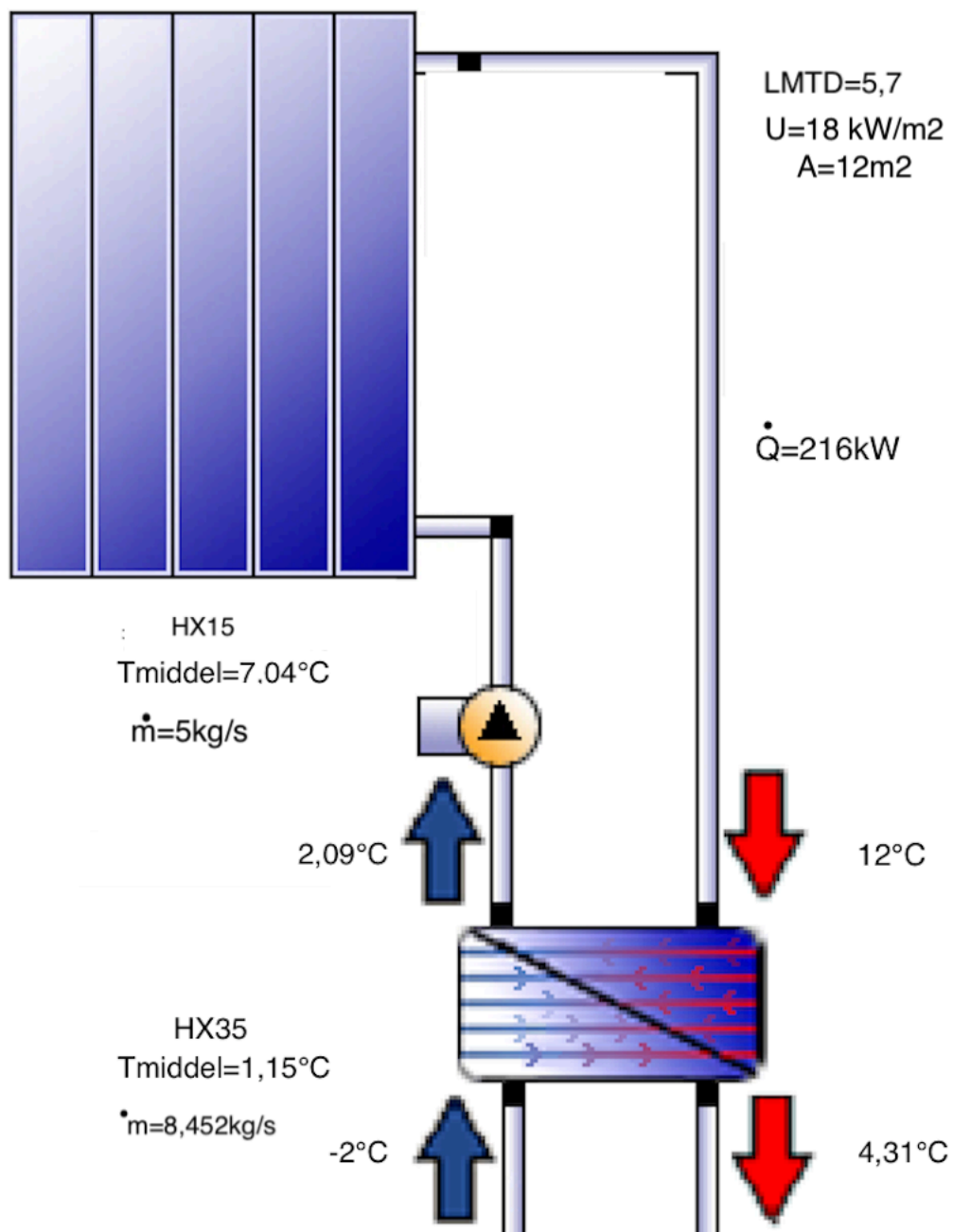
4.4 Varmeveksler

Varmeveksleren ble dimensjonert ved ekstremsituasjonen. Denne er viktig å dimensjonere for å se hvilke temperaturer mediene kan drives med og hvor stort trykktap varmeveksleren har på hver side for å dimensjonere sirkulasjonspumpene. Ved å tillate et høyt trykkfall over varmeveksleren vil varmeoverføringen bli bedre.

Varmeveksleren for hvert tilfelle ble dimensjonert ved å bruke SWEP sitt SSP calculation software som er dimensjoneringsprogram for varmevekslere. Ved å sette inn maks effekt levert, temperaturene på solfangersiden, inngangstemperatur på brønnparksiden og massestrøm på solfangersiden ble følgende varmeveksler foreslått for hver av anleggene. Mediene her ble oppgitt i masseprosent. HX35 tilsvarer omtrentlig 30% massetetthet, mens HX15 tilsvarer 11% massetetthet ved de temperaturene mediene i varmeveksleren opererer med (International organisation of legal meteorology, 1973). Disse verdiene ble også benyttet for dimensjonering av sirkulasjonspumpene.

4.4.1 ABC-blokkene

Dimensjonering av varmeveksler til ABC-blokkene ga temperaturene, massestrøm og andre relevante verdier for ekstremstasjonen vist i Figur 39.



Figur 39: Temperaturer og relevante data for varmeveksleren for ABC-blokkene

Tabell 10 viser egenskaper for solfangermediet og frostvæsken ved gjennomsnittstemperaturen for ekstremstiasjonen. Disse dataene brukes videre i trykkberegninger.

Tabell 10: Relevante data for dimensjonering av varmeveksler og sirkulasjonspumpene for ABC-blokkene

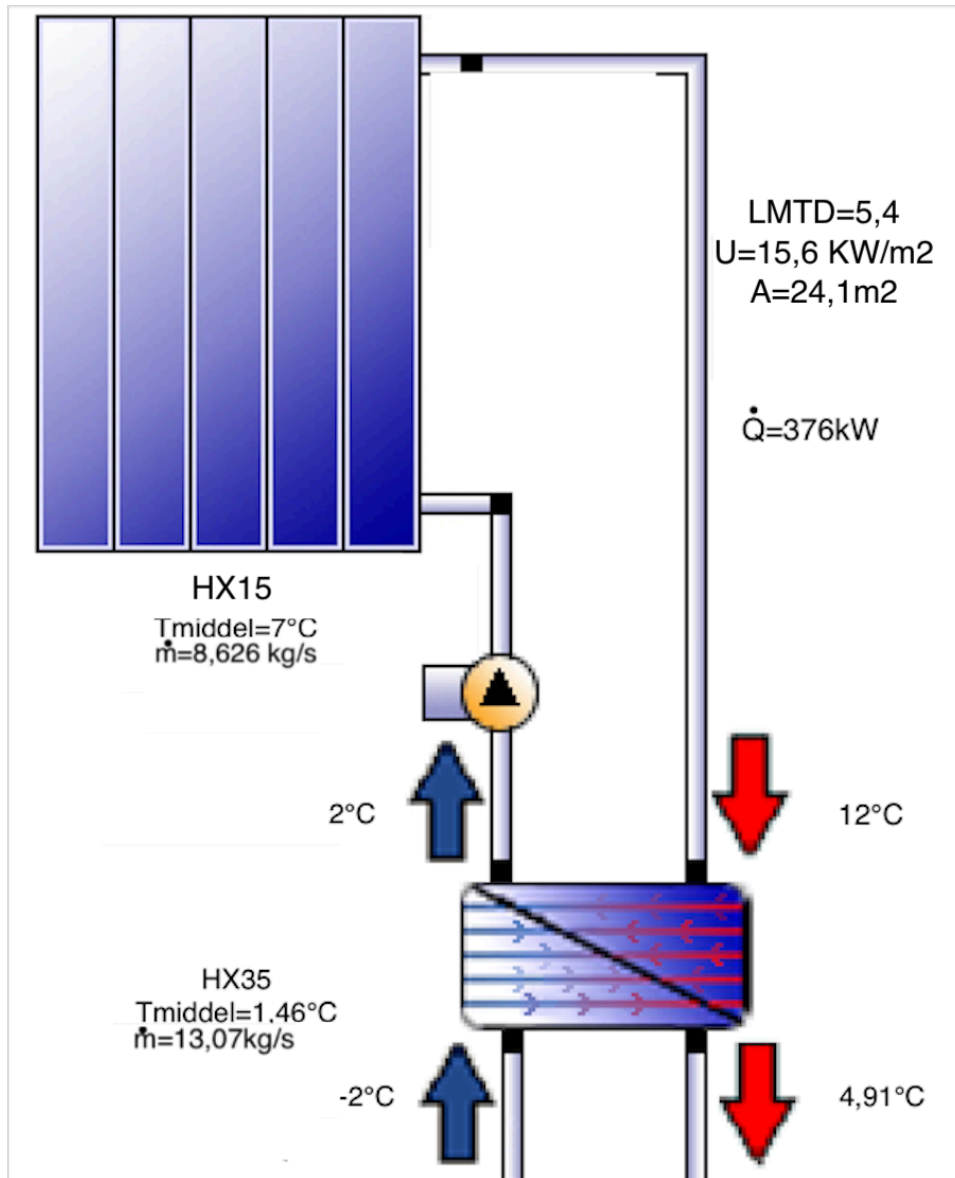
	Temperatur °C	Viskositet (cP)	Spesifikk varmekapasitet (kJ/kgK)	Tetthet (kg/m ³)	Massestrøm(kg/s)
HX15	7,04	2,51cP	4,359	983,1	5
HX35	7,04	6,47cP	4,051	957,2	8,452

SSP sitt dimensjoneringsverktøy anbefalte 2 stk B28Hx102/1P koblet i parallell for ABC-blokkene. B28Hx102/1P har 102 plater og en varmeovergangstall på 18kW/m². Totalt areal for de tre varmevekslerene er 12m². Ved ekstremstiasjonen vil logaritimisk temperaturdifferanse være på 5,7. Etter dimensjoneringen av varmeveksleren ble SWEP kontaktet for å høre om varmeveksleren passet for varierende effekt levert av solfangerne.

Da ble det anbefalt at det ble satt inn stoppventil for den ene varmeveksleren slik at det kun ble benyttet en varmeveksler ved lavere innstråling. Dette skyldes at hastigheten gjennom varmeveksleren blir lavere ved redusert innstråling og det derfor blir en dårligere varmeoverføring. Ved at væskene går gjennom en varmeveksler isteden for to i parallell øker hastigheten på fluidene og dermed varmeoverføringen mellom fluidene. Data for valgt varmeveksleren er vist i Figur A 1 i vedlegg A.

4.4.2 Pomona

Dimensjonering av varmeveksler til Pomona ga temperaturene, massestrøm og andre relevante verdier for ekstremstisnasjonen vist i Figur 40



Figur 40: Temperaturer og relevante data for varmeveksleren for ABC-blokkene

Tabell 11 viser egenskaper for solfangermediet og frostvæsken ved gjennomsnittstemperaturen for ekstremstisnasjonen. Disse dataene brukes videre i trykkberegninger.

Tabell 11: Relevante data for dimensjonering av varmeveksler og sirkulasjonspumpene for Pomona

	Temperatur °C	Viskositet (cP)	Spesifikk varmekapasitet (kJ/kgK)	Tetthet (kg/m ³)	Massestrøm(kg/s)
HX15	7	2,51	8,626	983,1	13,07
HX35	1,46	6,99	4,051	957,2	8,452

SSP sitt dimensjoneringsverktøy anbefalte 3 stk varmevekslere av typen B28Hx140/1P koblet i parallell. B28Hx140/1P har 140 plater og en varmeovergangstall på 14,6 kW/m². Totalt areal for de tre varmevekslerene er 24,1m². Ved ekstremstiasjonen vil logaritimisk temperaturdifferanse være på 5,4.

SWEP anbefalte også for denne varmeveksleren at det ble satt inn stoppventil for to av varmeveksleren slik at forskjellig antall varmeveksler kunne bli benyttet ved forskjellig innstråling. Ved at væskene går gjennom færre varmeveksler øker hastigheten på fluidene og dermed varmeoverføringen mellom fluidene.

Data for valgt varmeveksleren er vist i Figur A 2 i vedlegg A.

4.5 Fluidodynamikk

4.5.1 Trykktap og sirkulasjonspumpe

Beregnet trykktap og volumstrøm ble brukt for å finne passende sirkulasjonspumper. For ekstremstiasjonen ble viskositet, tetthet og varmekapasitet for gjennomsnittstemperaturen fra Tabell 10 for ABC-blokkene og fra Tabell 11 for Pomona brukt til å finne trykktapet. Siden systemet skal kobles med to sirkulasjonspumpene i parallell vil pumpene ha samme løftehøyde og halvparten av volumstrømmen som det ville vært for en Pumpe.

4.5.1.1 ABC-blokkene

Takene

Beregnet trykktap, volumstrøm og rørlengde ved takene på Arken, Børsen og Casino er gitt i Tabell 12.

Tabell 12: Beregnet trykktap, volumstrøm og rørlengde for takene på Arken, Børsen og Casino

	Arken	Børsen	Casino
Lengde solfangerrør [m]	25	25	25
Antall solfangerrør [m]	80	80	80
Lengde samlestock [m]	114	89	48
Totalt Trykktap [Pa]	34	15	37
Volumstrøm [m³/s]	0,0019	0,0014	0,0017

Tabell 12 gir utgangspunktet for valgene av sirkulasjonspumpen. Modellen av sirkulasjonspumpene og karakteristikk ved ekstremstiasjonen er lagt ved i vedlegg B for hver applikasjon. Figur B 1, Figur B 2 og Figur B 3 viser valg av modell og karakteristikk for ekstremstiasjon for henholdsvis Arken, Børsen og Casino. Trykktap, volumstrøm og pumpekraft er markert i karakteristikk.

Samlestokk for solfangere og brønnpark

Beregnet trykktap, volumstrøm og rørlengde ved samlestokken for solfanger og samlestokken for brønnpark er gitt i Tabell 13.

Tabell 13: Beregnet trykktap, volumstrøm og rørlengde over samlestokk til brønnpark og solfanger for ABC-blokkene

	Samlestokk solfanger	Samlestokk brønnpark
Lengde samlestokk [m]	30	30
Trykktap samlestokk [kPa]	2,6	8,5
Trykktap varmeveksler [kPa]	24,2	72,8
Totalt Trykktap [kPa]	26,8	81,3
Volumstrøm [m³/s]	0,0051	0,089

Figur B 4 og Figur B 5 viser modell og karakteristikken for sirkulasjonspumpene ved ekstremstasjonen for samlestokken til solfanger og samlestokk for brønnparken. Trykktap, volumstrøm og pumpekraft er markert i karakteristikken.

4.5.1.2 Pomona

Takene

Beregnet trykktap, volumstrøm og rørlengde for hvert av takene ved Pomona er gitt i Tabell 14.

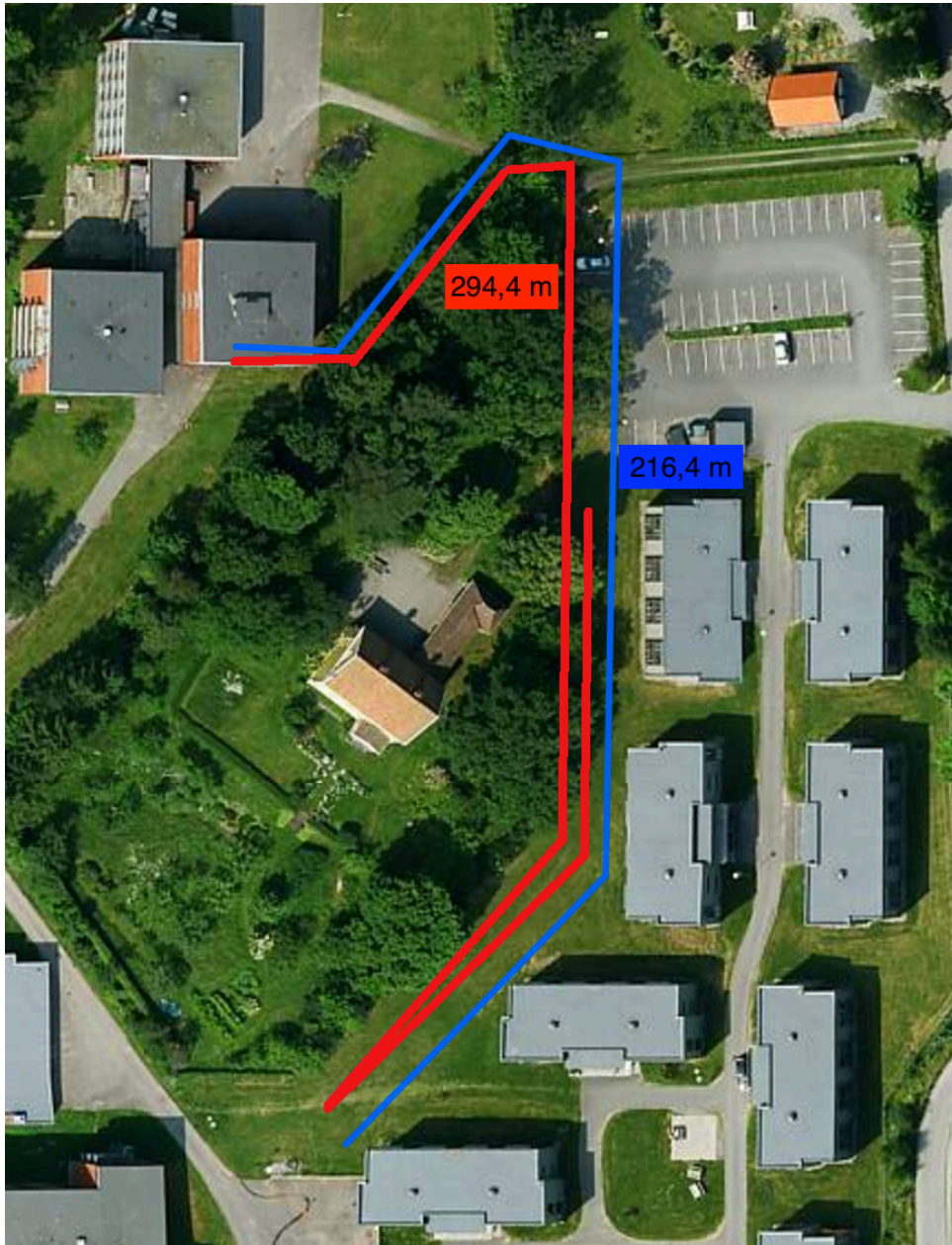
Tabell 14: Beregnet trykktap og rørdimensjoner per tak for Pomona

	Tak Pomona
Lengde solfangerrør [m]	26
Antall solfangerrør	44
Lengde samlestock [m]	26
Totalt Trykktap [kPa]	20
Volumstrøm	0,0018

Tabell 14 gir utgangspunktet for valgene av sirkulasjonspumpen. Modellen av sirkulasjonspumpene og karakteristikkene ved ekstremstiasjonen er lagt ved i vedlegg B for hver applikasjon. Figur B 6 viser valg av modell og karakteristikkene for ekstremstiasjon for takene ved Pomona. Trykktap, volumstrøm og pumpekraft er markert i karakteristikkene.

Samlestock solfanger og brønnpark

Figur 41 illustrerer hvordan samlestocken til solfangerne kan kobles rundt Pomona i et vendt-retur system, slik det blir samme trykktap for hvert solfangertak.



Figur 41: Illustrasjon over hvordan samlestocken til solfangerkretsen kan kobles i et vendt-retur system

Beregnet trykktap, volumstrøm og rørlengde for samlestocken til solfanger og brønnpark er gitt i Tabell 15.

Tabell 15: Trykktap, rørdimensjoner og volumstrøm for samlestocken til solfanger

	Samlestock	Samlestock brønnpark
	sol-fanger	
Lengde samlestock	550	30
Trykktap samlestock [kPa]	122	18
Trykktap varmeveksler [kPa]	20	50
Totalt Trykktap [kPa]	142	68
Volumstrøm [m³/s]	0,012	0,0137

Figur B 7 og Figur B 8 viser modell og karakteristikken for sirkulasjonspumpene ved ekstremsituasjonen for samlestocken til solfanger og samlestock for brønnparken. Trykktap, volumstrøm og pumpekraft er markert i karakteristikken.

4.5.2 Ekspansjonstank

For å finne nødvendig volum for ekspansjonstanken ble det tatt utgangspunkt i forandring i massetetthet til HX15 fra Tabell 16 og volum av solfangermediet for ABC-blokkene og Pomona fra Tabell 17. Volumutvidelse fra 0-40 °C vises i Tabell 18.

Tabell 16: Massetetthet til HX15 ved 0 og 40 °C (International organisation of legal meteorology, 1973)

	Temperatur (°C)	Tetthet (kg/m ³)
HX15	0	983,66
HX15	40	974,78

Tabell 17: Volum solfangermediet for ABC-blokkene og Pomona

	ABC-blokkene	Pomona
	(l)	(l)
Solfangerrør	1527	2231
Samlestokk tak	604	684
Samlestokk energisentral	78	3500
Totalt volum	2209	5415

Tabell 18 viser nødvendig volum for ekspansjonstanken

Tabell 18: Volumutvidelse solfangermediet fra 0-40 °C

	ABC-blokkene	Pomona
Volumutvidelse	24 l	70 l

Ekspansjonstankene skal fordeles på hvert tak etter solfangerne der utvidelsen skjer. For hvert av takene på ABC-blokkene er det derfor behov for tanker på minimum 8L, mens det for Pomona er behov for tanker på minimum 14L.

4.6 Økonomi

Prisene på komponenter til hvert av solfangeranlegget er funnet ved å ta kontakt med enkelte leverandører og ved å sjekke priser på nettbutikker. Prisene på solfangeren og graving er gitt av Wilhelm Huus-Hansen. Antall arbeidstimer og vedlikeholdskostnader er antagelser.

Kostnadene til anlegget er kun et prisoverslag.

4.6.1 ABC-blokkene

Tabell 19 viser investeringskostnaden for solfangeranlegget på ABC-blokkene

Tabell 19: Kostnad for solfangeranlegg ved ABC-blokkene

	Info	Pris per enhet	Antall	Total Pris
Solfangerplatene	Aluminium	400 kr/m ²	482 m ²	kr 192 800
PE-skum		40kr/m ²	750 m ²	kr 30 000
Solfangerrør	PE-HD Ø22,5/25 mm	4,5 kr/m ²	3840 m	kr 17 280
Samlestokk tak	PE-HD Ø48,2/50 mm	8,50kr/m	331 m	kr 2 813
Samlestokk solfanger	PE, PN10 Ø57,4/70 mm	80,16 kr/m	30 m	kr 2 405
Samlestokk brønnpark	PE, PN10 Ø57,4/70 mm	80,16 kr/m	30 m	kr 2 405
Stoppventiler og rørforbindelser				kr 10 000
Pumpe Arken	MAGNA 3 25-60	4300 kr	2	kr 8 600
Pumpe Børsen	MAGNA 3 25-60	4300 kr	2	kr 8 600
Pumpe Casino	MAGNA 3 25-60 N	6800 kr	2	kr 13 600
Pumpe samlestokk solfanger	MAGNA3 50-80 F	12000 kr	2	kr 24 000
Pumpe samlestokk brønnpark	MAGNA3 65-150 F	22000 kr	2	kr 44 000
Varmeveksler	B28Hx100/1P	8400 kr	2	kr 16 800

Styringsystem		15 000 kr		kr 15 000
HX95	350 L nødvendig, 200L dunk	8750 kr	2	kr 17 500
Ekspansjonstank	24 L nødvendig, 8 L dunk	360 kr	3	kr 1 080
Sikkerhetsventil til tak		400 kr	3	kr 1 200
Innstallering		1000	300 timer	kr 300 000
			kr/time	
Vedlikehold		3000	20 år	kr 60 000
		kr/år		
Enova støtte solfanger		201kr/m2	482m2	-kr 96 882
Totalt				kr 671 201

Tabell 20 viser økonomiske beregninger for solfangeranlegget for ABC-blokkene. Anlegget vil ha en tilbakebetalingstid på 3 år og en inntjening på rundt 3,8 millioner kroner for en 20 års periode.

Tabell 20: Økonomiske beregninger for solfangeranlegg ved ABC-blokkene

	ABC- blokkene
Kapitalkostnad	kr 671 201
Årlig energiproduksjon (1kr/kWh)	kr 226 500
Tilbakebetalingstid	3 år
Inntjening 20 år	kr 3 858 799

4.6.2 Pomona

Tabell 21 viser investeringskostnaden for solfangeranlegget på ABC-blokkene

Tabell 21: Kostnaden for solfangeranlegg ved Pomona

	Info	Pris per enhet	Antall	Total Pris
Solfangerplatene	Aluminium	400 kr/m ²	840m ²	kr 336 000
PE-skum		40 kr/ m ²	1110 m ²	kr 44 400
Solfangerrør	PE-HD Ø22,5/25 mm	4,5 kr/m	5610m	kr 25 245
Samlestokk tak	PE-HD Ø48,2/50 mm	8,50kr/m	375 m	kr 3 188
Samlestokk solfanger	PE, PN10, Ø90/110mm	145,12kr/ m	550 m	kr 79 816
Samlestokk brønnpark	PE, PN10 Ø57,4/70 mm	80,16kr/m	30m	kr 2 405
Stoppventiler og rørforbindelser				kr 10 000
Pumpe tak	MAGNA 3 25-60 N	6800 kr	10	kr 68 000
Pumpe samlestokk solfanger	MAGNA3 65-150 F	22000 kr	2	kr 27 300
Pumpe samlestokk brønnpark	CRE 15-2 AN-F	40000 kr	2	kr 80 000
Varmeveksler	B28Hx132/1P	10200 kr	3	kr 30 600
Graving		150 kr/m	550 m	kr 75 000
Styringssystem				kr 15 000
HX95 tynnet ut til hx15	1030 L nødvendig, 1000L dunk + 200L dunk			kr 46 250
Ekspansjonstanker	70L nødvendig, 18 L dunk	550 kr	5	kr 2 750

Sikkerhetsventil til tak	400 kr	5	kr 2 000
Innstallering	1000	600 timer	kr
	kr/timen		600 000
Vedlikehold	5000 kr/år	20 år	kr
			100 000
Enova støtte solfanger	201 kr/ m2	840 m2	-kr
			168 840
Totalt			kr
			1 379 114

Tabell 22 viser økonomiske beregninger for solfangeranlegget for takene ved Pomona. Anlegget vil ha en tilbakebetalingstid på 3 år og en inntjening på rundt 7,5 millioner kroner over en 20 års periode.

Tabell 22: Økonomiske beregninger Pomona over 20 år

	Pomona
Kostnad over 20 år	kr 1 379 114
Årlig energiproduksjon (1kr/kWh)	kr 445 200
Tilbakebetalingstid	3 år
Inntjening 20 år	kr 7 524 886

4.7 Klima og miljø

Oljekjelen gir et utslipp på 0,27kg CO₂ per kWh. Forbruket og CO₂ utslipp for oljekjelen er vist i Tabell 23. Oljekjelen vil kun kjøre når varmpumpen og elkjel ikke kan levere tilstrekkelig energi.

Tabell 23: Forbruk og CO₂ utslipp for oljekjel

	Forbruk Oljekjel [kWh]	CO ₂ utslipp [kg]
2012	96 155	25962
2013	81 589	22029
2014	18 555	5010
2015	1 322	357
2016	145 967	39411

Det høyeste forbruket for oljekjelen var i 2016 da det var et forbruk på 146 000 kWh med et utslipp på nesten 40 tonn CO₂. Ved å varme opp brønnparken med solenergi vil varmpumpen forbedres. Da antas det at oljekjel etterhvert kan fases ut. For 2016 ville da CO₂ utslippene bli kuttet med 40 tonn. 10 tonn CO₂ tilsvarer det årlige utslippet til 4-5 nye personbiler (Enova, u.d.)

Ved å anta at forbruket til oljekjelen vil holde seg noenlunde stabilt uten kompensierende tiltak på energisentralen kan oppvarming med solenergi redusere CO₂ utslippet med 800 tonn over en 20 års periode.

5 Diskusjon

5.1 Systemløsninger

I samtale med Wilhelm Huus-Hansen ble det diskutert om solfangerfluidet skulle være HXI35 som er frostvæsken som benyttes i brønnparken eller om det skulle benyttes et annet medie. HXI35 har høy dynamisk viskositet. Dynamisk viskositet er definert som motstand mot strømning og HXI35 krever derfor stor pumpekraft. Fordelen med å bruke HXI35 er at det ikke er behov for varmeveksler og HXI35 har lavt frysepunkt. Ved å kjøre systemet med HXI35 ble det komplisert å kjøre varmpumpe og solfangeranlegg samtidig. Derfor ble det besluttet å bruke en varmeveksler og et annet medie. Valget falt på å bruke HX15, fordi det har frysepunkt på $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ og lav viskositet sammenlignet med HXI35. Det er også rimeligere å skaffe, fordi det har en lavere konsentrasjon av etanol enn HXI35. Med frysepunkt på $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ slipper det også å fryse med kontakt av kald HXI35 gjennom varmeveksleren. HX15 vil fryse når det blir kaldt, men det gjør ikke noe siden PE-rørene er fleksible og kan utvides uten at det får problemer.

Et annet interessant diskusjonstema var hvilken type solfangere som skulle brukes. Her stod det mellom en dekket eller udekket solfanger. Det vil si en solfanger med eller uten dekklag over den selektive platen. Vanligvis foretrekkes det å benytte en solfanger med dekklag for å redusere de termiske tapene. Ved å ikke ha et dekklag reduseres prisen for solfangeren, samtidig som den kan utnytte temperaturforskjeller mellom omgivelsene og temperaturen i brønnparken. Siden det er så kaldt i energibrønnene er solfangeranlegget satt til å være i drift ved temperaturer fra 5°C og over. Da kan solfangeranlegget være i drift 5000 timer i året, isteden for de 1500 timer det er innstråling. På dette grunnlaget besluttet å benytte udekkede solfangere.

5.2 Energiforbruk

Det har blitt brukt data fra energimålere for anlegget og elektrisk energimålinger fra Hafslund for varmepumpe og elkjel. Det mangler data for flere måneder og enkelte av målingene gir urealistiske verdier. 2014 er det eneste året som har komplette verdier.

Økt bruk av elkjel og oljekjel i perioden fra 2012-2017 tyder på at varmepumpen sliter med å levere ønsket effekt. Tabell 4 viser tilstanden til energisentralen for enkelte tidspunkt. Her kan det ses at styringssystemet ofte ønsker høyere temperatur ut av kondensatoren enn varmepumpen greier å levere. Systemet ønsker ofte temperaturer opp mot 55°C. Ved å senke denne temperaturen til 45 grader vil COP på varmepumpen øke, samtidig som belastningen av brønnparken vil gå ned. De ekstra gradene må elkjel eller eventuelt oljekjel øke. Dette kan være et viktig tiltak for å øke levetiden til varmepumpen. Ved å varme opp brønnparken med solvarme samtidig som om utgangstemperaturen på kondensator blir redusert vil temperaturen i brønnparken stige raskere. Etterhvert som temperaturen i bakken stiger kan ønsket temperatur ut av kondensator skrus opp igjen.

5.3 Solenergi

Det er usikkerheter knyttet til simuleringene for solfanger der Amund Føyn kom frem til en forenkling for levert effekt til solfangermediet ved formel(XXVII). Simuleringen er kun en tilnærming til den virkelige situasjonen. Det er også knyttet usikkerhet til hvor mye skyggelegging spiller inn for energiproduksjon. Dette gjelder spesielt ved ABC-blokkene som blir skygget av en skog som ligger øst for ABC-blokkene. Været og innstråling vil variere fra år til år. Disse parameterne gjør det vanskelig å fastslå hva solfangerne kan produsere av energi.

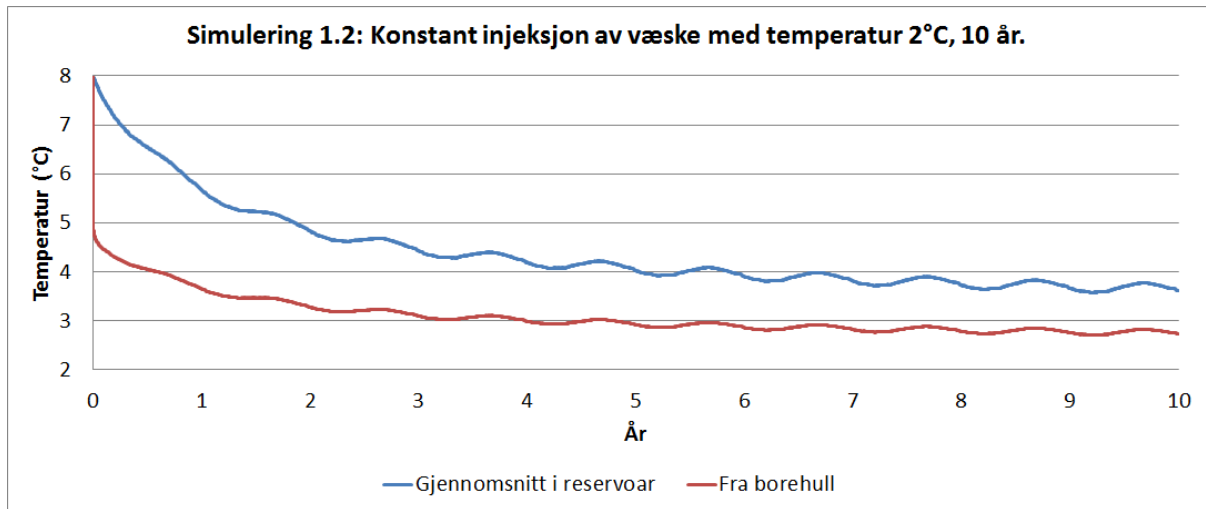
5.4 Oppvarming av brønner

Formålet med å varme opp brønnparken er å forsøke å redde varmepumpen, da den ofte driftes ved full effekt. Det sliter på varmepumpen og reduserer sannsynligvis levetiden. Ved å øke temperaturen i bakken vil temperaturløftet fra kald til varm side i varmepumpen bli mindre og varmepumpen behøver ikke å gå med full effekt. Det er ikke gjort mange lignende forsøk på å varme opp en brønnpark som har blitt nedkjølt. Det er gjort en del simuleringer, men det er få eksperimentelle forsøk. Det finnes en del bergvarmepumpeanlegg som er bygget i kombinasjon med solfangere for å redusere nedkjøling av brønnparken. Disse anleggene har imidlertid blitt bygget der solfangerne var med fra starten av.

Når det kommer til å designe en brønnpark skal det som oftest gjøres en termisk responstest. Ved en termisk responstest blir fjellets termiske ledningsevne, motstanden til borehullet, temperaturene nedover grunnen og grunnens sammensetning målt. Utfra dette kan en brønnpark bli dimensjonert. SiÅs sin brønnpark er dimensjonert utfra antagelser om at det kan hentes opp 32W/m. I tillegg har energisentralen ved to anledninger økt effektbehovet ved å tilknytte flere studentboliger til anlegget.

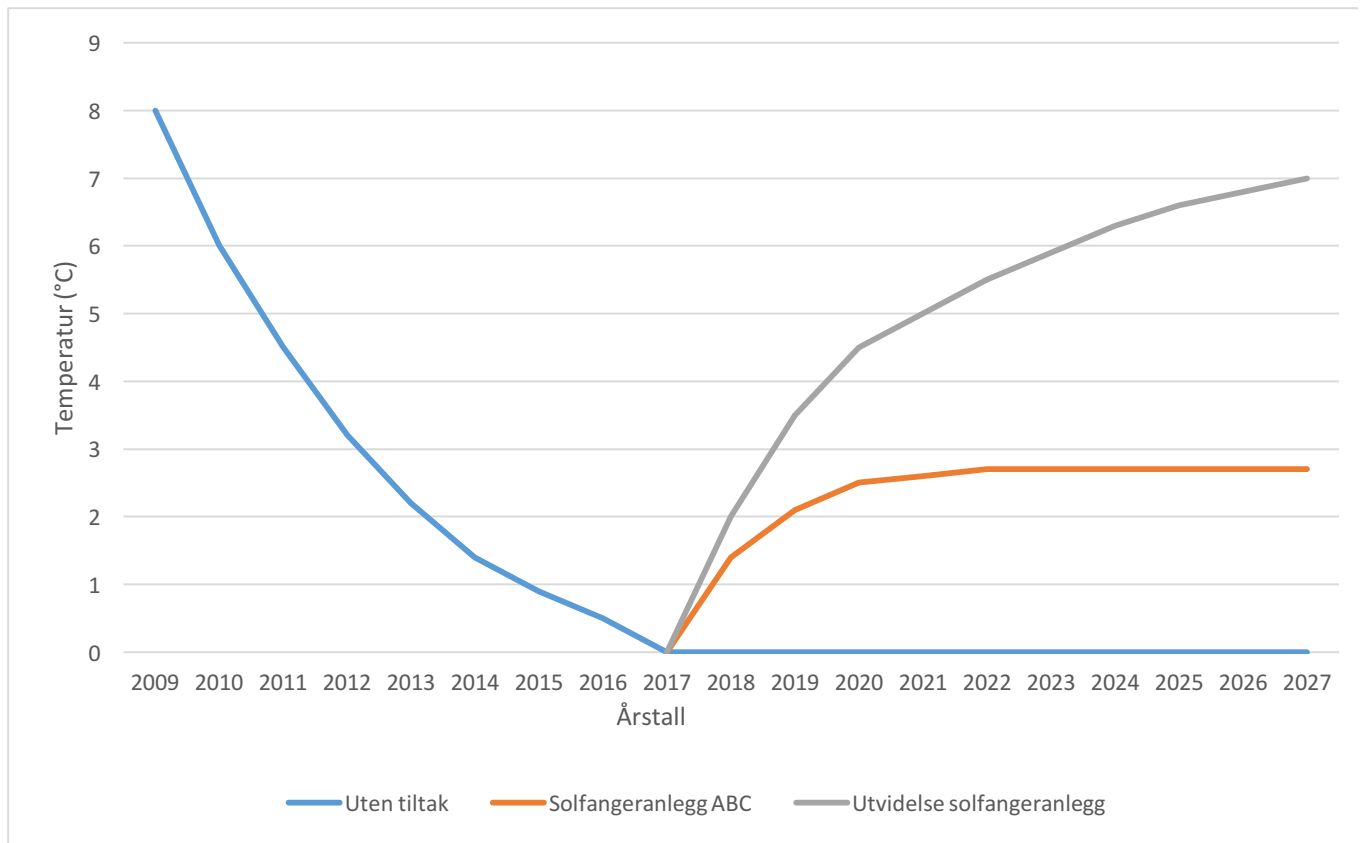
Det er vanskelig å fastslå hvordan temperaturendringen i grunnen vil endres ved å tilføre energi, fordi det er usikkert hvor mye energi som blir tilført naturlig av omkringliggende berggrunn, grunnvann og løsmasse. Det er kaldere i frostvæsken som sirkulerer i brønnparken enn i grunnvannet som omringer den, fordi frostvæsken henter energi fra det omkringliggende grunnvannet ved konduksjon. Sannsynligvis er det iallfall en temperaturdifferanse på 2°C mellom frostvæsken og grunnvannet. Det kan bety at temperaturen i bakken har en gjennomsnittstemperatur på 0 °C. Straalberg skrev i 2013 en master om energi effektivitet i grunn geotermiske systemer med fokus på modellering og analyse av systemet på Ljan skole (Straalberg, 2013). Ljan skole er et nytt anlegg som bruker en kombinasjon av solvarme og geotermisk energi.

I mastergradsrapporten gjorde Straalberg simuleringer med programmet TRNSYS som brukes i modellering av bergvarmepumpesystem. Figur 42 viser en simulering av et borehull med en bakketemperatur og temperaturen i borehullet med å tilføre en væske med temperatur 2 °C konstant. Starttemperaturene i grunnen rundt er 8 °C og synker hurtig de første årene.



Figur 42: Simulering av temperaturutvikling i reservoar og borehull (Straalberg, 2013)

Figur 43 viser en mulig temperaturutvikling i bakken ved å gjøre forskjellige tiltak. Illustrasjonen tar utgangspunkt i at temperaturen startet på 8 °C i 2009 og er i dag har en temperatur på 0 °C. Figur 43 bygger på temperaturutviklingen i Figur 42. Figur 42 viser at temperatursynkningen avtar etterhvert, fordi det blir tilført mer energi naturlig til energibrønnen som følge av større temperaturforskjeller mellom omgivelsene og energibrønnen. Det vil være sesongvariasjoner for hvert år, men Figur 43 tar bare med seg temperaturstigningen per år.



Figur 43: En mulig temperaturutvikling i bakken rundt energibrønnene ved installering av solfangere

Ved å sammenligne nedgangen i temperatur i simuleringen i Figur 42 og Figur 43 der de første dataene bygger på kjente temperaturer tyder det på at SiÅs brønnpark er kraftig underdimensjonert.

Figur 43 ser videre på oppvarmingsforløpet ved å dekke ABC-blokkene med solfangerne og eventuelt utvide anlegget til å omfatte 5 av takene på Pomona hvis solfangeranlegget hadde blitt bygget ut i 2017. Her antas det videre at det i begynnelsen vil gi en temperaturstigning både ved å dekke ABC-blokkene og videre utvidelse av solfangeranlegget.

Etter hvert vil bidraget fra den naturlige oppvarmingen bli mindre samtidig som at solfangeranlegget vil levere mindre energi til energibrønnen når temperaturen i brønnparken øker.

5.5 Økonomi

Økonomien rundt anlegget er usikkert. Ved å installere solfangere på ABC fikk anlegget en nedbetalingstid på 3 år, det samme fikk utvidelsen ved Pomona. I beregningene antas det at 1kWh er verdt 1kr og at det blir produsert samme antall kWh hvert år av solfangerne. Det antas også at pumpen, styringssystemet og varmeveksleren har en levetid på 20 år, mens rør og solfangeren har en levetid på 50 år. Kostnaden for å drifte solfangeranlegget er knyttet til bruk av sirkulasjonspumpene. Dette er ikke tatt med i de økonomiske beregningene, fordi kostnaden er marginal sammenlignet med verdien på energien solfangeranlegget leverer.

De økonomiske beregningene tar heller ikke med at varmepumpen sannsynligvis får økt levetid ved å installere et solfangeranlegg. I tillegg er det sannsynlig at strømprisen vil øke i framtiden. Dette øker lønnsomheten på anlegget.

5.6 Anbefalinger

Det skal bygges et forsøksanlegg for solfangeren utviklet av Legiotech på energilaben ved NMBU. Solfangerne skal varme opp en singelbrønn som er koblet til en varmpumpe. Disse resultatene kan gi nyttig informasjon for videreføring av anlegget. Både for å se på solfangerens energiproduksjon og for å se hvordan en singelbrønn reagerer på tilførsel av varme. I tillegg kan det være hensiktsmessig å gjøre en simulering for å se hvor mye naturlig energi som blir tilført av omkringliggende berggrunn, grunnvann og løsmasser.

Videre anbefales det å bygge solfangeranlegget ved ABC-blokkene. Det er kort vei til energisentralen og ikke behov for graving. Kapitalkostnaden er også lavere for å plassere solfangerne her enn ved Pomona. Hvis dette skulle fungere bra vil det anbefales å utvide anlegg ytterligere.

Økonomien for energisentralen er i dag dårlig og det er nødvendig å gjøre tiltak for å gjøre anlegget mer lønnsomt og redde varmpumpen. Å varme opp bakken ved å bruke solfangerer vil være en rimelig investering som vil ha virkning i flere år fremover.

Det bør gjøres en utredning av sirkulasjonspumpene i anlegget for å finne ut om noen bør byttes. Ifølge Hop er enkelte sirkulasjonspumper underdimensjonert. Her kan det spares en del penger ved å bruke mer effektive pumper.

Det kan også være en ide å begrense bruk av varmtvannet ved å innføre en løsning for registrering av bruk av dusj for studentene. Det kan benyttes RFID (Radiofrekvensidentifikasjon) som allerede finnes på studentkortene for å registre hvor lenge personen dusjer. Studentene betaler da for antall minutter i dusjen og dette blir lagt ved husleien. Dette gir intensiver for å begrense varmtvannsforbruket. Løsningen finnes allerede på mange campingplasser der det er begrenset med varmtvann. Dette har redusert energiforbruket vesentlig.

6 Konklusjon

Oppgaven foreslår å dekke ABC-blokkene med et areal på 482m² med solfangere for å varme opp de nedkjølte energibrønnene. Hvis dette skulle vise seg å være vellykket anbefales det å utvide anlegget til å dekke 5 tak ved Pomona på totalt 840m² for å dekke det årlige energiuttaket fra energibrønnene på 686 000 kWh. Oppvarming av brønnparken vil øke virkningsgraden og sannsynlig forlenge levetiden på varmepumpen.

Ved grov økonomisk analyse vil forslag 1 ha en nedbetalingstid på 3 år og en kapitalkostnad på rundt 671 000. Etter 20 år i drift vil solfangeranlegget spare energisentralen for rundt 3,8 millioner kroner. Utvidelse av anlegget vil ha en nedbetalingstid på 3 år og en kapitalkostnad på rundt 1,4 millioner. Etter 20 år i drift vil utvidelsen spare 7,5 millioner kroner. Resultatene viser at det vil være lønnsomt å varme opp brønnparken med solenergi.

7 Bibliografi

- Ahlström, A.-K., 2004. *Bergvärmeanläggningar där frysning i borrhål orsakar hopklämda kollektorslangar*, s.l.: Luleå Tekniske Universitet.
- Båsum, 2012. *Termisk responstest betaler seg*. [Internett]
Available at: <http://www.basum.no/fagomrader/energibronner/responstest/>
[Funnet 28 Februar 2017].
- bitjungle, 2013. *Strømning i rør*. [Internett]
Available at: <http://www.bitbok.no/kjemiprosess/boka/5-kjemiteknikk/stromning-i-ror/>
[Funnet 9 September 2016].
- Brekke, E., 2002. *Termisk responstesting - Prosjektoppgave i studieretning for Miljø og gjenvinningsteknikk*, Trondheim: NTNU.
- Chen, C. J., 2011. *Physics of Solar Energy*. 1. utgave red. s.l.:Wiley .
- Conti, P. & Testi, D., 2012. *Seasonal Thermal Performance of Geothermal Piles*, Pisa: University of Pisa.
- De Dietrich, 2013. *GT 330-GT 430-GT 530 CAST IRON FLOOR - STANDING OIL/ GAS BOILERS*, Mertzwiller: De Dietrich.
- Duffie, J. A. & Beckman, W. A., 2013. *Solar Radiation. I: Solar Engineering of Thermal Processes*. Hoboken(New Jersey): John Wiley & Sons, pp. 3-41.
- Energi 21, u.d. *Fornybar Termisk energi Geotermisk Energi*, s.l.: Energi 21.
- Enova, u.d. *Kjøpsveileder utfasing av oljekjel*, s.l.: Enova.
- Eptec, u.d. *Hydrociat LW*, s.l.: Eptec.
- Futurum Energi AS, 2013. *HVA ER EN TERMISK RESPONSTEST - OG HVORDAN SIKRE ET GODT RESULTAT..?*. [Internett]
Available at: http://www.futurum-energi.no/uploads/1/8/4/1/18410733/termisk_responstest_-_hva_og_hvordan.pdf
[Funnet 28 Februar 2017].
- Gehlin, S., 2002. *Thermal Response Test – Method Development and evaluation*, Luleå: Luleå University of Technology.
- Geothermal Heat-pump Association of New Zealand, 2016. *Geothermal Heat-pumps*. [Internett]
Available at: http://www.nzgeothermal.org.nz/ghanz_heatpumps.html
[Funnet 13 September 2016].
- Helliesen, T., 2015. *Solvarmet bolig med lagring av energi i grunnen*, Ås: NMBU.
- Hellström, G. & Kjellsson, E., 1999. *Laboratory study of the heat transfer in a water-filled borehole with a C-pipe*, Lund: Universitet i Lund.

Hop, J.-R., 2016. *SIÅS VARMEANLEGG*, Ås: Studentsamskipnaden i Ås.

Industrial Heat Pumps, u.d. *Refrigerants*. [Internett]
Available at: http://www.industrialheatpumps.nl/en/how_it_works/refrigerants/
[Funnet 13 September 2016].

International organisation of legal meteorology, 1973. *International alcoholometric tables*, Paris: International organisation of legal meteorology.

Københavns universitet, u.d. *Fysikleksikon*. [Internett]
Available at: <http://fysikleksikon.nbi.ku.dk/t/turbulens/>
[Funnet 18 Januar 2017].

Lekang, O. I., 2013. *Labøvelse i FYS 251 – Varmeroverføring og energi VARMEVEKSLER*, Ås: Universitetet for Miljø- og Biovitenskap (UMB).

Novema, u.d. *Varmepumpe brukt mot energibrønn*, s.l.: Novema.

Oljefri, u.d. *Lønnsomt å bli oljefri?*. [Internett]
Available at: <http://oljefri.no/bolig/okonomi/category1163.html>
[Funnet 14 April 2017].

Plastic Pipe Industries, u.d. *High-Density Polyethylene Pipe Systems*, s.l.: Plastic Pipe Industries.

Prestegaard, U., 2014. *Lading og lagring av varme i energibrønner for bygningsoppvarming*, Trondheim: NTNU.

Regjeringen, 2016. *Foreslår forbud mot oljefyring fra 2020*. [Internett]
Available at: <https://www.regjeringen.no/no/aktuelt/foreslar-forbud-mot-oljefyring-fra-2020/id2515519/>
[Funnet 24 Januar 2017].

Remund, C. P., 1999. *Borehole Thermal Resistance: Laboratory and Field Studies*, s.l.: ASHRAE Transactions.

Richard, E. S. & Claus, B., 2007. *Introduction to Engineering Thermodynamics*. 2. red. s.l.: John Wiley & Sons, Inc..

Romundstad, M., 2014. *Modellering av solvarmeanlegg og produksjonssimuleringer ved Hafslunds fjernvarmeanlegg på Gardermoen*, Ås: Norges miljø- og biovitenskapelige universitet (NMBU).

Romundstad, R. M., 2014. *Modellering av solvarmeanlegg og produksjonssimuleringer ved Hafslunds fjernvarmeanlegg på Gardermo*, Ås: NMBU.

SINTEF Byggforsk, 2008. *Planlegging av solvarmeanlegg for lavenergiboliger og passivhus. En introduksjon*, s.l.: Sintef.

SINTEF, 2001. *Tabeller tekniske data*, s.l.: Sintef.

Sonntag, R. E. & Borgnakke, C., 2011. *The Second Law of Thermodynamics. I: Introduction to Engineering Thermodynamics*. Michigan: John Wiley & Sons, pp. 149-153.

- Stene, J., u.d. *GRUNNVARME Grunnvann eller fjell som varmekilde*, s.l.: Sintef.
- Stober, I. & Bucher, K., 2013. *Geothermal Energy : From Theoretical Models to Exploration and Development*. Dodrecht: Springer.
- Store Norske Leksikon, 1984. Albedo. I: *Store Norske Leksikon A-Bem*. 5. opplag red. Oslo: Aschehoug og Gyldendal.
- Straalberg, E. A., 2013. *Energi effektivitet i grunne geotermiske systemer. Modellering og analyse av systemet på Ljan skole*, Bergen: Universitetet i Bergen.
- Tekniske nyheter, 2015. *Hvordan dimensjonere et geoenergianlegg riktig?*. [Internett]
Available at: <http://www.tekniskenyheter.no/index.php/energirapporten/11-varmepumper/406-hvordan-dimensjonere-et-geoenergianlegg-riktig>
[Funnet 28 Februar 2017].
- The Engineering Toolbox, u.d. *Heat Pumps - Performance and Efficiency Ratings*. [Internett]
Available at: http://www.engineeringtoolbox.com/heat-pump-efficiency-ratings-d_1117.html
[Funnet 1 April 2017].
- The Engineering Toolbox, u.d. *PE Pipes - Temperature and Pressure Ratings*. [Internett]
Available at: http://www.engineeringtoolbox.com/pe-temperature-pressure-rating-d_327.html
[Funnet 5 April 2017].
- The Engineering toolbox, u.d. *Reynolds Number*. [Internett]
Available at: http://www.engineeringtoolbox.com/reynolds-number-d_237.html
[Funnet 9 September 2016].
- The Engineering Toolbox, u.d. *Emissivity Coefficients of some common Materials*. [Internett]
Available at: http://www.engineeringtoolbox.com/emissivity-coefficients-d_447.html
[Funnet 13 Januar 2016].
- Twidell, J. & Weir, T., 2010. *Renewable energy sources*. 2. red. Abingdon: Taylor & Francis.
- United States Environmental Protection Agency, u.d. *Solar Heating and Cooling Technologies*. [Internett]
Available at: <https://www.epa.gov/rhc/solar-heating-and-cooling-technologies#Unglazed-Solar-Collectors>
[Funnet 6 Februar 2017].

8 Vedlegg

Vedlegg A: Varmeveksler

ABC-blokkene



SSP G7
(v 7.0.3.67)

SINGLE PHASE - Design Heat Exchanger : 2 B28Hx102/1P

Fluid Side 1 : Ethanol - Water (11,1 mass-%)
Fluid Side 2 : Ethanol - Water (35,0 mass-%)

Side 1 : Inner circuit
Side 2 : Outer circuit

Flow Type : Counter-Current
SSP Alias : B28

DUTY REQUIREMENTS

		Side 1	Side 2
Heat load	kW		216,0
Inlet temperature	°C	12,00	-2,00
Outlet temperature	°C	2,09	4,31
Flow rate	kg/s	5,000	8,452
Max. pressure drop	kPa	50,0	70,0
Thermal length		1,738	1,106

PLATE HEAT EXCHANGER

		Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m ²		12,0
Heat flux	kW/m ²		18,0
Mean temperature difference	K		5,70
O.H.T.C. (available/required)	W/m ² , °C		3110/3160
Pressure drop -total*	kPa	24,2	72,8
- in ports	kPa	4,17	12,2
Port diameter	mm	33,0/33,0 (up/down)	33,0/33,0 (up/down)
Number of channels		50	51
Number of plates			102
Oversurfacing	%		0
Fouling factor	m ² , °C/kW		-0,005
Reynolds number		352,6	226,8
Area average port velocity	m/s	2,97	5,16
Port velocity	m/s	2,97/2,97 (up/down)	5,16/5,16 (up/down)

PHYSICAL PROPERTIES

		Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	7,04	1,15
Dynamic viscosity	cP	2,51	6,47
Dynamic viscosity - wall	cP	2,79	5,55
Density	kg/m ³	983,1	957,2
Heat capacity	kJ/kg, °C	4,359	4,051
Thermal conductivity	W/m, °C	0,5045	0,3747
Largest wall temperature difference	K		0,44
Min. fluid temperature at wall	°C	0,33	0,09
Max. fluid temperature at wall	°C	8,68	8,24
Film coefficient	W/m ² , °C	7200	6070
Average wall temperature	°C	4,48	4,20
Channel velocity	m/s	0,225	0,383
Shear stress	Pa	42,6	129

Figur A 1: Varmevexler tilpasset ABC-blokkene

Pomona



SSP G7
(v 7.0.3.67)

SINGLE PHASE - Design
Heat Exchanger : 3 B28Hx136/1P

Fluid Side 1 : Ethanol - Water (11,1 mass-%)
Fluid Side 2 : Ethanol - Water VDI 8. Auflage (35,0 mass-%)

Side 1 : Inner circuit
Side 2 : Outer circuit

Flow Type : Counter-Current
SSP Alias : B28

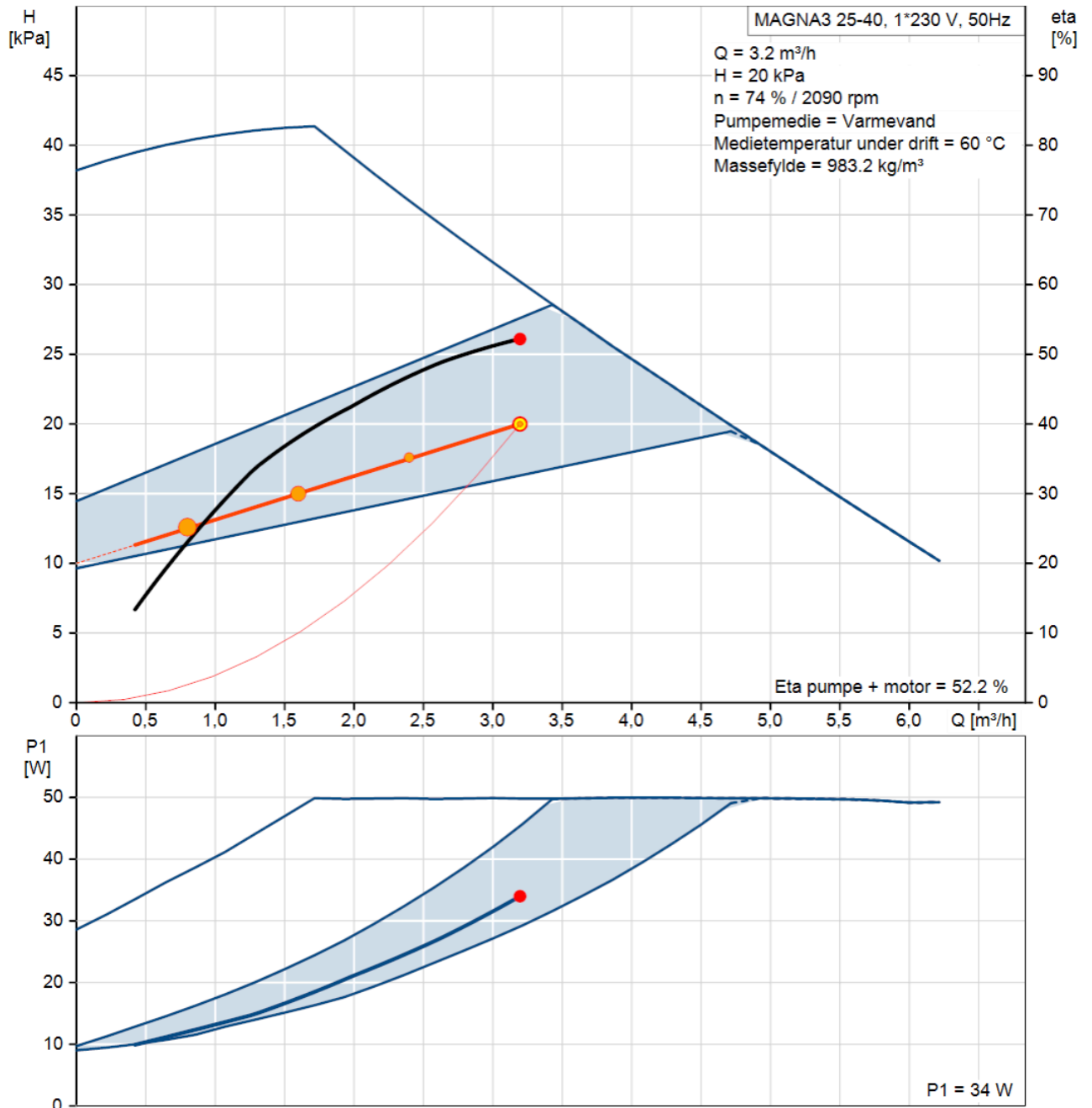
DUTY REQUIREMENTS		Side 1	Side 2
Heat load	kW		376,0
Inlet temperature	°C	12,00	-2,00
Outlet temperature	°C	2,00	4,91
Flow rate	kg/s	8,626	13,07
Max. pressure drop	kPa	50,0	50,0
Thermal length		1,853	1,281
PLATE HEAT EXCHANGER		Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m ²		24,1
Heat flux	kW/m ²		15,6
Mean temperature difference	K		5,40
O.H.T.C. (available/required)	W/m ² ,°C		2840/2890
Pressure drop -total*	kPa	20,8	51,6
- in ports	kPa	5,57	13,1
Port diameter	mm	33,0/33,0 (up/down)	33,0/33,0 (up/down)
Number of channels		67	68
Number of plates			136
Oversurfacing	%		0
Fouling factor	m ² ,°C/kW		-0,006
Reynolds number		302,1	162,1
Area average port velocity	m/s	3,42	5,32
Port velocity	m/s	3,42/3,42 (up/down)	5,32/5,32 (up/down)
PHYSICAL PROPERTIES		Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	7,00	1,46
Dynamic viscosity	cP	2,51	6,99
Dynamic viscosity - wall	cP	2,77	5,70
Density	kg/m ³	983,1	957,0
Heat capacity	kJ/kg,°C	4,359	4,162
Thermal conductivity	W/m,°C	0,5044	0,4046
Largest wall temperature difference	K		0,36
Min. fluid temperature at wall	°C	0,28	0,07
Max. fluid temperature at wall	°C	8,95	8,59
Film coefficient	W/m ² ,°C	6580	5470
Average wall temperature	°C	4,59	4,35
Channel velocity	m/s	0,193	0,296
Shear stress	Pa	32,4	81,8

Figur A 2: Varmevexler tilpasset Pomona

Vedlegg B: Sirkulasjonspumper

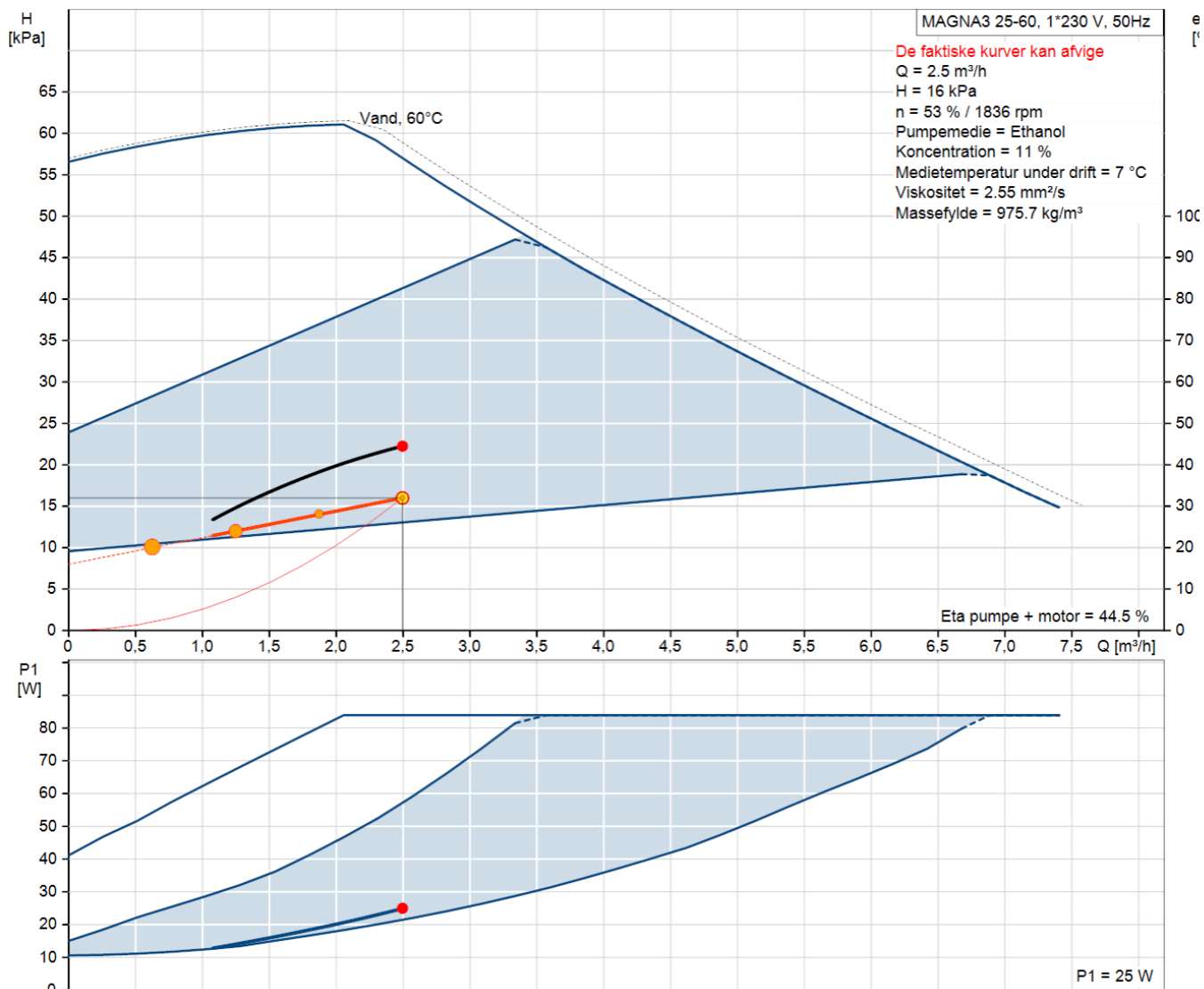
ABC-Blokkene

Arken



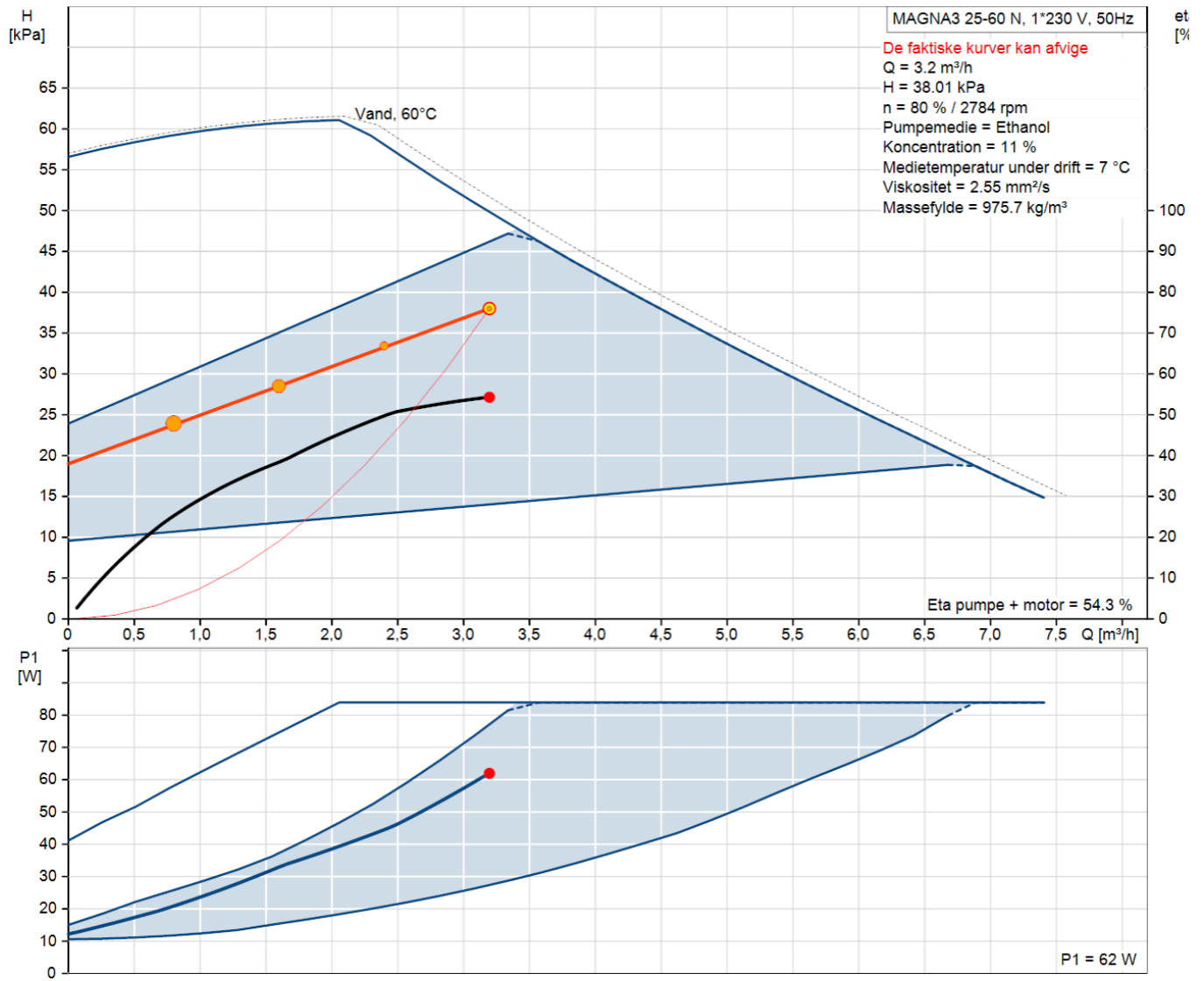
Figur B 1: Karakteristikk for sirkulasjonspumpe til Arken

Børsen



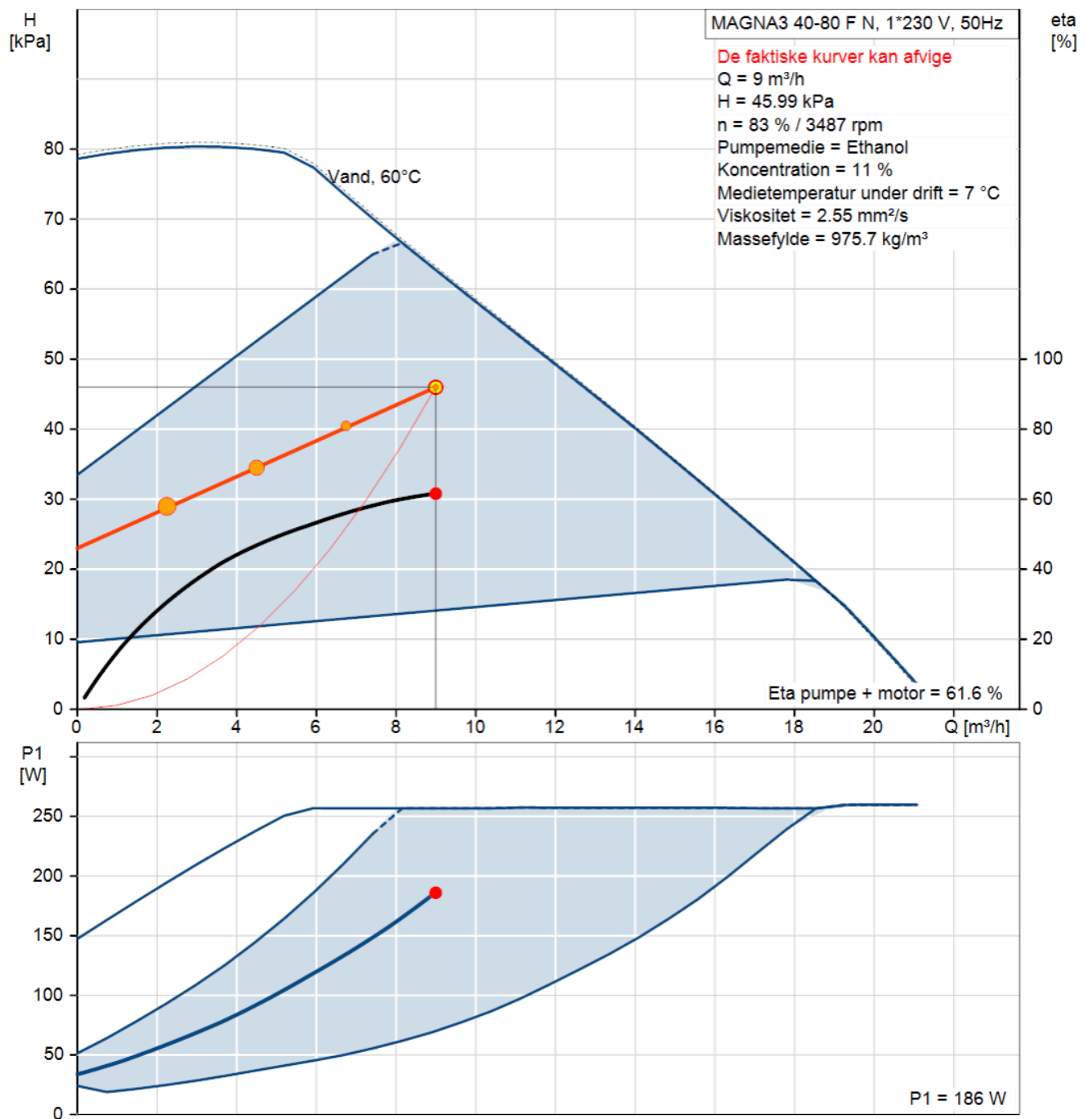
Figur B 2: Karakteristikk for sirkulasjonspumpe til Børsen

Casino



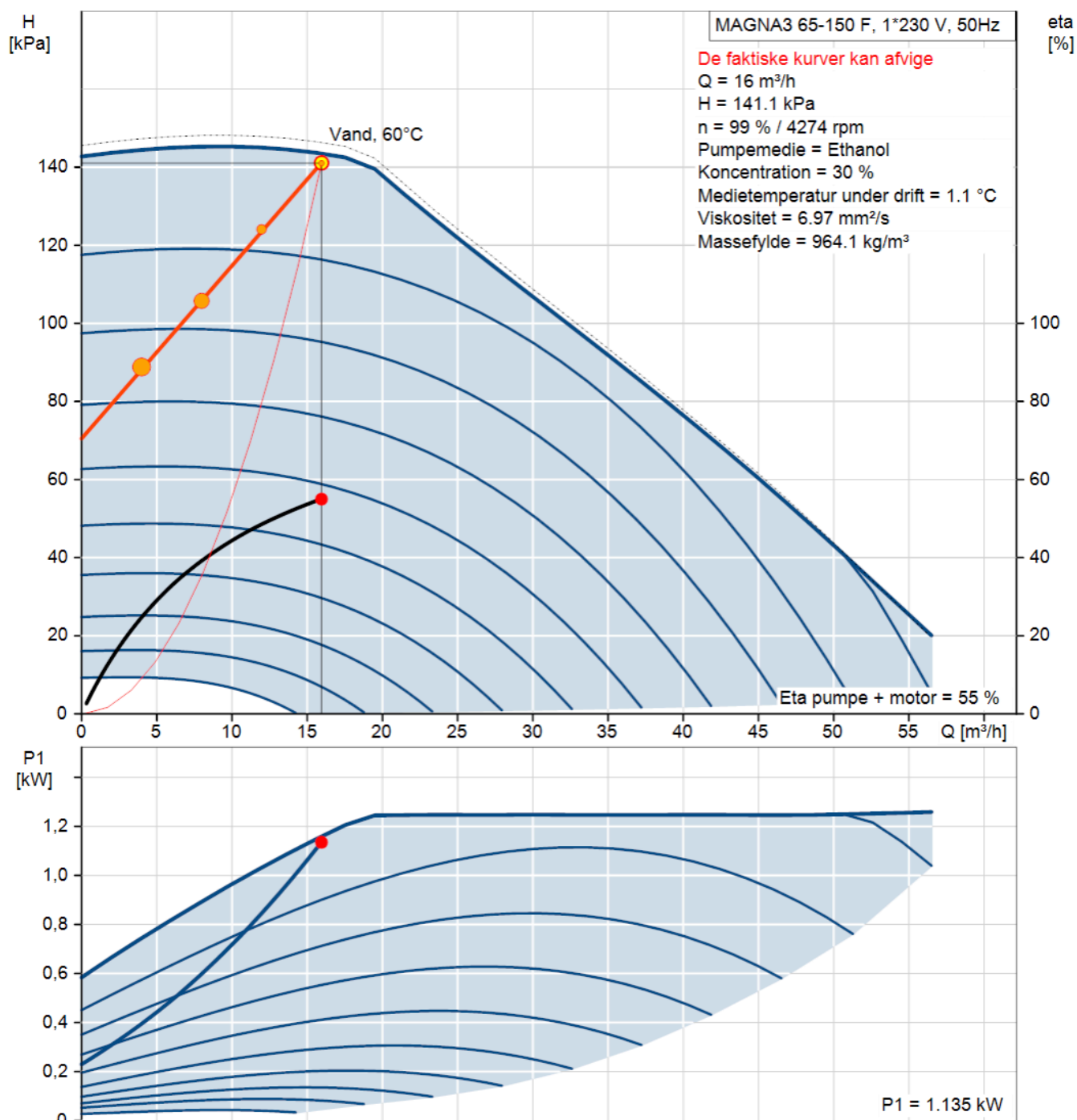
Figur B 3: Karakteristikk for sirkulasjonspumpe til Casino

Samlestokk solfanger



Figur B 4: Karakteristikk for sirkulasjonspumpe til samlestokk solfanger for ABC-blokkene

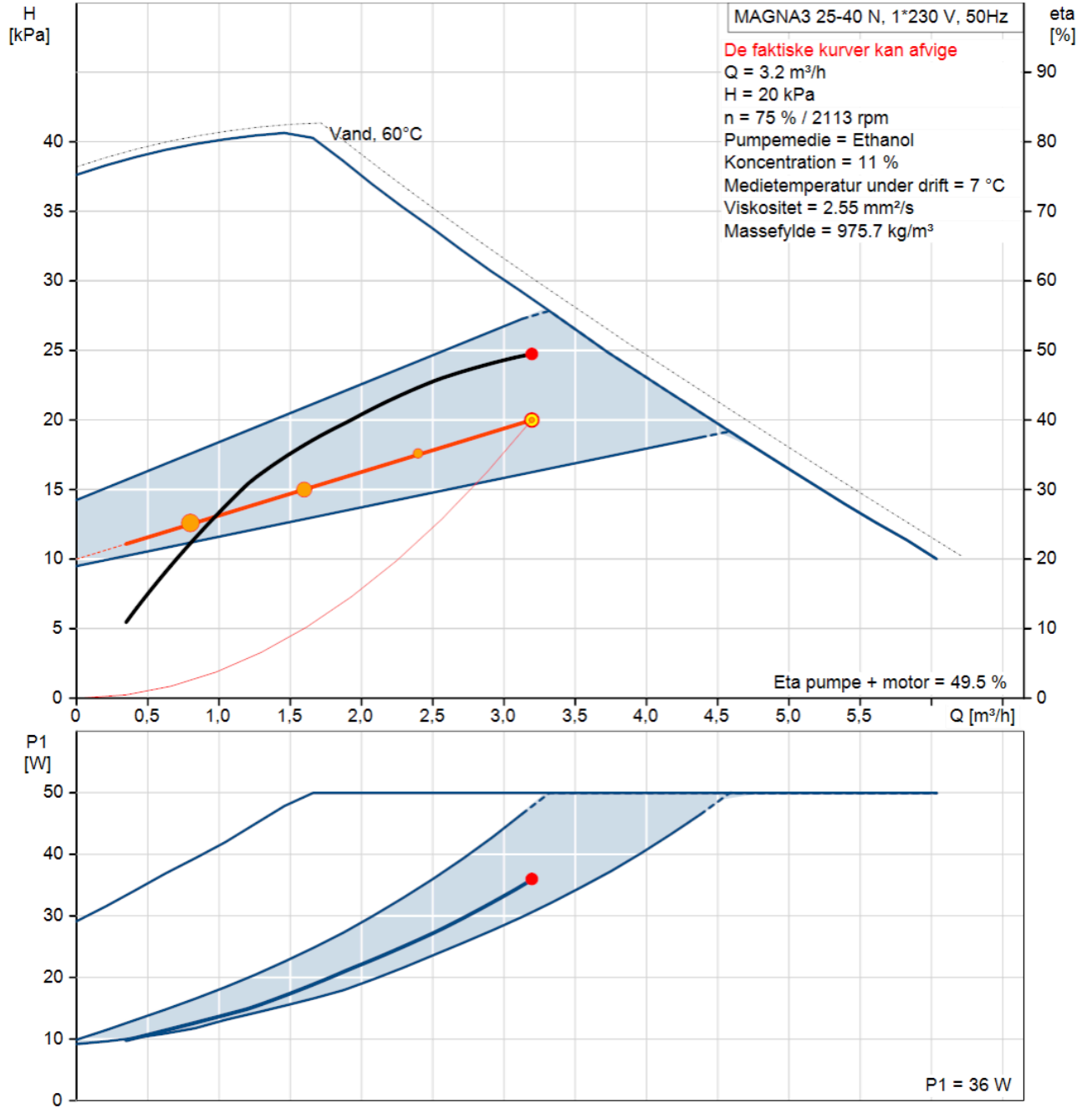
Samlestokk brønnpark



Figur B 5: Karakteristikk for sirkulasjonspumpe til brønnpark for ABC-blokkene

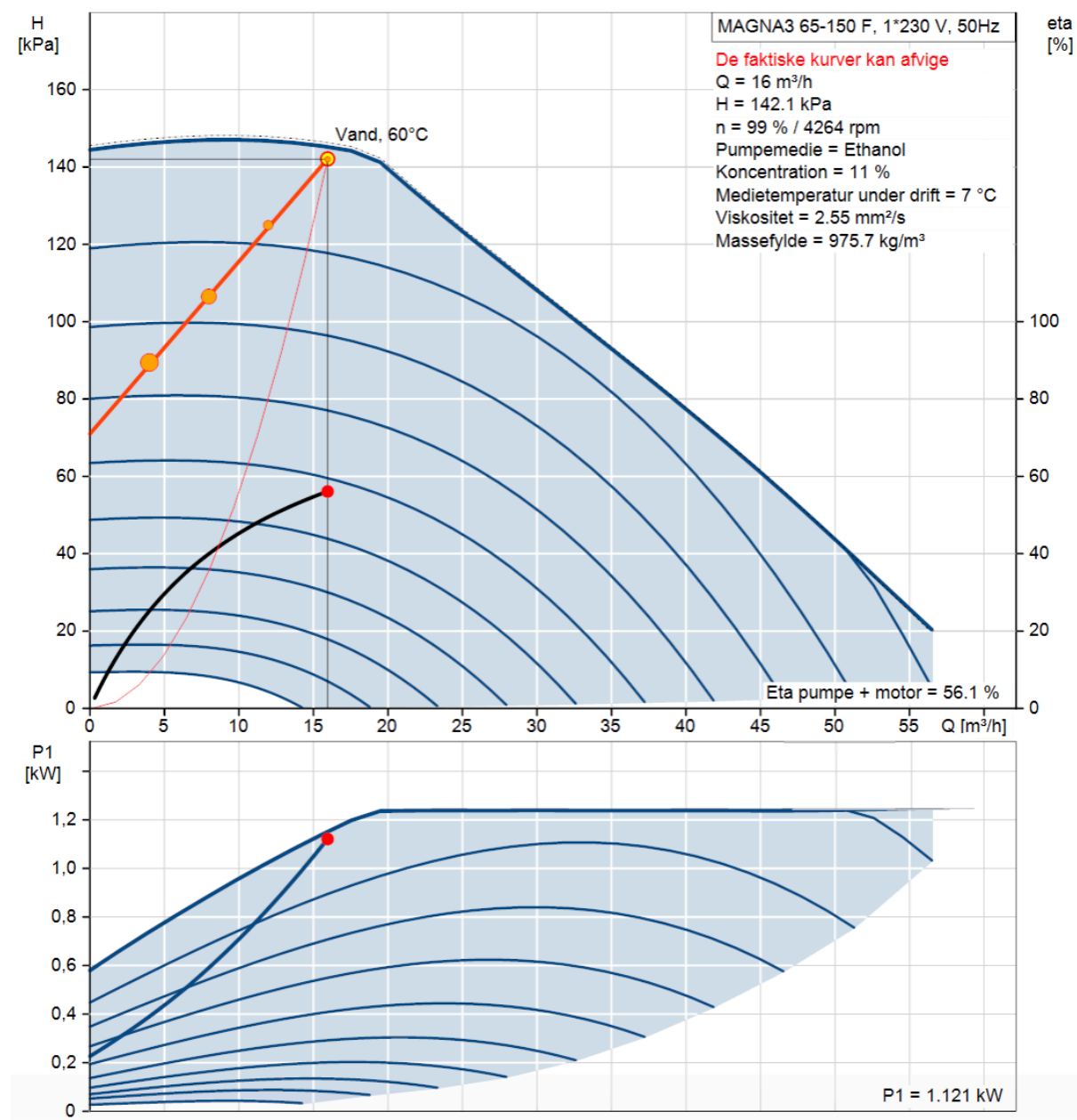
Pomona

Tak



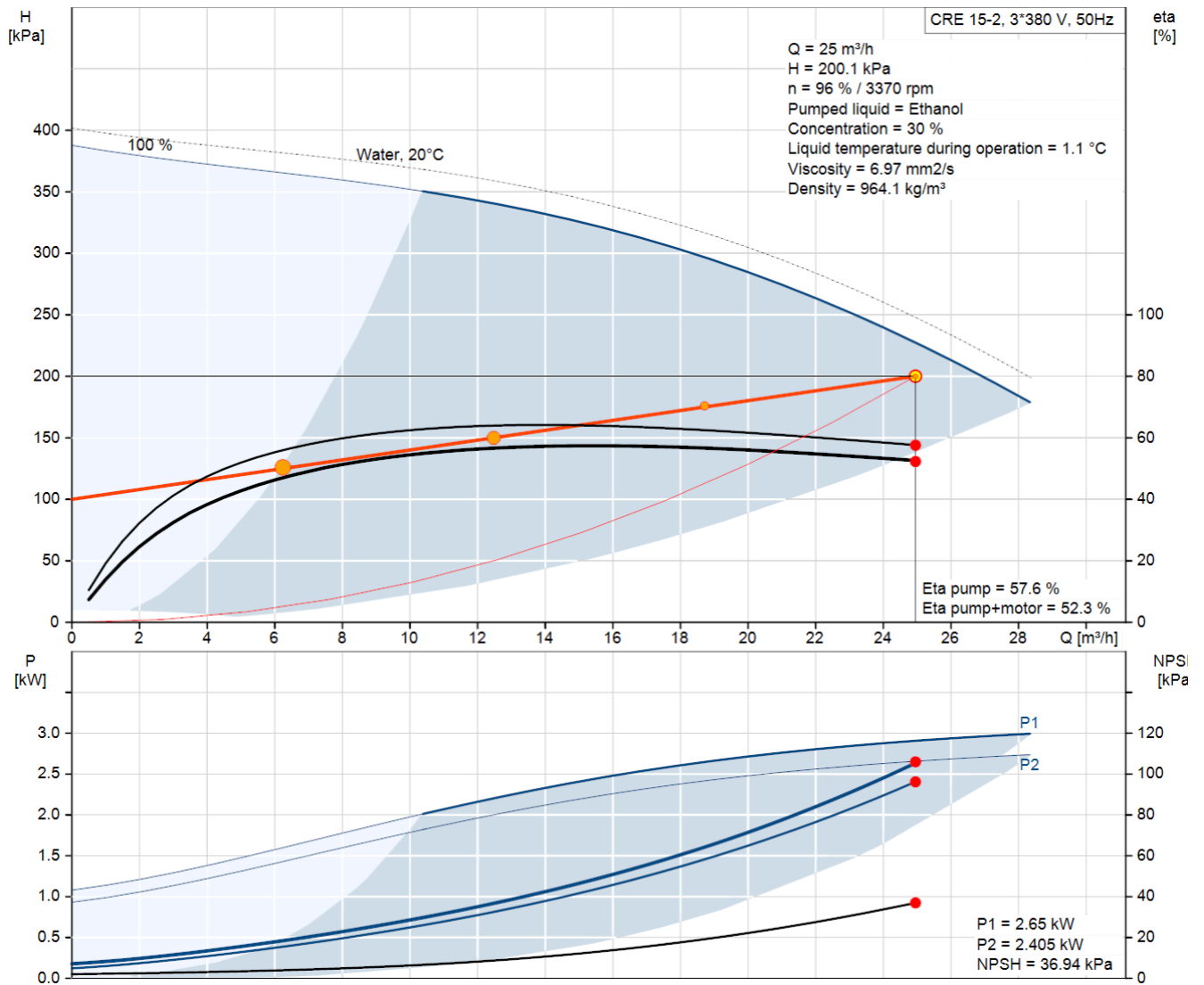
Figur B 6: Karakteristikk for sirkulasjonspumpe til hvert av takene ved Pomona

Samlestokk solfanger



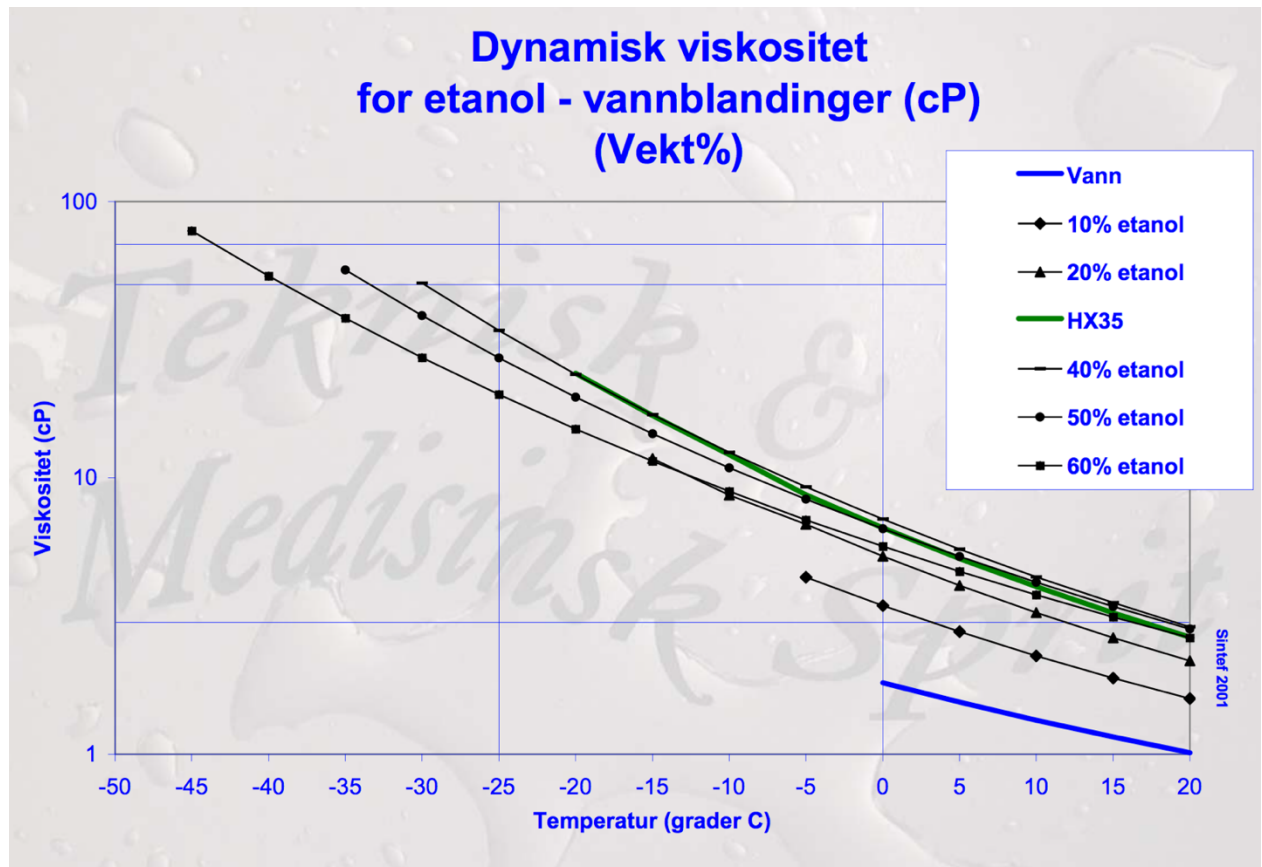
Figur B 7: Karakteristikk for sirkulasjonspumpe til samlestokk solfanger Pomona

Samlestokk brønnpark

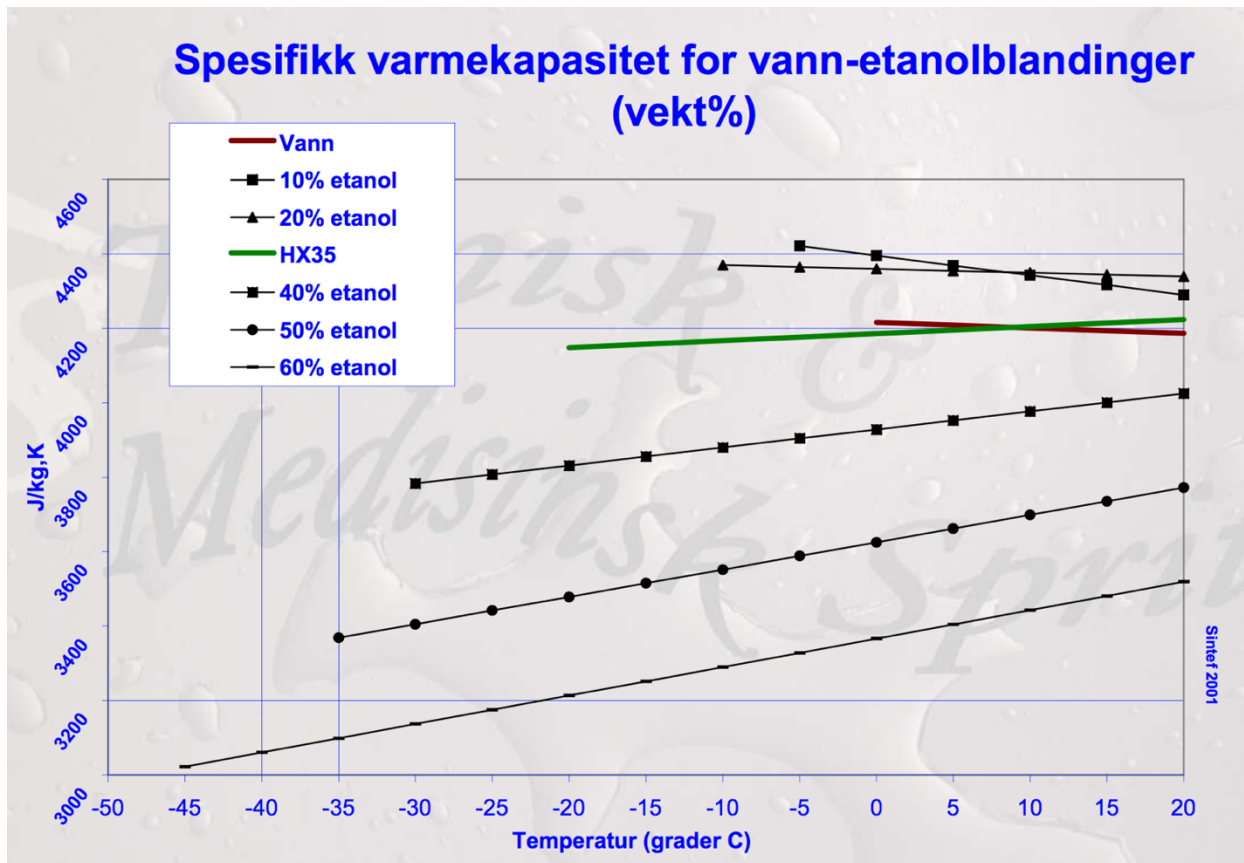


Figur B 8: Karakteristikk for sirkulasjonspumpe til samlestokken brønnpark for Pomona

Vedlegg C: Teknisk data for etanol-vannblandinger

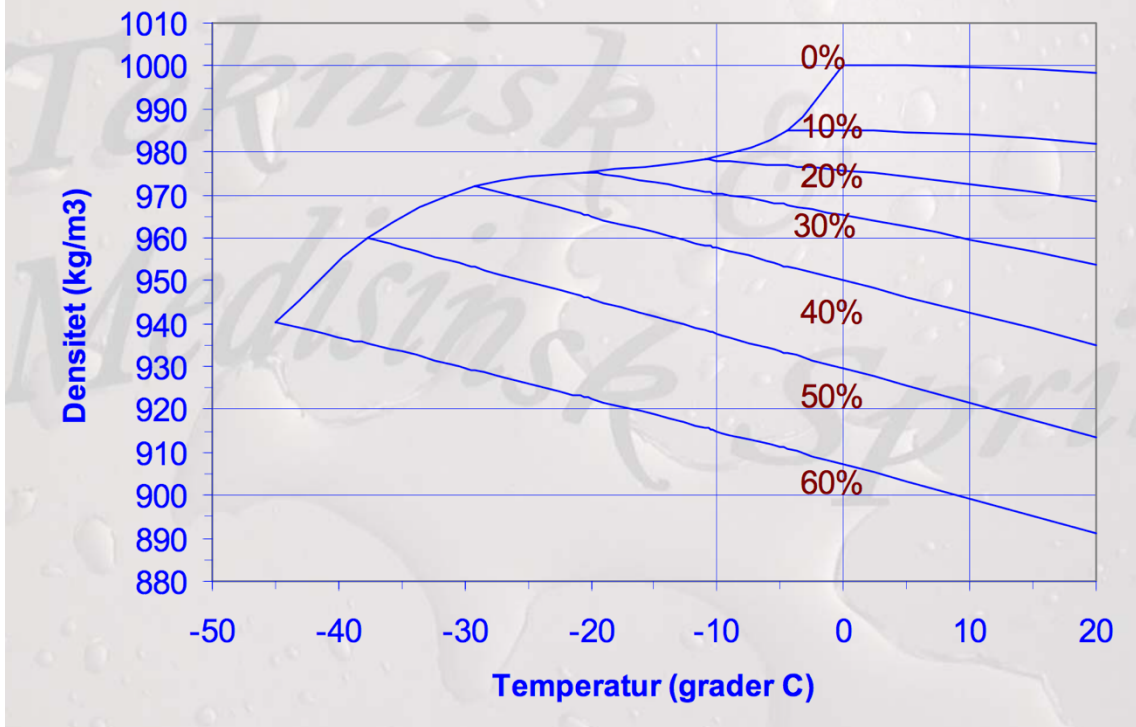


Figur C 1: Dynamisk viskositet for ulike etanol-vannblandinger (SINTEF, 2001)



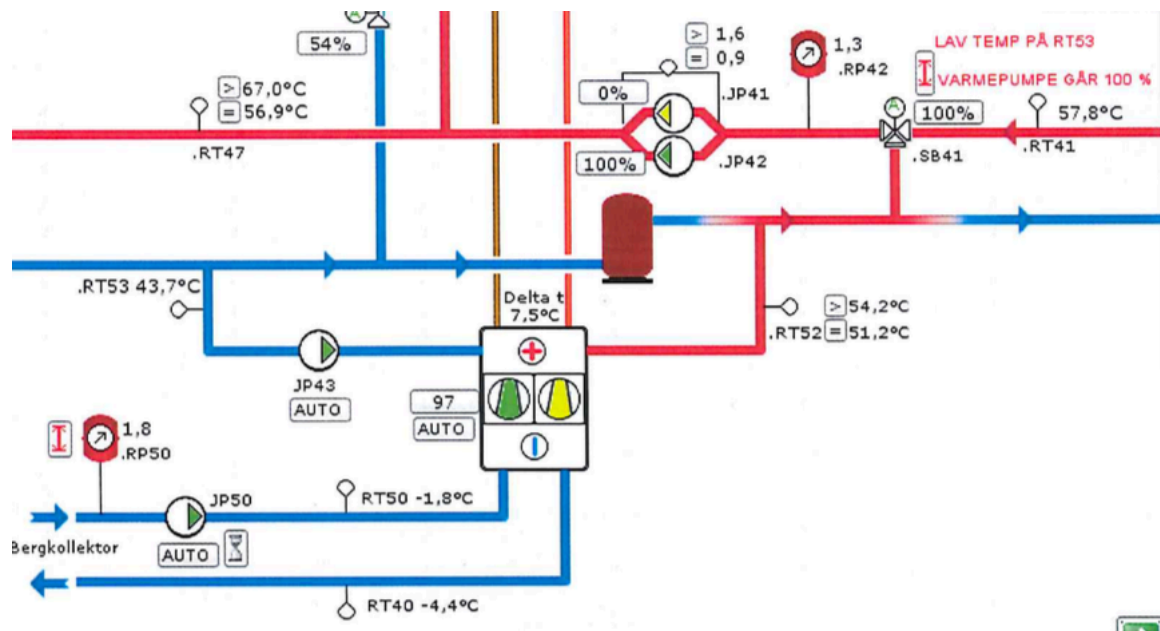
Figur C 2: Spesifikk varmekapasitet for ulike etanol-vannblandinger (SINTEF, 2001)

Tetthet av etanol-vann blandinger som funksjon av temperatur og vekt % etanol

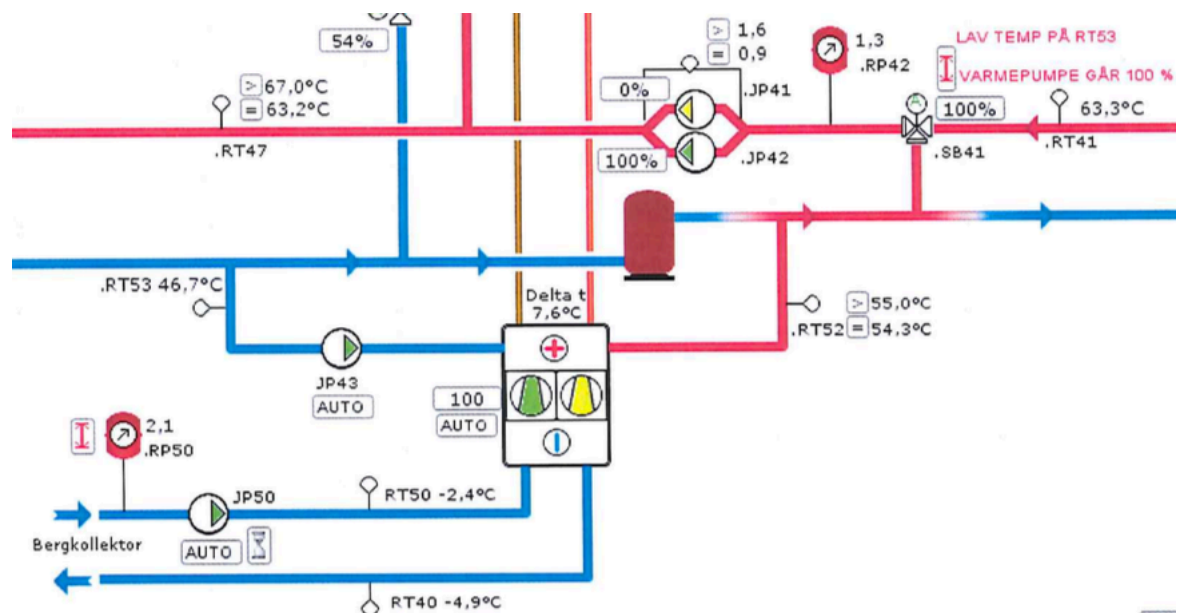


Figur C 3: Tetthet for ulike etanol-vannblandinger (SINTEF, 2001)

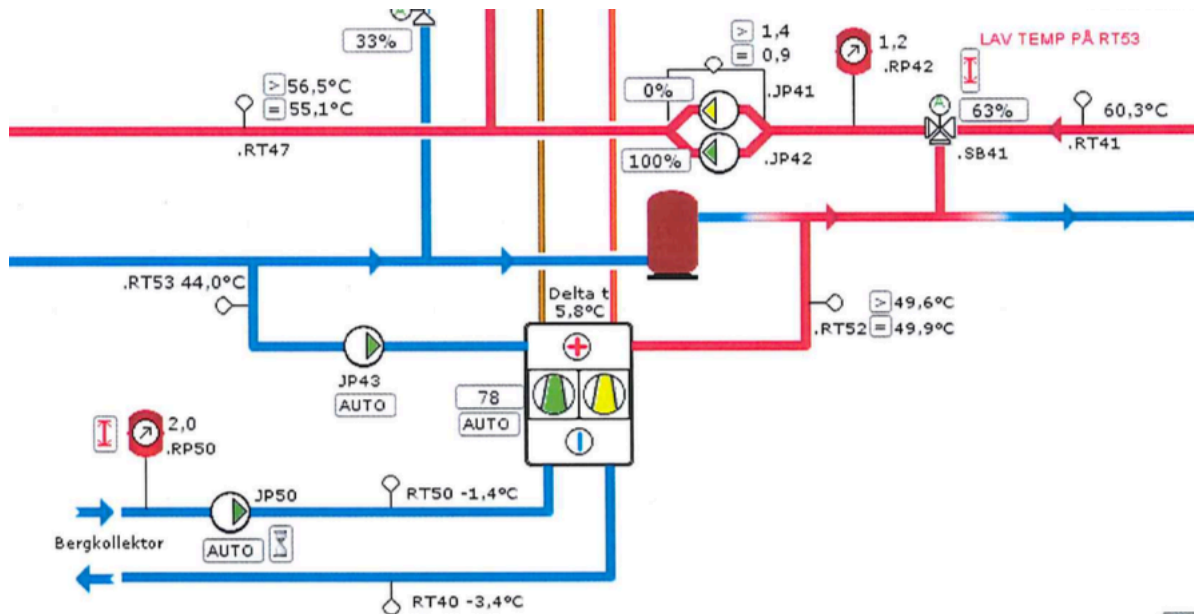
Vedlegg D: Sentraldrift bilder



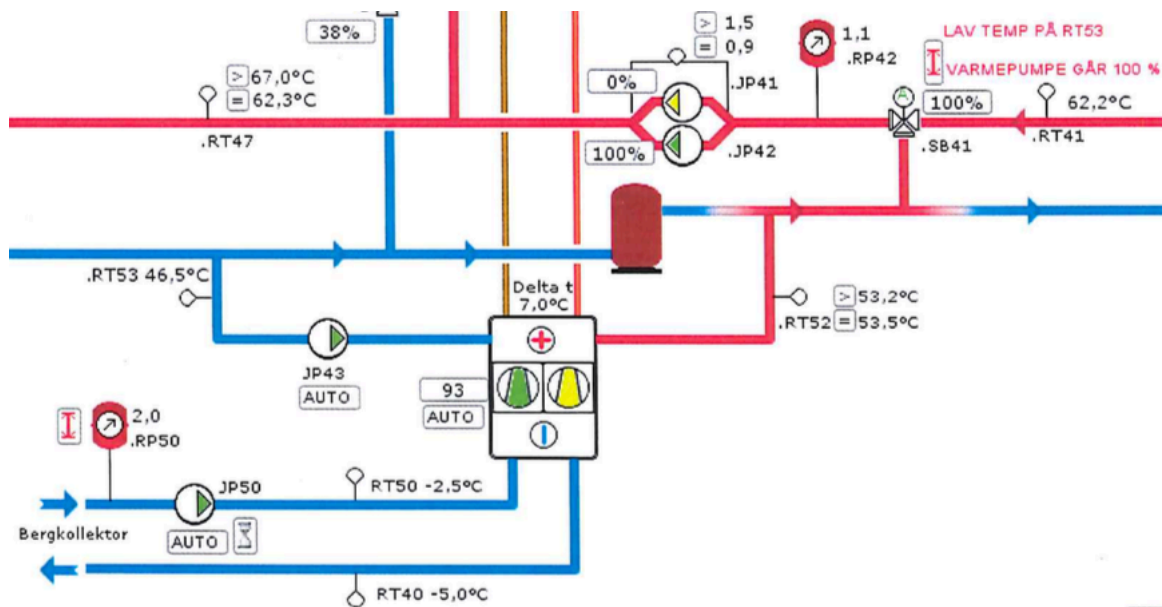
Figur D 1: Utsnitt av SD-bilde 28.10.2016 med utetemperatur på -2,9°C



Figur D 2: Utsnitt av SD-bilde 7.11.2016 med utetemperatur på -6,6°C



Figur D 3: Utsnitt av SD-bilde 15.11.2016 med utetemperatur på $-5,3^{\circ}\text{C}$



Figur D 4: Utsnitt av SD-bilde 1.12.2016 med utetemperatur på $-0,6^{\circ}\text{C}$



Norges miljø- og biovitenskapelig universitet
Noregs miljø- og biovitenskapelige universitet
Norwegian University of Life Sciences

Postboks 5003
NO-1432 Ås
Norway