

Norges miljø- og biovitenskapelige universitet  
Fakultet for miljøvitenskap og teknologi  
Institutt for matematiske realfag og teknologi

Masteroppgave 2015  
30 stp

# Solvarmet bolig med lagring av energi i grunnen

Solar Heated Household with Energy Storage in the Ground

Torstein Helliesen



## FORORD

Denne masteroppgaven er skrevet høsten 2015 og markerer avslutningen på studiet Miljøfysikk og fornybar energi ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet, NMBU. Oppgaven utgjør 30 studiepoeng.

I løpet av mitt 4. studieår på NMBU kontaktet jeg Petter H. Heyerdahl om tips til masteroppgave. Han introduserte meg for et oppvarmingsystem til å dekke et bolighus sitt oppvarmingsbehov med solenergi og grunn geotermisk energilagring. Dette var starten på min masteroppgave. Etter møtene tenkte jeg på hvordan dette kunne løses. Jeg hadde hørt om kapasitetsproblemer på kraftnettet i Norge, der hovedproblemet var effekttoppene. Effekttoppene skyltes oppvarmingsbehov til visse tidspunkter på døgnet. Jeg hadde hørt om helseproblemer i forbindelse med tetting av boliger. Idéen var sånn sett genial. Et energisystem kunne hindret uønskede helseeffekter og avlaste strømmettet.

Oppgaven ble dreid mot å dimensjonere et sol-geotermisk energianlegg til å dekke hele oppvarmingsbehovet til en enebolig.

Prosessen, fra idéfase til et konkret forslag til systemet, har vært lærerik og svært spennende. Prosessen startet med undersøkelser av nødvendig størrelse på fjellvolumene, før undersøkelser av nødvendig størrelse på solfangerne. Mest utfordrende var å kombinere solfangerne og energibrønnene i et system som kunne møte alle driftssituasjoner.

Først vil jeg takke min hovedveileder Petter H. Heyerdahl for konstruktiv og inspirerende veiledning. Jeg vil også takke for en inkluderende holdning som har gitt god inspirasjon til arbeidet med oppgaven. Videre vil jeg takke Wilhelm Huus-Hansen i Abbakonda AS for gode innspill og tanker om en mulig systemkonstruksjon.

Ås, 9. desember 2015

.....

Torstein Helliesen



## SAMMENDRAG

I de tekniske byggeforskriftene krever myndighetene stadig mer isolerte boliger. Energiforbruket skal ned, samtidig som blant annet Astma- og allergiforbundet advarer mot helseskader grunnet for tette boliger. I stedet for tetting av boligene kunne et fornybart energisystem, basert på solfangere og lagring av energi i grunnen, dekket varmetapene til boligen.

En enebolig bruker i gjennomsnitt 26 000 kWh per år. Av dette går 20 500 kWh til oppvarming av boligen og oppvarming av varmt vann (Statistisk Sentralbyrå, 2014). Målet for oppgaven er å konstruere et energisystem med solfangere og energibrønner til å dekke boligens oppvarmingsbehov. Hvordan ville systemet blitt konstruert, hvordan ville det fungert og hvilke dimensjoner ville det hatt?

På en solfylt dag mottar vi i Norge omtrent  $1000 \text{ W/m}^2$ . Summeres all innstrålt effekt på en  $1 \text{ m}^2$  horisontal flate over et år, mottas det i Norge mellom 700 og  $1100 \text{ kWh/m}^2$  (Salvesen, 2009). Med en gjennomsnittlig virkningsgrad på 40% og  $40^\circ$  helningsvinkel ville et solfangerareal på  $72 \text{ m}^2$  gi 30 000 kWh. Et  $72 \text{ m}^2$  solfangeranlegg fra ASV-solar koster 90 000 kr (ASV Solar, 2015).

For å lagre solenergien er det foreslått en brønnpark med 24 brønner av 35 meters aktiv dybde. Borehullene har en diameter på 3 tommer, og er foret med en PVC-duk som sammen med et indre isolert senterrør fungerer som kollektor. Brønnene er delt inn i to grupper, 8 høytemperaturbrønner og 16 mellomtemperaturbrønner. Fjellet tilknyttet høytemperaturbrønnene består av  $1000 \text{ m}^3$  og fjellet tilknyttet mellomtemperaturbrønnene består av  $3500 \text{ m}^3$ . Boringen av brønnparken og installering av kollektorer er estimert å koste i overkant av 100 000 kr (Huus-Hansen, 2015).

Rørsystemet mellom solfangeranlegget, brønnparken, radiatorer og akkumulatortank foreslås konstruert med 3 pumper, 5 ventiler og styrer energibæreren som sirkulerer mellom komponentene. Pumpene og ventilene vil styre energibæreren til riktig del av brønnparken ut fra temperatur. Trykktapene i væskestrømmen er beregnet til å ligge på over 30 meter ved full effekt.

Systemets største fordel er 100% effekt- og energidekning. Systemets største ulempe er at oppvarmingstiden er lang. Det vil ta 5 år fra oppstart av systemet til systemet når driftstemperatur. Dersom systemet starter oppvarming av boligen tidligere vil dette gå på bekostning av oppvarmingstiden til brønnparken.

Nåverdien til systemet er forventet å være -165 000 kr ved en diskonteringsrente på 5% og en levetid på 30 år.

Under drift, vil systemet redusere boligens  $\text{CO}_2$ -utslipp med over 9 tonn hvert år.

Opgaven har en rekke usikkerheter. Noen av usikkerhetene er dimensjoneringen av brønnveggarealet, varmeproduksjonen i solfangerne og trykktapet i rørsystemet.



## ABSTRACT

The Norwegian government is constantly changing their technical building requirements in order to lower energy consumptions by increasing isolation thickness. At the same time, the Asthma and Allergy Association is warning about houses that are built according to the new requirements might have negative impact on people's health. Instead of isolating houses even more, a renewable energy system based on solar and energy storage in the ground, could cover the additional heat losses when building houses less airtight.

A Norwegian house consumes in average about 26 000 kWh every year. Approximately 16 500 kWh are consumed in heating the house and approximately 4 000 kWh in heating water (Statistisk Sentralbyrå, 2014). The main purpose of this thesis is to investigate whether it is possible to construct a system of solar collectors and energy wells to cover a household's need for heating. How could the system be constructed and how could it work? These are the questions that are investigated in this thesis.

On a sunny day in Norway a horizontal plane receives about 1000 W/m<sup>2</sup> of solar insulation. If the solar energy received on this plane during one year is summarized, the surface would receive between 700 and 1100 kWh/m<sup>2</sup> (Salvesen, 2009). With the efficiency level and the solar collectors angle taken into consideration, a collector area of 72 m<sup>2</sup> would produce approximately 30 000 kWh each year. A 72 m<sup>2</sup> solar collector from ASV solar costs 90 000 NOK (ASV Solar, 2015).

This thesis proposes 24 wells with a depth of 35 meters and 3 inches in diameter to store the solar energy. The boreholes contain PVC collectors with an isolated center tube. The wells are grouped into high temperature wells and medium temperature wells, where the medium temperature wells would protect the high temperature wells from heat loss to the surroundings. The solid rock that is surrounding the high temperature wells would contain 1000 m<sup>3</sup>, and the solid rock that is surrounding the medium temperature wells would contain 3500 m<sup>3</sup>. Drilling the wells and installing collectors would cost more than 100 000 NOK (Huus-Hansen, 2015).

The piping system that connects the solar collectors with the wells consists of pipes, 3 pumps and 5 valves. This system is constructed to enable the right temperature of the circulation medium to flow into the right well. The system could produce energy even at partly clouded days. The pressure losses in the pipes are estimated to become approximately 30 meters in total when the system receives maximum insulation.

The main advantage of the system is that it can supply heating of the house even at a large energy demand. Many energy systems are having difficulties delivering enough energy when the need of heating is high for a longer period of time. The main disadvantage is that it may take as long as 5 years until the system has achieved optimal operational temperature. The long initiation phase is based on the time it will take to obtain the required temperature in the solid rock between the wells.

The systems present value is estimated to become -165 000 NOK, based on assumptions of 5% interest rate and expected lifetime of 30 years.

Using this system will reduce the households CO<sub>2</sub>-emissions by more than 9 tons every year.

However, the thesis has many uncertainties. Some of the uncertainties are referring to the dimensioning of the walls of the energy wells, heat production in the solar collectors and the loss of pressure in the pipes.



# 1. INNHOLDSFORTEGNELSE

FORORD .....	I
SAMMENDRAG .....	III
ABSTRACT .....	V
<b>1. INNHOLDSFORTEGNELSE .....</b>	<b>VII</b>
<b>1.1. FIGUROVERSIKT .....</b>	<b>XI</b>
<b>1.2. TABELLOVERSIKT .....</b>	<b>XII</b>
<b>1.3. SYMBOLLISTE .....</b>	<b>XII</b>
<b>2. INNLEDNING .....</b>	<b>- 1 -</b>
<b>2.1. BAKGRUNN FOR OPPGAVEN .....</b>	<b>- 1 -</b>
<b>2.2. MÅLET FOR OPPGAVEN OG BEGRENSNINGER .....</b>	<b>- 2 -</b>
<b>2.3. PROBLEMSTILLING .....</b>	<b>- 2 -</b>
<b>2.4. DEFINISJONER .....</b>	<b>- 2 -</b>
<b>3. TEORI .....</b>	<b>- 3 -</b>
<b>3.1. DAGENS BOLIGBYGGING.....</b>	<b>- 3 -</b>
<b>3.2. TERMODYNAMIKK .....</b>	<b>- 3 -</b>
3.2.1. <i>Stråling</i> .....	- 3 -
3.2.2. <i>Konduksjon</i> .....	- 4 -
3.2.3. <i>Konveksjon</i> .....	- 4 -
<b>3.3. SOLENERGI.....</b>	<b>- 4 -</b>
3.3.1. <i>Solforhold</i> .....	- 5 -
3.3.2. <i>Solfangere</i> .....	- 6 -
3.3.2.1. <i>Flatplatesolfanger</i> .....	- 6 -
3.3.2.2. <i>Vakuumrørsolfanger</i> .....	- 7 -
3.3.3. <i>Virkningsgrad solfangere</i> .....	- 8 -
3.3.4. <i>Serie eller parallell</i> .....	- 10 -
3.3.5. <i>Solfangerens helningsvinkel</i> .....	- 10 -
3.3.6. <i>Drainback</i> .....	- 13 -
<b>3.4. GRUNN GEOTERMISK ENERGI .....</b>	<b>- 14 -</b>
3.4.1. <i>Berggrunn</i> .....	- 14 -
3.4.2. <i>Brønnboring</i> .....	- 16 -
3.4.3. <i>Kollektorer</i> .....	- 18 -
3.4.4. <i>Effektuttak fra brønner</i> .....	- 19 -
3.4.5. <i>Brønnparker</i> .....	- 21 -
3.4.6. <i>Oppvarming av brønnpark med solfangere</i> .....	- 22 -
3.4.7. <i>Utforming av smarte brønnparker</i> .....	- 22 -
3.4.8. <i>Energien lagret i brønnparken</i> .....	- 23 -
3.4.9. <i>Tapene til sylindriske brønnparker</i> .....	- 24 -
<b>3.5. SOL-GEOTERMISKE ENERGISYSTEMER .....</b>	<b>- 25 -</b>
3.5.1. <i>Driftstemperaturer</i> .....	- 25 -
3.5.2. <i>Energibærere</i> .....	- 25 -
3.5.2.1. <i>Vann som energibærer</i> .....	- 25 -
3.5.2.2. <i>Glykolblandinger som energibærer</i> .....	- 26 -
3.5.3. <i>Akkumulatortank eller varmeveksler for varmt forbruksvann</i> .....	- 26 -
3.5.4. <i>Sirkulasjonspumper</i> .....	- 26 -
3.5.5. <i>Drake landing solar community</i> .....	- 27 -
<b>3.6. HYDRODYNAMIKK OG FYSIKK I VÆSKER.....</b>	<b>- 29 -</b>
3.6.1. <i>Laminær og turbulent strømning</i> .....	- 29 -

3.6.2.	Rørtyper.....	- 29 -
3.6.3.	Trykktap og væskehastigheter .....	- 29 -
3.6.4.	Væskestrømmer og energi .....	- 30 -
3.6.5.	Volumutvidelse av væsker .....	- 30 -
3.6.6.	Trykkehøyde i væsker .....	- 32 -
<b>3.7.</b>	<b>ØKONOMI .....</b>	<b>- 33 -</b>
3.7.1.	Strømpriser.....	- 33 -
3.7.2.	Netto nåverdi.....	- 34 -
<b>3.8.</b>	<b>KLIMA OG MILJØ .....</b>	<b>- 35 -</b>
3.8.1.	CO <sub>2</sub> -utslipp ved forbruk av elektrisk energi .....	- 35 -
3.8.2.	CO <sub>2</sub> -utslipp ved boring.....	- 35 -
3.8.3.	CO <sub>2</sub> -utslipp knyttet til produkter .....	- 35 -
<b>4.</b>	<b>METODE.....</b>	<b>- 36 -</b>
<b>4.1.</b>	<b>VALG FOR SYSTEMET .....</b>	<b>- 36 -</b>
4.1.1.	Driftsmåte av solfangere.....	- 36 -
4.1.2.	Energibærer.....	- 36 -
4.1.3.	Varmeveksler eller akkumulatortank for varmt forbruksvann .....	- 36 -
<b>4.2.</b>	<b>BRØNNPARK .....</b>	<b>- 37 -</b>
4.2.1.	Energibrønner.....	- 37 -
4.2.2.	Kollektorer.....	- 37 -
4.2.3.	Brønnparkens tap .....	- 37 -
4.2.4.	Størrelsen på de ulike delene av brønnparken .....	- 37 -
4.2.4.1.	Størrelse på brønnparkens høyttemperaturbrønner .....	- 38 -
4.2.4.2.	Størrelse på brønnparkens mellomtemperaturbrønner.....	- 39 -
4.2.4.3.	Størrelse på brønnparkens lavtemperaturbrønner .....	- 39 -
4.2.5.	Reelle størrelser på brønnparkens deler.....	- 40 -
4.2.6.	Forslag til utforming av brønnparken .....	- 40 -
<b>4.3.</b>	<b>SOLFANGERANLEGG .....</b>	<b>- 41 -</b>
4.3.1.	Typer solfangere.....	- 41 -
4.3.2.	Størrelse .....	- 41 -
4.3.3.	Serie eller parallell .....	- 42 -
4.3.4.	Helningsvinkel .....	- 42 -
<b>4.4.</b>	<b>SYSTEMET.....</b>	<b>- 43 -</b>
4.4.1.	Systemskisse.....	- 43 -
4.4.2.	Driftssituasjoner .....	- 43 -
4.4.2.1.	100% innkommende effekt fra sola.....	- 43 -
4.4.2.2.	50% innkommende effekt fra sola.....	- 43 -
4.4.2.3.	Ingen innkommende effekt fra sola .....	- 43 -
4.4.3.	Styring av systemet .....	- 44 -
4.4.4.	Drainbactank .....	- 44 -
4.4.5.	Rørdimensjoner .....	- 45 -
4.4.5.1.	Generelt om trykktap .....	- 45 -
4.4.5.2.	Trykktap ved full effekt.....	- 45 -
4.4.5.3.	Trykktap ved uthenting av varme til oppvarming av boligen .....	- 48 -
4.4.5.4.	Trykktap ved uthenting av varme til oppvarming av varmt forbruksvann .....	- 49 -
4.4.5.5.	Trykkbelastning i rørene .....	- 50 -
4.4.5.6.	Reynolds' tall .....	- 51 -
4.4.6.	Valg av rørtype.....	- 52 -
4.4.7.	Sirkulasjonspumper .....	- 52 -
4.4.7.1.	Hovedsirkulasjonspumpens nødvendige effekt.....	- 53 -
4.4.7.2.	Nødvendig effekt for pumpe til oppvarming av boligen.....	- 53 -
4.4.7.3.	Nødvendig effekt for pumpe til oppvarming av varmt forbruksvann.....	- 54 -
4.4.8.	Oppstart av systemet .....	- 55 -
<b>4.5.</b>	<b>ØKONOMI .....</b>	<b>- 57 -</b>

4.5.1.	Strømutgift.....	- 57 -
4.5.2.	Netto nåverdi.....	- 57 -
<b>4.6.</b>	<b>KLIMA OG MILJØ .....</b>	<b>- 58 -</b>
4.6.1.	CO <sub>2</sub> utslipp ved elektrisk oppvarming .....	- 58 -
4.6.2.	CO <sub>2</sub> utslipp for en soloppvarmet bolig med geotermisk energilagring.....	- 58 -
<b>5.</b>	<b>RESULTAT .....</b>	<b>- 59 -</b>
<b>5.1.</b>	<b>BRØNNPARK .....</b>	<b>- 59 -</b>
5.1.1.	Pris boring .....	- 59 -
5.1.2.	Kollektorer.....	- 59 -
5.1.3.	Overslag av brønnparkens tap .....	- 60 -
5.1.4.	Størrelsen på de ulike delene av en ideell brønnpark.....	- 60 -
5.1.4.1.	Størrelse på brønnparkens høytemperaturbrønner .....	- 60 -
5.1.4.2.	Størrelse på brønnparkens mellomtemperaturbrønner.....	- 60 -
5.1.4.3.	Størrelse på brønnparkens lavtemperaturbrønner .....	- 61 -
5.1.5.	Forslag til utforming av brønnparken .....	- 61 -
<b>5.2.</b>	<b>SOLFANGERANLEGG .....</b>	<b>- 63 -</b>
5.2.1.	Typer solfangere.....	- 63 -
5.2.2.	Størrelse .....	- 64 -
5.2.3.	Serie eller parallell .....	- 65 -
5.2.4.	Helningsvinkel .....	- 65 -
<b>5.3.</b>	<b>SYSTEMET.....</b>	<b>- 66 -</b>
5.3.1.	Systemskisse.....	- 66 -
5.3.2.	Driftssituasjoner .....	- 69 -
5.3.3.	Styring av systemet .....	- 69 -
5.3.4.	Akkumulatortank for varmt forbruksvann .....	- 70 -
5.3.5.	Drainbacktank .....	- 71 -
5.3.6.	Rørtype.....	- 71 -
5.3.7.	Rørdimensjoner .....	- 71 -
5.3.7.1.	Trykktap ved full effekt.....	- 71 -
5.3.7.2.	Trykktap ved uthenting av varme til oppvarming av boligen .....	- 72 -
5.3.7.3.	Trykktap ved uthenting av varme til oppvarming av varmt forbruksvann .....	- 72 -
5.3.7.4.	Trykkbelastninger på rørene .....	- 73 -
5.3.7.5.	Reynolds tall .....	- 73 -
5.3.8.	Sirkulasjonspumpe .....	- 74 -
5.3.8.1.	Hovedsirkulasjonspumpe .....	- 74 -
5.3.8.2.	Sirkulasjonspumper til uthenting av varme til boligen og til varmt forbruksvann .....	- 75 -
5.3.9.	Oppstarten av systemet .....	- 75 -
<b>5.4.</b>	<b>ØKONOMI .....</b>	<b>- 76 -</b>
5.4.1.	Strømutgift.....	- 76 -
5.4.2.	Netto nåverdi.....	- 76 -
<b>5.5.</b>	<b>KLIMA OG MILJØ.....</b>	<b>- 77 -</b>
5.5.1.	CO <sub>2</sub> -utslipp ved elektrisk oppvarming .....	- 77 -
5.5.2.	CO <sub>2</sub> -utslipp for en soloppvarmet bolig med geotermisk energilagring .....	- 77 -
5.5.3.	Reduksjon i CO <sub>2</sub> -utslipp .....	- 77 -
<b>6.</b>	<b>DISKUSJON.....</b>	<b>- 78 -</b>
<b>6.1.</b>	<b>BOLIGBYGGING .....</b>	<b>- 78 -</b>
<b>6.2.</b>	<b>SOLFANGERANLEGG .....</b>	<b>- 78 -</b>
6.2.1.	Størrelse solfangeranlegg .....	- 78 -
6.2.2.	Solforhold .....	- 78 -
6.2.3.	Skygging .....	- 78 -
6.2.4.	Parallell eller seriekobling .....	- 78 -
6.2.5.	Termometer.....	- 79 -
6.2.6.	Faktisk produksjon.....	- 79 -

<b>6.3.</b>	<b>BRØNNPARKEN</b> .....	<b>- 80 -</b>
6.3.1.	<i>Bergarter</i> .....	- 80 -
6.3.2.	<i>Kollektor</i> .....	- 80 -
6.3.3.	<i>Antall brønner</i> .....	- 80 -
6.3.4.	<i>Størrelser på brønnparkens deler</i> .....	- 80 -
<b>6.4.</b>	<b>SYSTEMET</b> .....	<b>- 81 -</b>
6.4.1.	<i>Systemets konstruksjon</i> .....	- 81 -
6.4.2.	<i>Støy</i> .....	- 81 -
6.4.3.	<i>Drainbacktank</i> .....	- 81 -
6.4.4.	<i>Rørsystemet</i> .....	- 81 -
6.4.5.	<i>Tilbakeslagsventilene</i> .....	- 82 -
6.4.6.	<i>Reynolds tall</i> .....	- 82 -
6.4.7.	<i>Sirkulasjonspumpene</i> .....	- 82 -
6.4.8.	<i>Strømtilførsel til sirkulasjonspumpene</i> .....	- 83 -
6.4.9.	<i>Rørsystemet mellom brønnene</i> .....	- 83 -
6.4.10.	<i>Styringen av systemet</i> .....	- 83 -
6.4.11.	<i>Oppstart av systemet</i> .....	- 83 -
<b>6.5.</b>	<b>ØKONOMI</b> .....	<b>- 84 -</b>
6.5.1.	<i>Strømpriser</i> .....	- 84 -
6.5.2.	<i>Netto nåverdi</i> .....	- 84 -
<b>6.6.</b>	<b>KLIMA OG MILJØ</b> .....	<b>- 84 -</b>
<b>7.</b>	<b>KONKLUSJON</b> .....	<b>- 86 -</b>
<b>8.</b>	<b>REFERANSER</b> .....	<b>- 87 -</b>
<b>9.</b>	<b>VEDLEGG</b> .....	<b>- 92 -</b>
9.1.	<b>DIMENSJONERING AV RØR</b> .....	<b>- 92 -</b>
9.2.	<b>NÅVERDIBEREGNING</b> .....	<b>- 93 -</b>

## 1.1. FIGUROVERSIKT

Figur 1. Gjennomsnittlig innstrålt energi i løpet av et år (Chen, 2011). .....	- 5 -
Figur 2. Illustrasjon av oppbyggingen til en flatplatesolfanger. (Fred, 2010) .....	- 6 -
Figur 3. Tverrsnitt av en vakuumrørsolfanger (Ramm, u.d.) .....	- 7 -
Figur 4. Figuren viser typiske energioverførslser til en solfanger (Ramm, u.d.) .....	- 8 -
Figur 5. Figuren viser virkningsgraden til ulike flatplatesolfangere ved som funksjon av solfangeren og omgivelsene. F1, F2, F3 og F4 viser virkningsgraden til ulike typer solfangere ved ulike temperaturdifferanser mellom solfangeren og omgivelsene og ulik innstrålt effekt (Chen, 2011). ...	- 9 -
Figur 6. Gjennomsnittlig daglig solinnstråling for en sørvendt flate i Sør-Norge med 43° tilting (Anon., u.d.) .....	- 10 -
Figur 7. Figuren viser innstrålt energi dersom en flate plasseres med ulike vinkler i forhold til ideell vinkel. (Multiconsult - PV Syst, u.d.) .....	- 11 -
Figur 8. Figuren viser et innstrålingskart med andelen solinnstråling i månedene mai, juni, juli og august i forhold til den totale solinnstrålingen. (Šúri M., 2007) .....	- 12 -
Figur 9. Figuren viser et kart over bergartene i Norge (Karstens, 2015) .....	- 15 -
Figur 10. Illustrasjon av boring av en energibrønn. (Aarbø, et al., 2002) .....	- 17 -
Figur 11. U-rørskollektor og koaksial kollektor (Gehlin, 2002) .....	- 18 -
Figur 12. Et typisk temperaturprofil for to oppvarmede brønner. Rød farge viser lav temperatur mens gult viser fjellets grunntemperatur (Nicholson-Cole, 2012) .....	- 19 -
Figur 13. Illustrasjon av en temperert brønnpark som er isolert i overkant, sett fra siden. Rød farge viser til den varmeste delen, oransje viser til den mellomtempererte delen og gult viser til den kaldeste delen av brønnparken. ....	- 21 -
Figur 14. En oppvarmingssimulering av en brønnpark. Varme vises i rekkefølge fra rødt til gult, grønt og blått (DHI Group, 2011). ....	- 22 -
Figur 15. Figuren viser en illustrasjon av en brønnpark sett ovenfra. Illustrasjonen viser at de ulike sjiktene brønnparken kan deles inn i for å hindre varmeutveksling med omkringliggende fjell. ....	- 23 -
Figur 16. En illustrasjon av energisystemet til DLSC (Drake Landing Solar Community, u.d.). ....	- 27 -
Figur 17. Drake Landings Solar Community sitt energiforbruk i forhold til et normalt hjem, ifølge deres hjemmeside (Drake Landing Solar Community, u.d.) .....	- 28 -
Figur 18. Prosentvis volumutvidelse av vann som funksjon av temperatur (The Physics Hypertextbook, u.d.) .....	- 31 -
Figur 19. Gjennomsnittlige kraftpriser ekskl. avgifter og nettleie (Statistisk Sentralbyrå, 2015). ....	- 34 -
Figur 20. Ideelt temperaturprofil for brønnparken dersom det ikke er varmeutveksling mellom de ulike delene av brønnparken. ....	- 38 -
Figur 21. Et mulig reelt temperaturprofil for brønnparken. ....	- 40 -
Figur 22. Et ønsket temperaturprofil for brønnparken. ....	- 44 -
Figur 23. Illustrasjon av en koaksial kollektor. Senterrøret er vist i rødt og ytre kollektor i grønt. ...	- 46 -
Figur 24. Forventet temperaturprofil under oppvarming av brønnparken ved å sende energibæreren til den kaldeste delen av brønnparken .....	- 55 -
Figur 25. Forventet temperaturprofil under oppvarmingen av brønnparken ved å føre energibæreren til den varmeste brønnen uansett .....	- 55 -
Figur 26. Forventet temperaturprofil under oppvarming av brønnparken ved normal systemdrift. ....	- 56 -
Figur 27. Tverrsnittillustrasjon av monteringen av kollektoren. ....	- 59 -

Figur 28. Brønnparkens brønner sett ovenfra. Røde og oransje brønner vil tilhøre høytemperaturbrønnene og gule og grønne brønner vil tilhøre mellomtemperaturbrønnene. ....	- 62 -
Figur 29. Bilde av en modul av generasjon 4 flatplatesolfanger fra ASV Solar. (ASV Solar, 2015)....	- 63 -
Figur 30. Bildet viser hvordan en ASV solfanger ser ut etter montering. (ASV Solar, 2015).....	- 64 -
Figur 31. Skjematisk 2D systemskisse.....	- 66 -
Figur 32. Illustrasjon av Hoiax VPM 300/30. (VVparts, 2015) .....	- 70 -
Figur 33. Performance Curve for Grundfos CRE 1-8. (Grundfos, 2015) .....	- 74 -
Figur 34. Performance curve for Grundfos Alpha2 25-50. (Grundfos, 2015).....	- 75 -

## 1.2. TABELLOVERSIKT

Tabell 1. Tabellen viser hvilke forutsetninger som er tatt for grafene i Figur 5.....	- 9 -
Tabell 2. Et utvalg av vanlige bergarter, med varmekapasitet, tettheten og hvor man kan finne bergarten (Appalbaum, 2014) (Alden, u.d.) (Anon., u.d.) .....	- 16 -
Tabell 3. Volumutvidelseskoeffisienten til ulike væsker ved standardbetingelser (The Engineering ToolBox, u.d.).....	- 30 -
Tabell 4. Volumutvidelseskoeffisienten til vann ved ulike temperaturer (The Physics Hypertextbook, u.d.) .....	- 31 -
Tabell 5. Tetthet til vann ved forskjellige temperaturer (Engineeringtoolbox, 2015). .....	- 32 -
Tabell 6. Gjennomsnittlig CO <sub>2</sub> -utslipp per kWh for ulike typer kraftverk. (Norges vassdrags- og energidirektorat (NVE), 2015) .....	- 35 -
Tabell 7. Lengder og antall rør i brønnparken med forventet væskehastighet. ....	- 47 -
Tabell 8. Høytemperaturbrønnenes volumkrav.....	- 60 -
Tabell 9. Kravet til høytemperaturbrønnenes radius dersom aktivt brønndybde er 35 meter.....	- 60 -
Tabell 10. Mellomtemperaturbrønnenes volumkrav.....	- 60 -
Tabell 11. Kravet til mellomtemperaturbrønnenes ytre radius av dersom aktivt brønndybde er 35 meter.....	- 61 -
Tabell 12. Beskrivelse av komponentene i Figur 31. ....	- 67 -
Tabell 13. De ulike pumpenes status og ventilenes stillinger ved ulike driftssituasjoner.....	- 69 -
Tabell 14. Budsjett for energisystemt (Huus-Hansen, 2015) (ASV Solar, 2015) (Enova, 2015). ....	- 76 -

## 1.3. SYMBOLLISTE

Symbol	SI-enhet	Forklaring
Q	$\frac{J}{s}$	Varmestrøm per tid
$\Sigma$	$J s^{-1} m^{-2} K^{-4}$	Stefan-Boltzmanns konstant
A	$m^2$	Areal
K	$\frac{W}{m \cdot K}$	Termisk konduktivitet
dT	K	Temperaturrendring
dx	m	Tykkelse eller avstand
H	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	Varmeovergangstall

T	$K$	Temperatur
$T_c$	$K$	Omgivelsestemperatur
$\mu$		Virkningsgrad
$P_f$	$W$	Effekten energibæreren mottar fra solfangeren
$P_{sol}$	$W$	Total innstrålt effekt
A	$\frac{m^2}{s}$	Termisk diffusivitet
P	$\frac{kg}{m^3}$	Tetthet
$C_p$	$\frac{J}{kg \cdot K}$	Spesifikk varmekapasitet
$C_v$	$\frac{J}{m^3 \cdot K}$	Volumetrisk varmekapasitet
V	$m^3$	Volum
R	$m$	Radius
$T_f$	$K$	Fjelltemperatur
$T_{gf}$	$K$	Initial grunnfjellstemperatur
$T_i$	$K$	Initial temperatur
$T_e$	$K$	Sluttemperatur
L	$m$	Lengde
P	$W$	Effekt
$\Delta p$	$Pa$	Trykkendring
$\eta_{tot}$		Total virkningsgrad
Re		Reynolds tall
V	$m/s$	Hastighet
$d_h$	$m$	Hydraulisk diameter
N	$\frac{m^2}{s}$	Væskens kinematiske viskositet
H	$m$	Trykkehøyde
$k_r$		Konstant for ulike rørforbindelser
G	$\frac{N}{kg}$	Gravitasjonskraften på jordoverflaten
$q_m$	$\frac{kg}{s}$	Massestrøm
$q_v$	$\frac{m^3}{s}$	Volumstrøm
dV	$m^3$	Volumendring
$\Gamma$	$K^{-1}$	Volumutvidelseskoeffisient
$V_0$	$m^3$	Initial volum
NV	$kr$	Nåverdi
$CF_0$	$kr$	Investeringsutgift
$CF_t$	$kr$	Kontantstrøm ved år t
T	år	Tid
N	år	Levetid for systemet
I		Diskonteringsrente





## 2. INNLEDNING

### 2.1. BAKGRUNN FOR OPPGAVEN

Byggteknisk forskrift av 1949 var første tekniske byggforskrift som inneholdt krav til energiforbruk i nye bygninger. Tidligere var det kun krav til maksimale varmeovergangstall i ulike deler av bygningen (Kommunal- og arbeidsdepartementet, 1949). Denne tekniske forskriften ble fornyet i 1969 der også tetthet til bygningen ble inkludert (Kommunal- og arbeidsdepartementet, 1969). 1. august 2007 trådte teknisk byggforskrift 2007, TEK 07, i kraft. Dette var første forskrift der det ble stilt krav til maksimalt energiforbruk for boliger, basert på størrelsen til boligen (Statens Bygningstekniske Etat, 2007).

Gjennom disse forskriftene har 1-lags vinduer blitt erstattet av 2-lags vakuumbinduer med lavere varmeovergangstall. Nye hus bygges med opptil 3-lags vinduer og isolasjonstykkelse på over 30 cm for å møte myndighetenes krav om stadig lavere energiforbruk i boligene. Uttrykket passivhus har i den sammenheng dukket opp. Passivhus er hus som har oppfylt en rekke krav til energibesparende tiltak som lave varmetapstall, minimale oppvarmingsbehov, krav til varmegjenvinning og krav til at energien kommer fra andre kilder enn fossile brensler og elektrisitet (Standard Norge, 2013). Regjeringen har varslet at neste tekniske byggforskrift, som er i utviklingsfasen, vil inneholde krav til bygging av passivhus (Dalseg, 2014).

Passivhus er dyre å bygge og eksperter mener husene vil ha risiko for fuktskader som øker sannsynligheten for luftveisinfeksjoner til beboerne (Bakke, 2011). Også Astma- og allergiforbundet og Arbeidstilsynet varsler at krav til energisparing i bygg kan ha en negativ helseeffekt (Gildestad, 2015)

For oppvarming av eneboliger har en viktig del av løsningen til nå vært varmepumper. I områder med mange eneboliger er andelen husholdninger med varmepumper oppe i 40% (Statistisk Sentralbyrå, 2014). De fleste av disse er luft-til-luftvarmepumper, men disse varmepumpene har en stor svakhet. Virkningsgraden faller ved lavere utetemperaturer. Dette betyr at når varmepumpene trengs som mest, virker de dårligst. På de kaldeste dagene blir da oppvarmingen basert på elektrisitet.

Ettersom kraftnettet må dimensjoneres for dagen med størst effekt hjelper varmepumpene lite med avlastning av nettet. Dette vil igjen gi en dyrere total kostnad for strømmen fordi nettleien må økes for å bygge ut og vedlikeholde nettet.

Istedenfor å bruke penger på å tette boligene mer, kunne boligene blitt bygd etter eldre byggforskrifter og pengene brukt på å lage et fornybart oppvarmingssystem. Da vil to problemer være løst. Helse- og sikkerhetsrisikoen ved tetting av boliger, og overbelastning av kraftnettet. Men hvor skal denne energien komme fra? En vanlig norsk husholdning bruker nesten 80% av energiforbruket på rom- og varmtvannsoppvarming, samtidig som hustakene skjermer oss fra om lag 1200 kWh/m<sup>2</sup> i løpet av året (Bøeng, 2014) (Chen, 2011). Hvorfor klarer vi ikke å utnytte denne solenergien bedre? Kan denne energien lagres og brukes når vi trenger den som mest?

## 2.2. MÅLET FOR OPPGAVEN OG BEGRENSNINGER

Målet for oppgaven vil være å undersøke om det er mulig å dekke et bolighus' oppvarmingsbehov ved hjelp av solvarme og lagring av energi i grunnen på en billig, effektiv og fornybar måte. Oppgaven vil dreie seg om dimensjonering av solfangeranlegg og geotermiske brønner for overføring av nok energi til og fra brønnen.

Prisen på anlegget vil beregnes for å sammenligne energisystemet mot elektrisk oppvarming.

Oppgaven vil begrenses til et energisystem i størrelsesorden en gjennomsnittlig norsk husholdning. Oppgaven vil heller ikke gå grundig inn i solfangerens virkningsgrader eller brønnenes termiske respons, men gi et anslag om hva som kan forventes av virkningsgrader til de ulike komponentene. Anslagene vil naturligvis være kvalifiserte anslag uten positiv eller negativ vinkling. Dette for å være sikrest mulig når det gjelder lovnader om hva systemet kan utrette.

## 2.3. PROBLEMSTILLING

Kan en boligs oppvarmingsbehov dekkes av et energisystem basert på solfangere og energibrønner?

- Hvilke typer solfangere er best egnet og hvordan må dette systemet fungere?
- Hvordan burde brønnene bores og hvordan må dette systemet fungere?
- Hvordan samkjøre disse systemene best mulig?
- Hva vil dette koste?
- Hvilke miljøgevinster kan dette anlegget gi?

## 2.4. DEFINISJONER

Sirkulerende væske for utveksling av varme omtales som energibærer. For dette systemet er energibæreren vann og kan derfor omtales som vann. Dersom vann henviser til varmt eller kaldt forbruksvann er det presisert at det er forbruksvann som omtales.

### 3. TEORI

Denne teoridelen går igjennom sentrale systemkomponenter i et sol-geotermisk energisystem og fysikken bak. Det blir gjennomgått generell termodynamikk, varmeutvinning fra sol, fjellagring av varme, generell hydrodynamikk, økonomisk teori og CO<sub>2</sub>-utslippsberegninger.

#### 3.1. DAGENS BOLIGBYGGING

TEK 10, dagens gjeldende tekniske byggeforskrifter, inneholder krav til maksimalt tillatt netto energibehov. For småhus er maksimalt tillatt energibehov uttrykket ved formelen:

$$\text{Maksimalt tillatt netto energibehov per m}^2 \text{ per år} = 120 \text{ kWh} + \frac{1600}{\text{Oppvarmet BRA}} \text{ kWh}$$

Der BRA er bruksareal.

I gjennomsnitt tilføres en enebolig 26 000 kWh energi årlig (Statistisk Sentralbyrå, 2014). Av dette går omtrent 64% til romoppvarming og 15% til oppvarming av varmt vann. De resterende 21% går til andre formål som belysning, kjøleskap, fryser og andre elektriske artikler (Feilberg, 2006).

En gjennomsnittlig bolig etterspør da omtrent 16 500 kWh til romoppvarming og omtrent 4000 kWh til oppvarming av varmt forbruksvann. Forbruket varierer med byggestandarden.

#### 3.2. TERMODYNAMIKK

Varmeutveksling kan foregå med 3 prosesser, stråling, konduksjon og konveksjon.

##### 3.2.1. STRÅLING

Stråling er den eneste varmeutvekslingsmekanismen som fungerer i vakuum. Varmeoverførselen skjer ved elektromagnetisk stråling, en masseløs stråling der et elektrisk og magnetisk felt vekselvirker på hverandre.

Netto strålingstap for et objekt kan beskrives med Stefan-Boltzmanns lov:

$$Q = \epsilon \sigma A (T^4 - T_c^4) \text{ Formel 1}$$

Der Q er utstrålt effekt,  $\epsilon$  er objektets emissivitet,  $\sigma$  er Stefan-Boltzmanns konstant, T er objektets temperatur og T<sub>c</sub> er omgivelsestemperaturen.

Emissiviteten,  $\epsilon$ , er oppgitt i en skala fra 0 til 1 hvor 0 betraktes som et svart legeme, mens 1 betraktes som et hvitt legeme. Et svart legeme karakteriseres ved at all stråling absorberes og emitteres. Et hvitt legeme absorberer og emitterer ikke stråling. Likevel kan emissiviteten variere med bølgelengden. Selektive overflater er overflater der emissivitetens variasjon med bølgelengde utnyttes.

### 3.2.2. KONDUKSJON

Konduksjon er en varmeutvekslingsmekanisme basert på kontakt mellom medier. Konduksjon oppstår når to gjenstander utveksler atomvibrasjoner.

Varmeledningen gjennom et materiale kan beskrives med Fouriers lov:

$$Q = -kA \frac{dT}{dx} \text{ Formel 2}$$

Der Q er varmeledningen, k er materialets termisk konduktivitet, A er arealet og dT/dx temperaturgradienten.

### 3.2.3. KONVEKSJON

Konveksjon er en varmeoverførselsmekanisme basert på væske- eller gasstransport.

Varmeoverførselen kan beskrives med Newtons avkjølingslov:

$$Q = hA(T^4 - T_c^4) \text{ Formel 3}$$

Der Q er varmeutvekslingen, h er konveksjonskoeffisienten, A er areal, T er objektets temperatur og  $T_c$  er omgivelsestemperaturen.

## 3.3. SOLENERGI

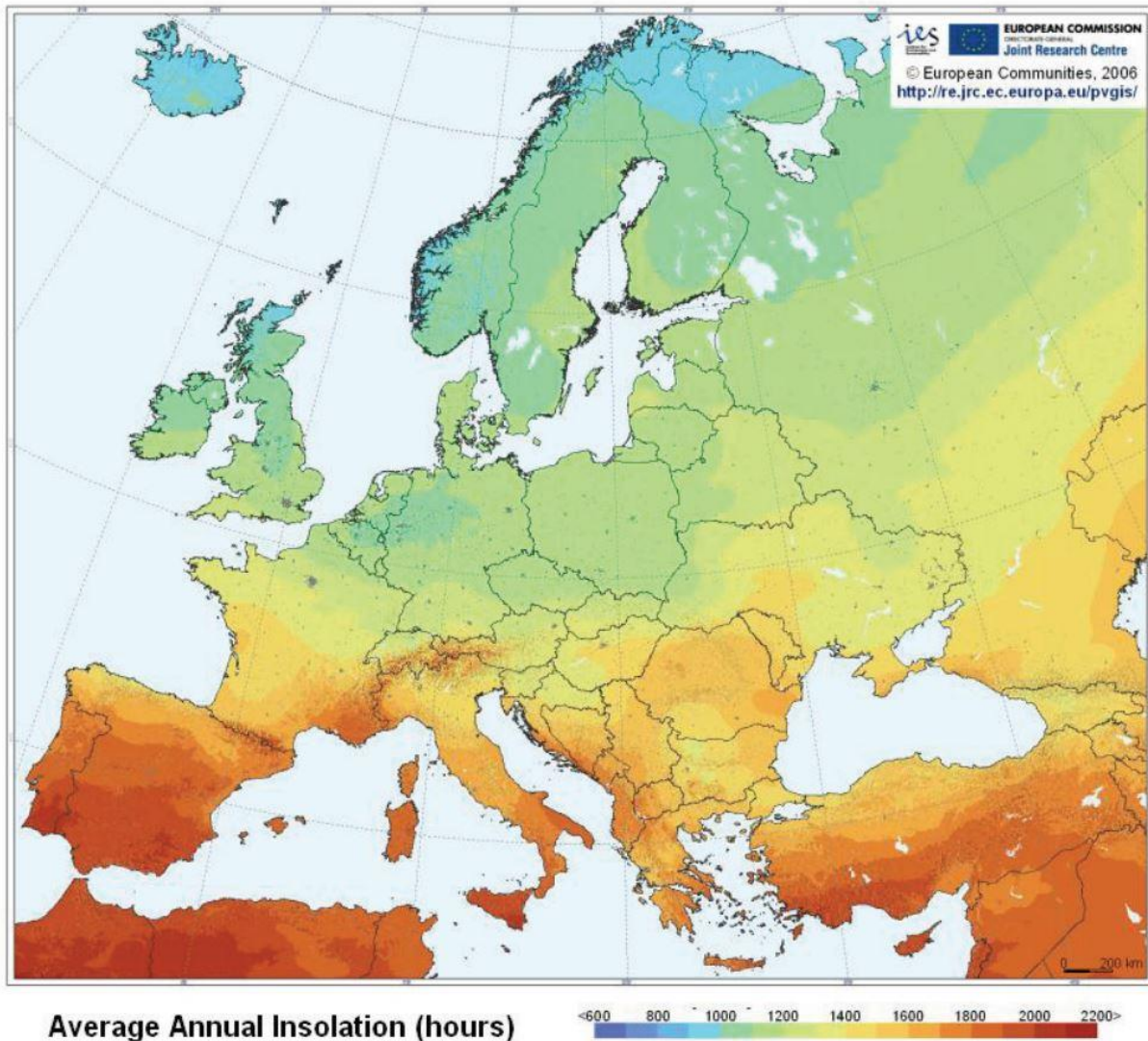
Jorden mottar til enhver tid omtrent  $1370 \text{ W/m}^2$  fra solen. Dette kalles solarkonstanten. Av disse  $1370 \text{ W/m}^2$  blir noe reflektert eller absorbert i atmosfæren. På en solfylt sommerdag mottar en flate på jordoverflaten, med arealvektor mot solen, omtrent  $1000 \text{ W/m}^2$ .

Solenergi er drivkraften til de fleste energikilder. All energi har opprinnelse i solenergi, men energien utnyttes indirekte. Både vindkraft, bølgekraft, vannkraft og fossilt brensel er energiformer med opphav i solenergi. Prosessene på jorden uten opphav i solenergi er tidevann, som er drevet av gravitasjon, og radioaktiv spalting av materialer.

Direkte solenergi er utnyttelse av solinnstrålingen. Med dette innebærer produksjon av strøm med solceller eller termiske solkraftverk, eller varmeproduksjon med solfangere.

### 3.3.1. SOLFORHOLD

Solinnstrålingens effekt varierer over året. Summeres innstrålingen over et år kan årlig solenergi finnes. Figur 1 viser gjennomsnittlig avsatt energi på en 1m<sup>2</sup> horisontal flate i løpet av et år i Europa. Norge mottar mellom 700 kWh/m<sup>2</sup> og 1100 kWh/m<sup>2</sup> per år, avhengig av lokasjonen i Norge (Salvesen, 2009). Dette er innstrålt effekt på en horisontal flate med været tatt i betraktning.



Figur 1. Gjennomsnittlig innstrålt energi i løpet av et år (Chen, 2011).

Innstrålt effekt er målt på steder uten skygging. Med skygging menes lokale variasjoner i innkommende stråling grunnet skygging fra trær, bygninger, fjell og lignende. Skygging vil redusere innkommende effekt og bør derfor unngås så fremt det er mulig. For å sikre gode solforhold kan takmontering av solfangere kan være hensiktsmessig. Felling av trær som kaster skygge over anlegget er et annet tiltak.

### 3.3.2. SOLFANGERE

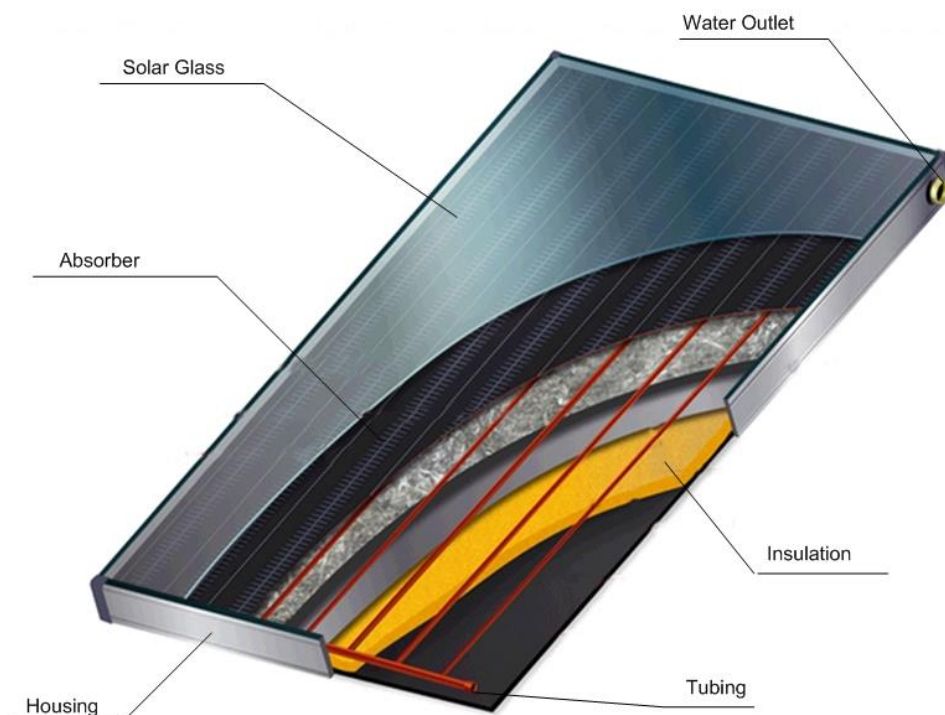
Solfangere finnes i flere varianter. Til husholdningsbruk brukes stort sett vakuumsolfangere og flatplatesolfangere. Solfangertypene har ulik forventet levetid, virkningsgrad og pris. Solfangere kan også ha forskjellig respons. Med dette menes tiden solfangeren bruker på å oppnå høy virkningsgrad fra solfangeren mottar solinnstråling. Dette kan gi utslag på varmeproduksjonen på en dag der været skifter mye.

#### 3.3.2.1. FLATPLATESOLFANGER

Flatplatesolfangeren består av en flat plate med en absorberende overflate. På platen er påmontert rør der energibæreren sirkulerer. For høy effektivitet lages platen i et varmeledende materiale som aluminium eller kobber. Billige flatplatesolfangere kan ha plater av plast. Platen har som regel isolert bakside og glass på fremsiden for å hindre varmetap.

Flatplatesolfangeren er en billig og robust solfanger med lang levetid. Anslått levetid er fra 25 år og oppover. Flatplatesolfangeren har en lavere virkningsgrad enn vakuumsolfangeren, spesielt ved lavere omgivelsestemperaturer. Flatplatesolfangeren avgir stort sett mer varme med konveksjon og konduksjon enn vakuumsolfangeren og er derfor mindre effektiv. Responstiden til solfangeren kan også være lengre enn for vakuumsolfangeren.

Figur 2 viser en illustrasjon av oppbyggingen til en flatplatesolfanger. Illustrasjonen viser rørsystemet, isolasjonen, absorpsjonsoverflaten, det isolerende glasset, rammen som huser komponentene og utløpet for energibæreren på toppen. Det vil også være et innløp for energibæreren i bunnen.

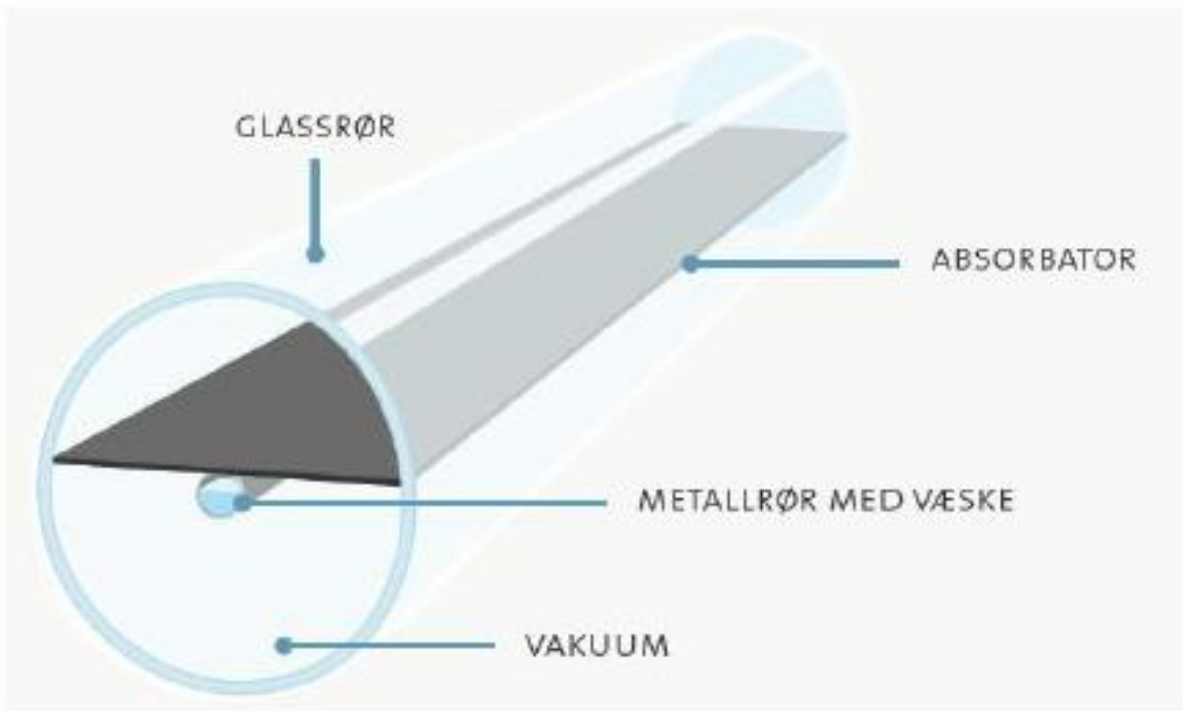


Figur 2. Illustrasjon av oppbyggingen til en flatplatesolfanger. (Fred, 2010)

### 3.3.2.2. VAKUUMRØRSOLFANGER

Vakuumsolfangere bruker vakuum for å hindre varmeutveksling mellom det energibærende og omgivelsene. Konduksjon og konveksjon blir minimert ettersom disse mekanismene ikke oppstår i vakuum. Ved liten innstråling eller lave utetemperaturer kan vakuumsolfangeren oppnå høyere virkningsgrad enn flatplatesolfangeren. I tillegg er responstiden til vakuumsolfangere ofte kortere enn for flatplatesolfangeren.

Figur 3 viser et tverrsnitt av et vakuumsolfanger. Vakuumsolfangeren består av et dobbelt glassrør med vakuum mellom. Det innerste røret inneholder en absorberende flate med et påmontert rør der energibærende sirkulerer.



Figur 3. Tverrsnitt av en vakuumsolfanger (Ramm, u.d.).

Svakheten til vakuumsolfangeren er at den er dyrere enn flatplatesolfangeren og at den lettere kan bli ødelagt ettersom store deler er lagd av glass.

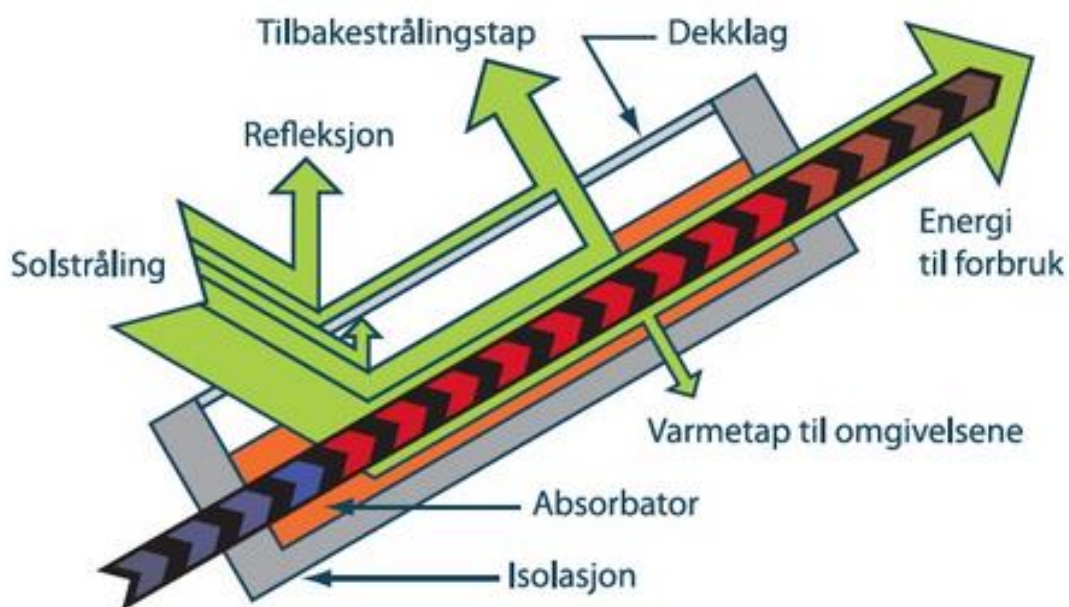
### 3.3.3. VIRKNINGSGRAD SOLFANGERE

Solfangerens virkningsgrad er definert som:

$$\mu = \frac{P_f}{P_{sol}} \text{ Formel 4}$$

Der  $P_f$  er effekten energibæreren mottar fra solfangeren og  $P_{sol}$  er den totale effekten på innstrålingen fra sola.

Figur 4 illustrerer en vanlig energibalanse til en solfanger. Pilene viser varmeoverføringer. For maksimal virkningsgrad ønskes minst mulig tap. For å begrense strålingstapene fra solfangeren, uten å begrense solinnstrålingen, brukes selektive overflater. Baksiden av solfangeren kan isoleres for å hindre varmetap på baksiden. Glasset, vist som dekkslag i Figur 4, påmonteres antirefleksjonsbelegg for å hindre refleksjon av solinnstrålingen.



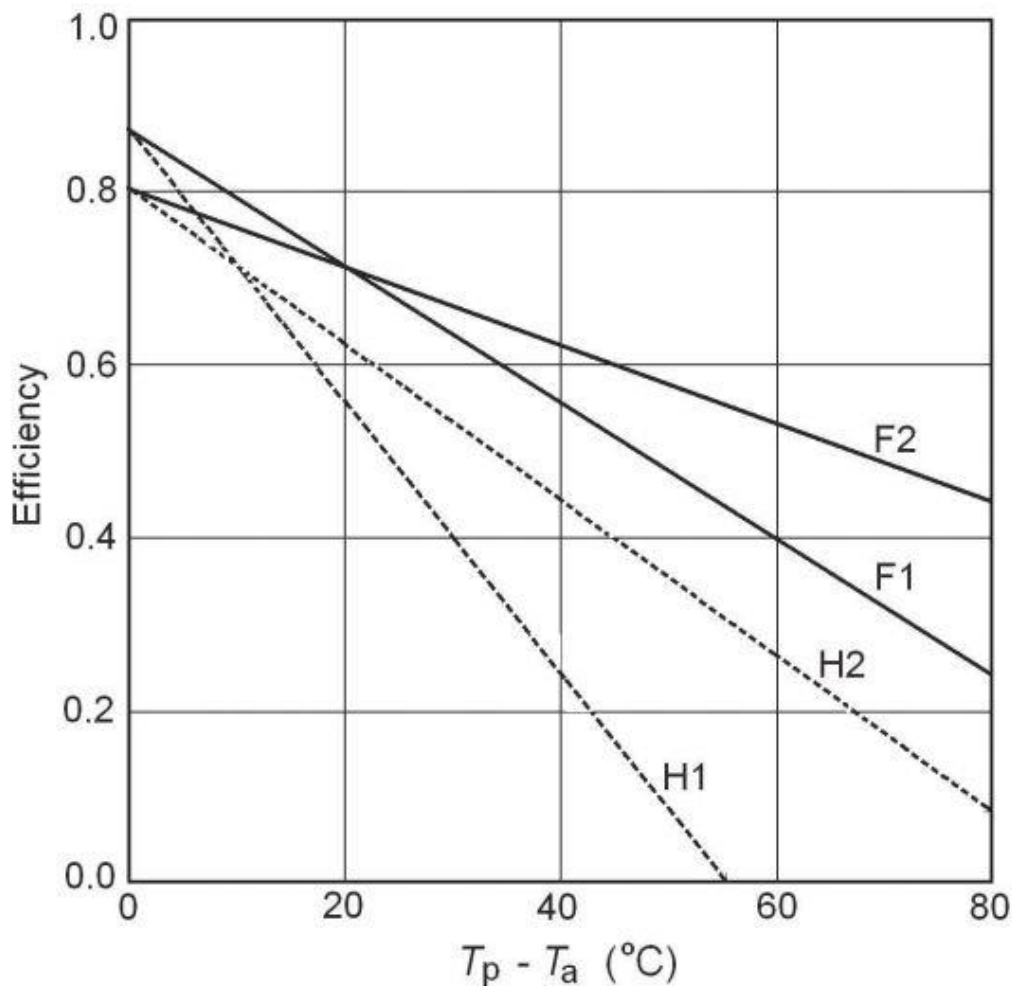
Figur 4. Figuren viser typiske energioverførsler til en solfanger (Ramm, u.d.).



Figur 5 illustrerer hvordan virkningsgraden varierer med innstrålt effekt, kvaliteten på solfangeren og temperaturforskjellen mellom solfangeren og omgivelsene. Tabell 1 viser forutsetningene som er tatt for grafene i Figur 5.

Tabell 1. Tabellen viser hvilke forutsetninger som er tatt for grafene i Figur 5.

Graf	Type solfanger	Innstråling	Antall glass
H1	Flatplatesolfanger	500 W/m <sup>2</sup>	1
H2	Flatplatesolfanger	500 W/m <sup>2</sup>	2
F1	Flatplatesolfanger	1000 W/m <sup>2</sup>	1
F2	Flatplatesolfanger	1000 W/m <sup>2</sup>	2



Figur 5. Figuren viser virkningsgraden til ulike flatplatesolfangere ved som funksjon av solfangeren og omgivelsene. F1, F2, F3 og F4 viser virkningsgraden til ulike typer solfangere ved ulike temperaturdifferanser mellom solfangeren og omgivelsene og ulik innstrålt effekt (Chen, 2011).

For vakuumrørsolfangere forventes virkningsgraden å være lik, bare med høyere virkningsgrad for alle tilfeller ved større temperaturforskjeller mellom solfangeren og omgivelsene.

### 3.3.4. SERIE ELLER PARALLELL

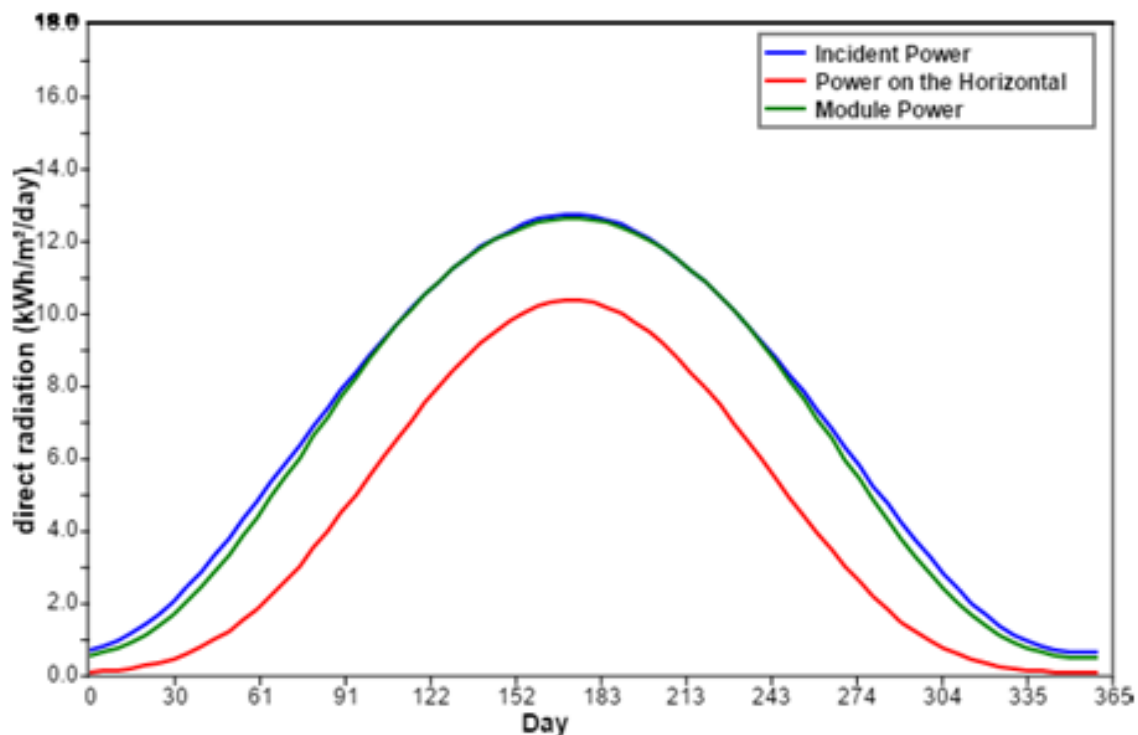
Rørene i solfangerne har en gitt diameter som gir opphav til trykktap ved større volumstrømninger. For å unngå koking av energibæreren er antall solfangere i serie avgjørende. Ved lange serier av solfangere kreves det stor volumstrøm for transport av energibæreren, som kan gi vesentlige trykktap. Ved større solfangeranlegg må derfor serier av solfangere kobles i parallell.

Ved å koble solfangerne i parallell kan energibærerens væskehastighet og trykktapene senkes.

En kombinasjon av solfangere i serie og parallell kan være den ideelle løsningen. Det kan for eksempel være 5 parallelle strenger av 4 solfangere som er mest optimalt.

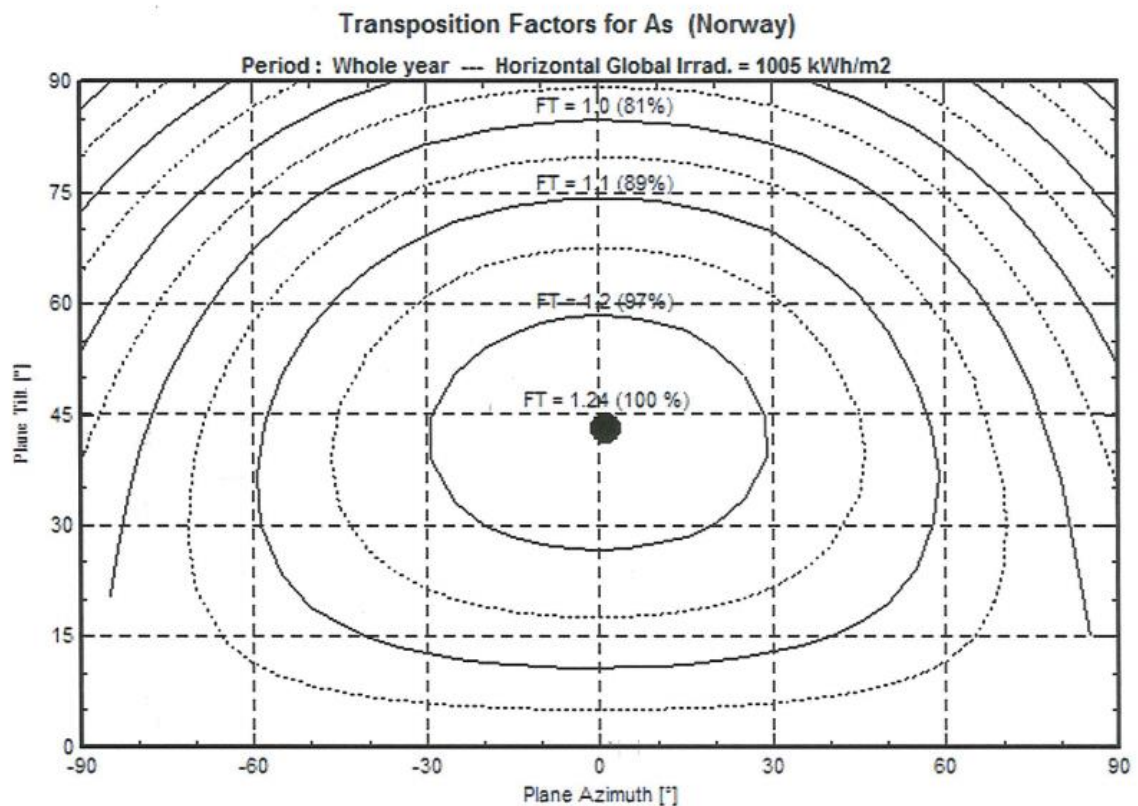
### 3.3.5. SOLFANGERENS HELNINGSVINKEL

Figur 6 viser en graf over daglig innstrålt effekt. Blå graf viser den maksimale innstrålte energien per  $m^2$  for en ideelt vinklet flate, grønn graf viser innstrålt energien per  $m^2$  for en sørvendt flate med  $43^\circ$  vinkling og rød graf viser innstrålt effekt per  $m^2$  for en horisontal flate. Vårjevndøgn er rundt dag 81 og høstjevndøgn rundt dag 266. Eksakt dag varierer fra år til år.



Figur 6. Gjennomsnittlig daglig solinnstråling for en sørvendt flate i Sør-Norge med  $43^\circ$  tilting (Anon., u.d.).

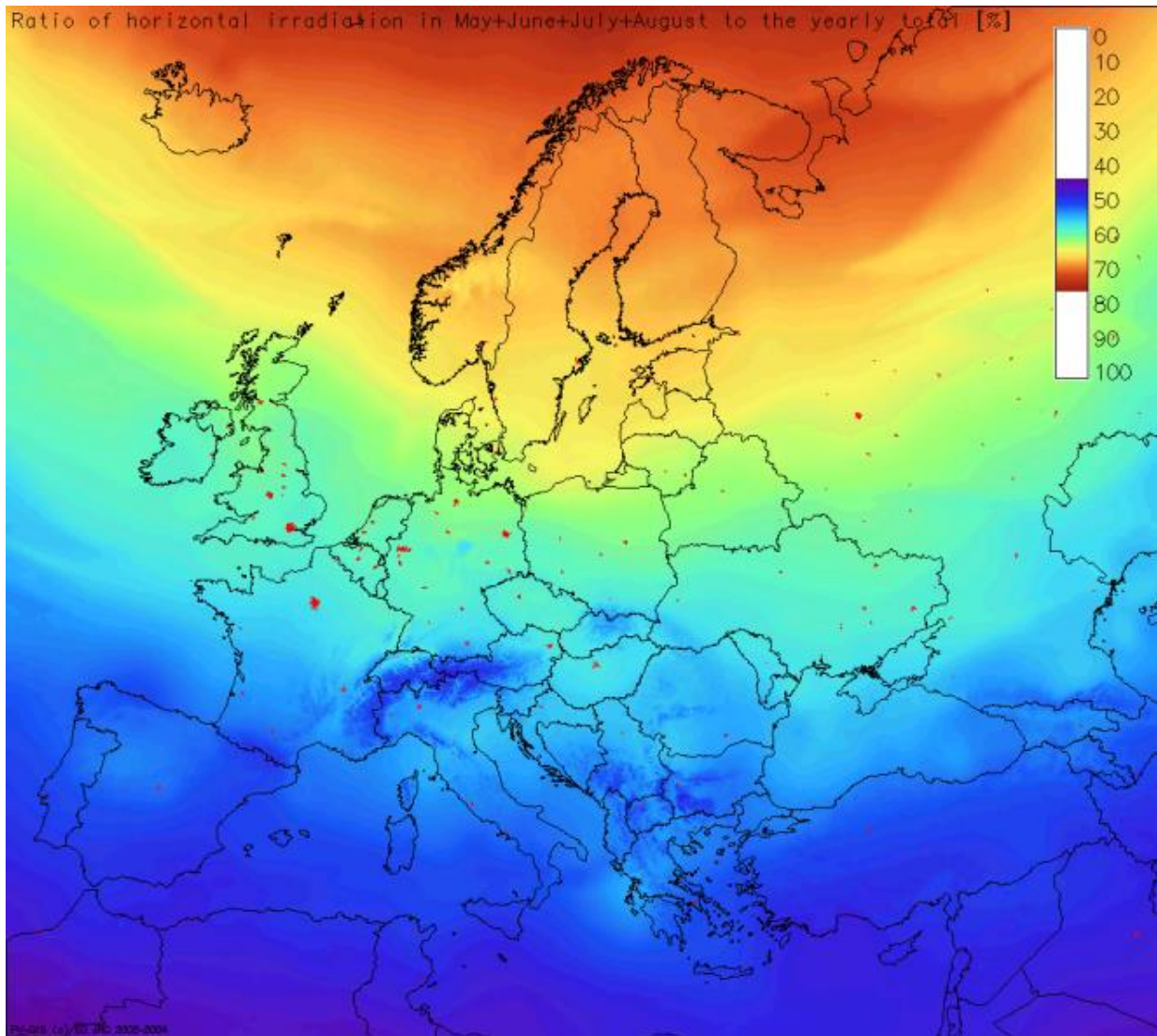
Som tidligere nevnt mottar Norge mellom 700 og 1100 kWh/m<sup>2</sup> per år for en horisontal flate. Figur 7 viser hvordan innstrålt effekt varierer med vinklingen til flaten. Dersom flatens vinkel optimaliseres kan flaten motta mellom 875 og 1375 kWh/m<sup>2</sup> per år.



Figur 7. Figuren viser innstrålt energi dersom en flate plasseres med ulike vinkler i forhold til ideell vinkel. (Multiconsult - PV Syst, u.d.)

For maksimal innstråling i sommerhalvåret i Sør-Norge, kan panelene tiltes til 43° fra horisontalplanet og rettet mot sør (Anon., u.d.). Solinnstrålingen blir begrenset midt på sommeren, men vinkelen tillater mer innstråling på vår og høst. Denne vinkelen er teoretisk utregnet og tar kun hensyn til panelets vinkling i forhold til sola.

Figur 8 viser andelen av den totale solinnstråling som blir avsatt i løpet av mai, juni, juli og august i Europa. For Sør-Norge avsettes mellom 65 og 70% av den totale solinnstrålingen i løpet av disse månedene. For Nord-Norge avsettes omtrent 70% av den totale solinnstrålingen i løpet av samme periode.



Figur 8. Figuren viser et innstrålingskart med andelen solinnstråling i månedene mai, juni, juli og august i forhold til den totale solinnstrålingen. (Šúri M., 2007)

Som det framkommer av Figur 8 avsettes store deler av innstrålt effekt i sommermånedene. I disse månedene er solfangernes virkningsgrad størst, ettersom omgivelsestemperaturen er høy. Selv om flaten mottar maksimal innstråling ved 43° vinkling, kan en lavere vinkel være hensiktsmessig.

Ved en høyere vinkling av solfangerne kan innstrålingen om sommeren begrenses, samtidig som innstrålingen på vår og høst økes. Dette kan være fordelaktig ved fare for koking av energibæreren eller ønske om jevn og lang varmeproduksjon i sommerhalvåret fremfor maksimalt avgitt effekt.

Hus med sørvendte skråtak er ideelle for takmontering. Takmontering av solfangere kan erstatte taktekke.

### 3.3.6. DRAINBACK

Koking og frysing kan ødelegge solfangerne på kort tid. For å hindre dette kan systemet konstrueres som et drainback-anlegg. Et drainback-anlegg bruker to termometere for å avgjøre om energibæreren skal føres gjennom solfangerne. Dersom temperaturen i solfangerne er høyere enn i oppvarmingsformålet, fører en sirkulasjonspumpe energibæreren gjennom solfangerne. Pumpen er en sentrifugalpumpe og slipper energibæreren tilbake dersom pumpen står. Dette gjør at når solfangerne er kalde og pumpen stopper renner energibæreren ned fra solfangerne.

Et slikt anlegg muliggjør drift av solfangerne uten krav til drenering av solfangerne for å unngå koking eller frysing.

### 3.4. GRUNN GEOTERMISK ENERGI

Grunn geotermisk energi er geotermisk energi i øvre del av jordskorpen, der fjellets temperatur er stabilt rundt gjennomsnittlig overflatetemperatur. For Oslo er denne temperaturen typisk 7°C.

#### 3.4.1. BERGGRUNN

Parametere som angir varmeoverførsel i fjell er varmekapasiteten, varmeledningsevnen, tettheten og diffusiviteten. Diffusivitet er et forholdstall mellom fjellets transport- og lagringsevne.

Termisk diffusivitet er definert som:

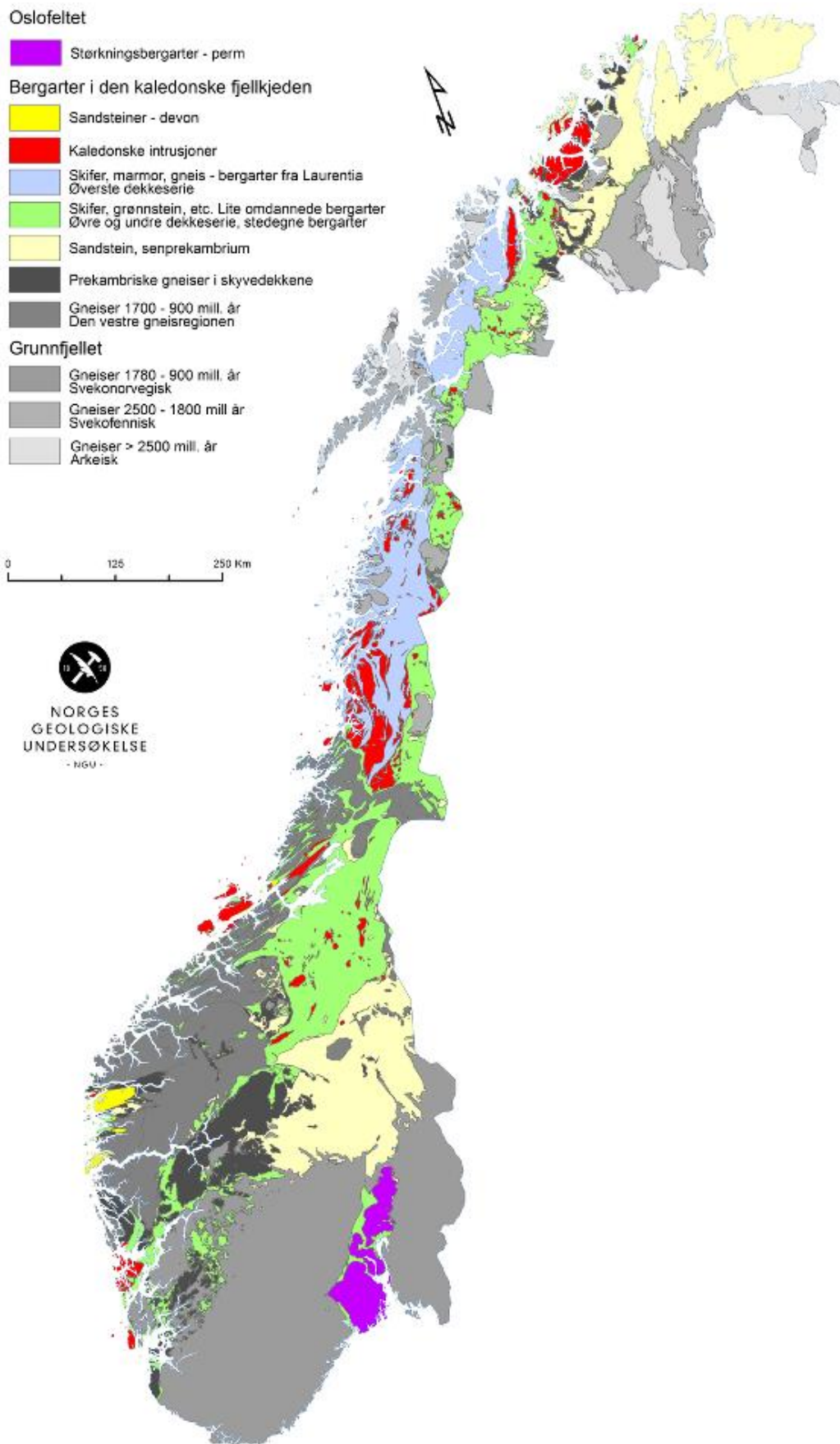
$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \text{ Formel 5}$$

Der  $\alpha$  er diffusiviteten,  $k$  er varmeledningsevnen,  $\rho$  er tettheten og  $c_p$  er varmekapasiteten.

For bergvarmepumper er fjell med høy diffusivitet foretrukket, grunnet ønske om stabil temperatur i brønnen, selv ved et stort varmeuttak.

For lagring av varme i fjell ønskes det liten varmetransport innad i fjellet. Derfor er fjell med lav diffusivitet foretrukket.

Figur 9 viser en oversikt over bergartene i Norge. Utvalgte bergarter er vil brukes som utgangspunkt for videre beregninger.



Figur 9. Figuren viser et kart over bergartene i Norge (Karstens, 2015).

Tabell 2 viser egenskapene til ulike vanlige bergarter i Norge, med lokasjonen man kan finne dem. Verdiene er omtrentlige ettersom bergartenes blanding av mineraler kan variere.

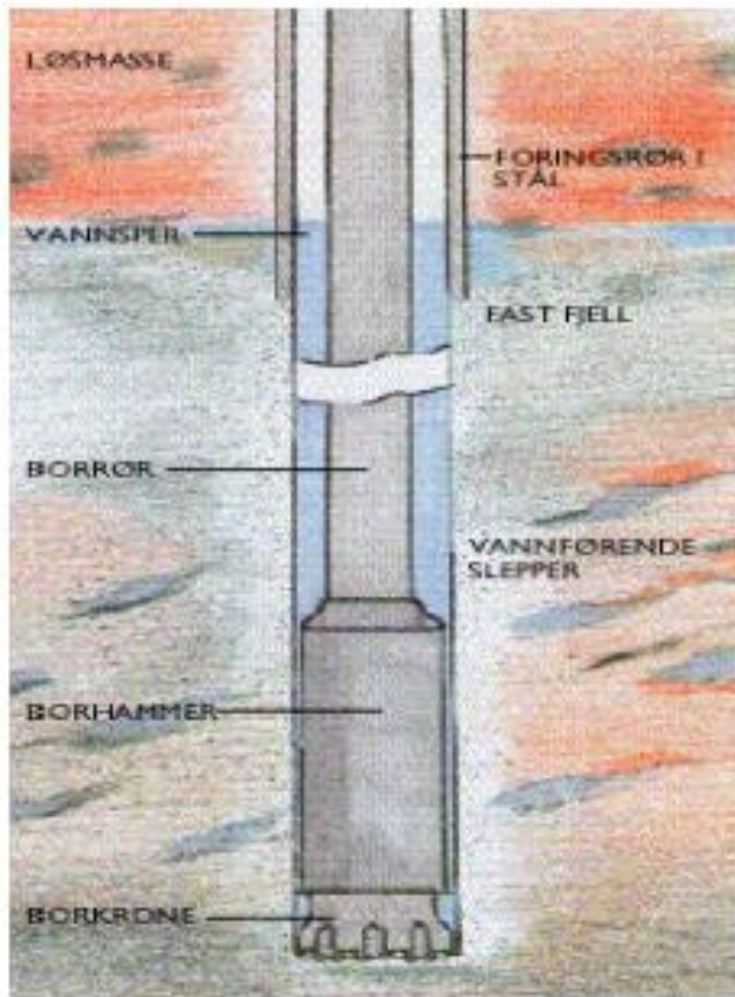
Tabell 2. Et utvalg av vanlige bergarter, med varmekapasitet, tettheten og hvor man kan finne bergarten (Appalbaum, 2014) (Alden, u.d.) (Anon., u.d.).

Lokasjon	Bergart	Spesifikk varmekapasitet	Volumetrisk varmekapasitet	Tetthet	Varmeledningsevne
Store deler av Sør- og Østlandet	Gneis	1,02 kJ/kgK	2,8 MJ/m <sup>3</sup> K	2600-2900 kg/m <sup>3</sup>	2,1-2,7 W/mK
Trøndelag og indre deler av Nordland og Troms	Skifer	0,76 kJ/kgK	2,1 MJ/m <sup>3</sup> K	2700-2800 kg/m <sup>3</sup>	2,0 W/mK
Deler av Oslo og noe på Vestlandet.	Sandstein	0,92 kJ/kgK	2,3 MJ/m <sup>3</sup> K	2200-2800 kg/m <sup>3</sup>	1,7 W/mK

### 3.4.2. BRØNNBORING

Energibrønner bores i to faser. Først bores et føringsrør ned gjennom løsmassene, dersom det er løsmasser over fjellet, og omtrent 2 meter ned i fjellet før føringsrøret festes til fjellet med sement. Føringsrøret er som regel lagd i en stållegering. Etter føringsrøret er festet begynner boringen i fjellet. Boret føres gjennom føringsrøret og ned i fjellet. Det finnes ulike boreteknikker. Selv om boringsmetodene er forskjellig er det samme prinsipper som gjelder. Alle boremetodene bruker et borhode som knuser fjellet foran seg for så å frakte det knuste fjellet bort. Dette gjøres ved å spyle væske eller gass gjennom borrhøret, frem til borhammeren og ut gjennom borkronen slik at fragmentene fra boringen blir ført bort fra borekronen og opp til overflaten i mellomrommet mellom brønnveggen og borrhøret. Figur 10 viser en illustrasjon av hvordan brønnboring fungerer og komponentene i brønnboringsprosessen.





Figur 10. Illustrasjon av boring av en energibrønn. (Aarbø, et al., 2002)

Boring er energikrevende ved større dybder og større diameter. Ved boring av grunne og tynne brønner kan boringen bli mindre energikrevende. Dette kan også gjøre boringen billigere.

Boring av 3 tommer energibrønner koster omtrent 120 kr/m. Boringen bruker omtrent 50 liter diesel og borer omtrent 200 meter i døgnet (Huus-Hansen, 2015).

### 3.4.3. KOLLEKTORER

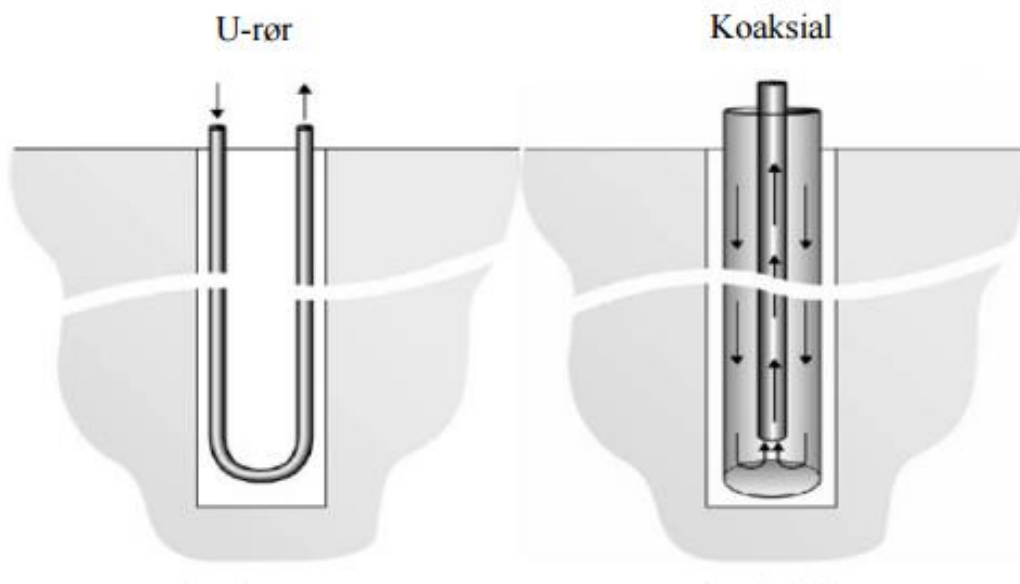
Kollektorer skiller kollektorvæsken fra fjellet i energibrønnen. Kollektorvæske er energibæreren som strømmer i kollektoren. En ideell kollektor har maksimal termisk motstand mellom tur og retur, og minimal termisk motstand mot fjellet.

Kollektorer består vanligvis av plastmaterialer som i hovedsak blir ødelagt av UV-stråling. Ettersom energibrønner mottar lite UV-stråling regnes levetiden til kollektorer å kunne bli opp mot 50 år eller mer.

De vanligste kollektorene er u-rørkollektoren og den koaksiale kollektoren. En illustrasjon av disse er vist i Figur 11.

U-rørskollektoren består av et enkelt rør som fører kollektorvannet gjennom brønnen. Når røret er ført ned i brønnen som i Figur 11 blir brønnen fylt av en fyllmasse med lav termisk motstand i tomrommet mellom rørene og veggene i brønnen. Det er viktig at rørene er lengst mulig fra hverandre for å unngå termisk kortslutning, og nærmest fjellet for minst mulig termisk motstand mot fjellet. En mulighet er å legge dobbelt opp med u-rør i energibrønnen. Dette kan minske den termiske motstanden, men vanskeliggjør installasjonen av rørene.

Den koaksiale kollektoren består av et tykt ytre rør med et mindre rør inni. Fordel med kollektoren er at den fører den varme kollektorvæsken langs brønnveggen på alle kanter. Ulempen er at senterrøret må isoleres godt, for å minimere utvekslingen av varme mellom den varme og den kalde kollektorvæsken. Den koaksiale kollektoren kan være laget av for eksempel en ytre PVC-duk med et indre rør av plast. Fordelen med koaksialkollektor av PVC er at den er billig og enkel å montere. Når kollektorvæsken tilsettes vil PVC-duken presses ut mot brønnveggen som følge av overtrykket. PVC-duken kan skades under montering, både under senkingen av duken og når kollektorvæsken tilsettes.



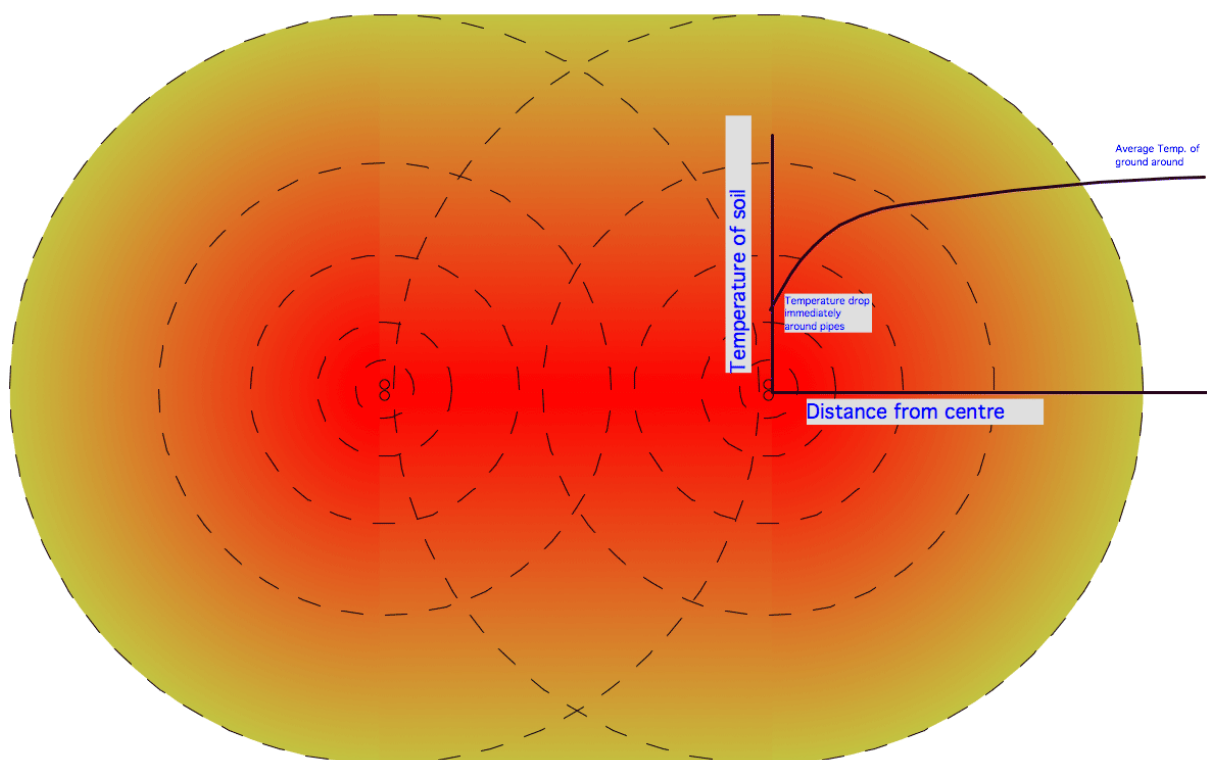
Figur 11. U-rørskollektor og koaksial kollektor (Gehlin, 2002).

### 3.4.4. EFFEKTUTTAK FRA BRØNNER

Energibrønnenes effektuttak varierer med flere faktorer som alle har innvirkning på varmeledningen mellom fjellet og energibæreren og varmeledningen innad i fjellet. Fjell gir større varmeutveksling med energibæreren enn løsmasser, men ulike bergarters varmeledningsevne varierer også. Når er bergartens egenskaper er klarlagt har temperaturforskjellen mellom energibæreren og fjellet en sentral rolle.

Fjell overfører hovedsakelig varme gjennom konduksjon, med mindre fjellet inneholder luftlommer eller rennende grunnvann. Varmeoverføringen ved stråling gjennom luftlommer er neglisjerbar. Ved funn av rennende grunnvann kan det være vanskelig å påvirke temperaturen i fjellet, ettersom det rennende grunnvannet vil holde fjelltemperaturen stabilt rundt grunnvannstemperaturen.

Figur 12 viser en typisk temperaturprofil for to ideelt nedkjølte brønner som kun er utsatt for konduksjon. Som vi ser er det lav temperatur nærmest brønnene, men temperaturen stiger raskt utover i berget. Dette kan være en temperaturprofil for brønnen til en bergvarmepumpe. Ved oppvarming av brønnen vil temperaturprofilen se lik ut, bare med motsatt temperaturgradient. Det vil si høy temperatur nær brønnen, som avtar med avstanden fra brønnen.



Figur 12. Et typisk temperaturprofil for to oppvarmede brønner. Rød farge viser lav temperatur mens gult viser fjellets grunntemperatur (Nicholson-Cole, 2012).

Effektuttaket fra brønnen kan variere, men vanligvis opereres det med gjennomsnittlig effektuttak på omtrent 30-40 W per meter brønn for standard 115mm brønner (Stokvik, 2010). Dette gjelder for energibrønner som brukes til oppvarming og kjøling ved hjelp av varmepumpe. Energiuttaket er avhengig av temperaturforskjellene mellom energibæreren og fjellet, og temperaturforskjellene innad i fjellet. Dette betyr at effektuttaket kan bli større enn 30-40 W per meter brønn, dersom temperaturforskjellene er store.

Det kan forventes lavere effekt fra små brønner enn store brønner. Som vi ser i Formel 2 er konduksjon avhengig av areal, og ettersom brønnens overflateareal øker med diameteren vil det være mulig å overføre mer varme ved større diameter, hvilket indikerer at en større energibrønn gir muligheter for større effektuttak. For å øke overflatearealet kan diameteren på borehullet eller dybden på brønnene økes. Alternativt bore flere brønner.

En annen faktor som påvirker effektuttaket er varmetransporten innad i fjellet, som også får et større areal til varmeoverføring.

Varmeoverføringen fra kollektorvæsken til kollektoren er også avhengig av overflatearealet. Likevel vil ikke større diameter nødvendigvis gi opphav til større varmeoverføring fordi væskens strømningstype også er avgjørende. Turbulente strømninger overfører mer energi enn laminære strømninger, og ettersom turbulente strømninger er avhengig av væskestrømmen, kan en mindre diameter gi turbulent strømning og større varmeoverføring.

Dersom energibæreren har stått stille i en varm energibrønn kan den varme energibæreren avgi mye varme på kort tid. Bli det så etterspurt varme kan energibæreren, ved bruk av en varmeveksler, avgi nok effekt til forsyne nok varme til for eksempel en dusj. I en 115mm brønn med 40 meters dybde vil det oppholde seg nærmere 400 liter energibærer. Holder denne energibæreren 70 grader er det nok til å varme opp omtrent 800 liter dusjvann.

For å konkludere kan en energibrønn altså gi fra seg varme over lang tid dersom temperaturforskjellen mellom energibæreren og brønnveggen er liten, eller over kort tid dersom temperaturforskjellen er stor. Effektuttaket er avhengig av det totale overflatearealet av energibrønnene. Energibæreren i brønnen oppfører seg som en akkumulator og kan gi fra seg relativt mye energi på svært kort tid, men bruker da lengre tid på å varmes opp igjen.

### 3.4.5. BRØNNPARKER

Rundt en oppvarmet energibrønn vil det være varmt fjell. Denne varmen beveger seg bort fra brønnen og det må tilføres mer energi til brønnen for å opprettholde temperaturen. En måte å minimere tapene er å organisere brønner slik at varmen danner en sfærisk varmeavsetning. Ettersom sfærer er den formen med mest volum per overflateareal vil altså arealet konveksjonen foregår over bli minst mulig.

Forholdet mellom volum og areal øker også med radiusen til brønnparken. For større energisystemer kan tapene forventes å bli prosentvis mindre.

Forholdet mellom volum og areal kan vises ved formelen:

$$\frac{V}{A} = \frac{\frac{4\pi r^3}{3}}{4\pi r^2} = \frac{r}{3} \quad \text{Formel 6}$$

Der V er sfærens volum, A er sfærens overflateareal og r er sfærens radius.

For å senke tapene mer kan brønnparken orienteres som en halvkule med isolasjon i overkant. Figur 13 viser et tverrsnitt av en temperert brønnpark som er isolert i overkant.



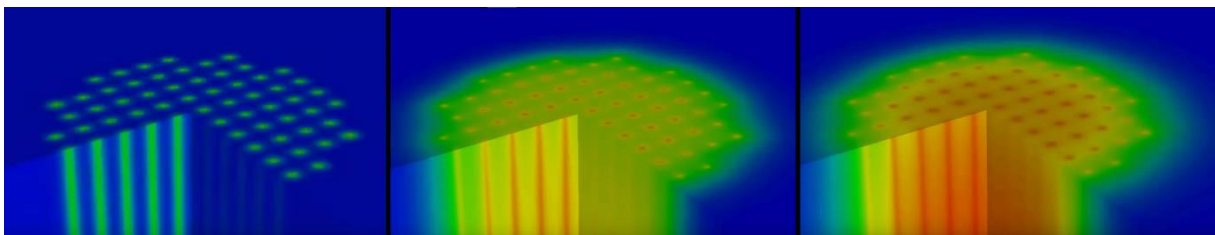
Figur 13. Illustrasjon av en temperert brønnpark som er isolert i overkant, sett fra siden. Rød farge viser til den varmeste delen, oransje viser til den mellomtempererte delen og gult viser til den kaldeste delen av brønnparken.

### 3.4.6. OPPVARMING AV BRØNNPARK MED SOLFANGERE

Figur 14 viser en oppvarmingssimulering av en brønnpark. Oppvarmingen starter ved at områdene rundt brønnene varmes opp. Etter hvert som temperaturen øker dannes en varm kjerne, mens fjellet rundt de ytre brønnhullene er kaldere. De ytre brønnene har varmet opp større fjellmasser på utsiden av brønnparken og har dermed lavere temperatur. Energibrønnene i simuleringen har lik energiavsetning for alle dybder i alle brønnene.

Dersom oppvarmingen av brønnen stanser, flater temperaturprofilen ut. Konveksjon fører til at temperaturen brer seg utover i fjellet.

Etter flere år når brønnparken ønsket brønntemperatur. Da vil en energibalansen mellom tilført varme fra solfangerne og uttak av varme, samt varmetap til omkringliggende fjell, avgjøre temperaturutviklingen til parken.



Figur 14. En oppvarmingssimulering av en brønnpark. Varme vises i rekkefølge fra rødt til gult, grønt og blått (DHI Group, 2011).

Solfangernes virkningsgrad vil være størst i oppstartsfasen grunnet lav temperatur på energibæreren. Når brønnparkens temperatur øker vil returtemperaturen på energibæreren øke og virkningsgraden avta. Slik er systemet delvis selvregulerende, ettersom tapene øker ved økt temperatur på brønnparken.

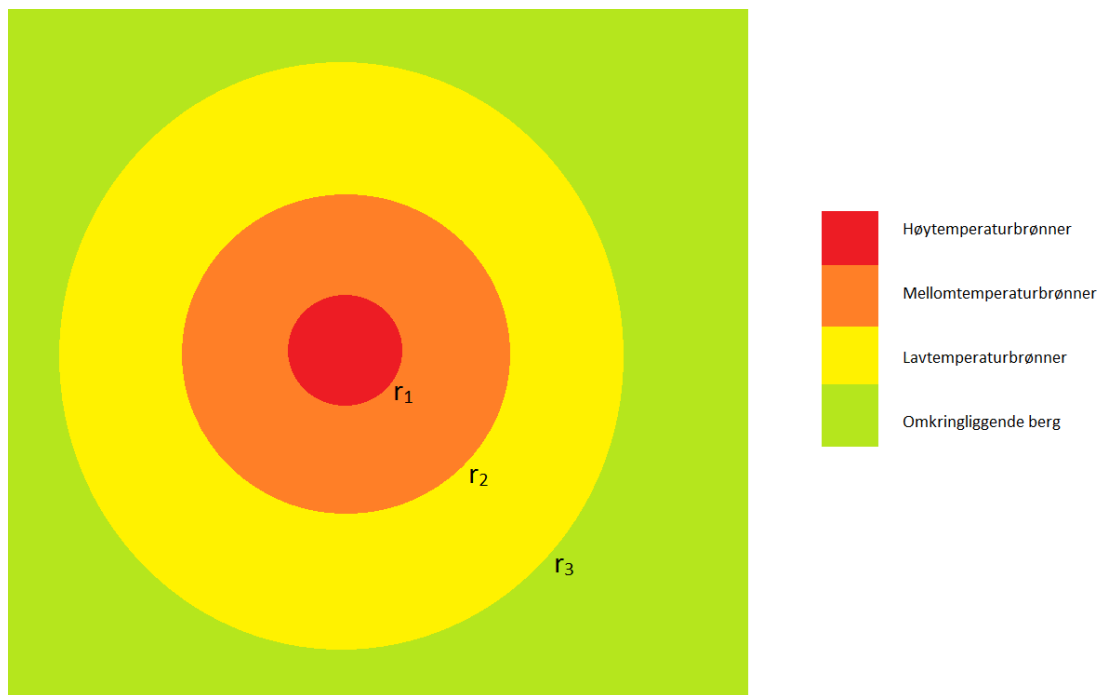
### 3.4.7. UTFORMING AV SMARTE BRØNNPARKER

For å minimere tapene til omkringliggende berg må uønsket konduksjon i berget minimeres. Dette kan gjøres ved å isolere de varmeste delene av brønnparken med mellomvarme brønner som minker varmetap fra høytemperaturbrønnene. I tillegg er det ønskelig å drifte solfangerne ved lavest mulig temperatur for å oppnå høyest virkningsgrad. Dette kan gjøres ved å varme opp de delene av energibrønnene med lavere temperatur, når brønnparkens sentrum er varmt.

Det kan være vanskelig å bore brønner til å avsette varme i en sfære. Rette, vertikale brønner kan gi mindre komplikasjoner i boreprosessen og installasjonen av kollektorer. Et kompromiss mellom varmetap i brønnparken og graden av å komplisere boreprosessen, kan være å danne en sylindrisk fremfor en sfærisk energiavsetning.

Høytemperaturbrønnene er varmet med lav virkningsgrad, så det er essensielt for systemets totale effekt at temperaturen i brønnene opprettholdes og tapene til omgivelsene minimeres. Dette kan best gjøres ved å danne høytemperaturbrønner i sentrum av brønnparken, mellomtemperaturbrønner rundt høytemperaturbrønnene, og en ytterste ring bestående av såkalte lavtemperaturbrønner.

Figur 15 viser hvordan brønnparken kan deles inn i ulike temperatursoner for maksimal virkningsgrad. Høytemperaturbrønner kan brukes til å lagre varme til steder der det er krav til høy temperatur, mens de andre sjiktene brukes til lagring av varme til steder der lavere temperaturer er tolerert.



Figur 15. Figuren viser en illustrasjon av en brønnpark sett ovenfra. Illustrasjonen viser at de ulike sjiktene brønnparken kan deles inn i for å hindre varmeutveksling med omkringliggende fjell.

### 3.4.8. ENERGIEN LAGRET I BRØNNPARKEN

Energien lagret i fjell kan beskrives med følgende formel:

$$Q = V\rho c_p(T_f - T_{gf}) \quad \text{Formel 7}$$

Der  $Q$  er energien som er lagret i fjellet,  $V$  er fjellets volum,  $\rho$  er fjellets tetthet,  $c_p$  er fjellets gjennomsnittlige varmekapasitet,  $T_f$  er temperaturen til fjellet og  $T_{gf}$  er grunntemperaturen til fjellet før oppvarmingen startet.

Energiuttaket fra et volum fjell kan beskrives med følgende formel:

$$Q = V\rho c_p(T_i - T_e) \quad \text{Formel 8}$$

Der  $Q$  er varmen som er hentet ut,  $V$  er fjellets volum,  $\rho$  er fjellets tetthet,  $c_p$  er fjellets gjennomsnittlige varmekapasitet,  $T_i$  er den initielle temperaturen til fjellet før energiuttaket og  $T_e$  er temperaturen til fjellet etter energiuttaket.

Formel 8 kan så uttrykkes som den radien fjellet må ha for å kunne lagre nok energi til å forsyne en mengde energi ved en begrenset temperaturforskjell i fjellet. Volumet  $V$  kan uttrykkes som et overflateareal  $\pi r^2$  multiplisert med dybden. Da kan fjellets radius finnes ved formelen:

$$r = \sqrt{\frac{Q}{\pi L \rho c_p (T_i - T_e)}} \text{ Formel 9}$$

Der  $r$  er fjellets radius,  $Q$  er varmen som er hentet ut,  $L$  er fjellets dybde,  $\rho$  er fjellets tetthet,  $c_p$  er fjellets gjennomsnittlige varmekapasitet,  $T_i$  er den initielle temperaturen til fjellet før energiuttaket og  $T_e$  er temperaturen til fjellet etter energiuttaket.

Dersom fjellet befinner seg i et sylindrisk volum rundt en indre sylinder kan volumet bli beskrevet med formelen:

$$V = \pi r_2^2 L - \pi r_1^2 L \text{ Formel 10}$$

Der  $V$  er volumet til fjellet,  $r_2$  er den ytre radien til fjellet,  $r_1$  er den indre radien til fjellet og  $L$  er fjellets dybde.

For sirkulære brønnparker kan den ytre radiusen bestemmes dersom den indre radiusen er kjent. Dersom det er krevd at fjellet skal kunne gi fra seg en bestemt mengde energi med en begrenset temperaturforskjell, kan den ytre radiusen til fjellet bestemmes ved formelen:

$$r_2 = \sqrt{\frac{Q}{\pi L \rho c_p (T_i - T_e)} + r_1^2} \text{ Formel 11}$$

Der  $r_2$  er fjellets ytre radius,  $r_1$  er fjellets indre radius,  $Q$  er varmen som er hentet ut,  $L$  er fjellets dybde,  $\rho$  er fjellets tetthet,  $c_p$  er fjellets gjennomsnittlige varmekapasitet,  $T_i$  er den initielle temperaturen til fjellet før energiuttaket og  $T_e$  er temperaturen til fjellet etter energiuttaket.

### 3.4.9. TAPENE TIL SYLINDRISKE BRØNNPARKER

Tapene til sylindriske brønnparker oppstår gjennom av sirkulasjon av grunnvann gjennom parken, varmetap til omkringliggende berg på undersiden, oversiden og til siden. Tapene er et resultat av isolasjonsevnen til løsmassene over berggrunnen, samt diffusjonen av varme i berget forårsaket av konduksjon eller konveksjon. Tapene kan variere grunnet varierende bergforhold, men tidligere bygde bergvarmelagre antyder relativt små tap (Drake Landing Solar Community, 2014). Tapene kan bli forminsket dersom brønnparken orienteres slik at temperaturgradientene i berget blir liten. Som nevnt i kapittel 3.4.5 er tapene per volum også avhengig av størrelsen på brønnparken.

For ideelle fjell, med det menes fjell uten luftlommer, rennende grunnvann eller ujevne strukturer, kan tapene beregnes. Tapene varierer over tid med temperaturen til berget rundt brønnparken. Slik vil tapene ikke få en konstant verdi, men variere med tiden og tilført energi til brønnparken.

For å undersøke størrelsen på tapene kan det for eksempel bli foretatt simuleringer, eller regnes på tap til eksisterende brønnparker.



## 3.5. SOL-GEOTERMISKE ENERGISYSTEMER

Solvarmede energisystemer med lagring i geotermisk energi kan settes sammen på mange måter, avhengig av kravene til systemet. Det er en rekke hensyn å ta. Dersom det er krav til høy temperatur, vil dette gå på bekostning av virkningsgraden til solfangerne og tapene i fjellet. Dersom det er krav til at systemet skal virke ved minusgrader må frysing av energibæreren unngås.

### 3.5.1. DRIFTSTEMPERATURER

Noen anlegg kan være lagd for høyest mulig virkningsgrad uten krav til høye temperaturer, mens andre har krav til høye temperaturer. Høye temperaturer går som sagt på bekostning av virkningsgrad, men skal systemet levere varmt forbruksvann burde akkumulatortanken for varmt forbruksvann varmes opp til temperaturer på over 60°C med jevne mellomrom. Dette for å hindre oppblomstring av bakterier som legionella (Blystad, 2014).

### 3.5.2. ENERGIBÆRERE

Det kan brukes mange forskjellige medier for transport av varme. Sol og geotermiske energisystemer kan bruke ikke-trykksatte væsker som holder seg i en fase. Det er viktig at væsken ikke har et fryse- eller kokepunkt som overstiges. For systemer der frysing er et problem brukes som regel vannbaserte energibærere med ulike andeler glykol, avhengig av kravene til mediet. Større andel glykol er forbundet med lavere frysetemperatur. Dersom frysing ikke er en problemstilling, er vann en god energibærer. Under følger fordeler og ulemper med vann og glykolblandinger som energibærer. Informasjonen er hentet fra (Torsøe, 2009).

#### 3.5.2.1. VANN SOM ENERGIBÆRER

##### **Fordeler:**

- Vann er billig
- Vannet kan brukes over lengre tid uten å skiftes ut
- Vann leder varme godt
- Vann skader ikke rørene eller koblingene
- Vann er miljøvennlig
- Vann krever ikke vedlikehold
- Vann kan brukes i områder der grunnvannet benyttes til drikkevann
- Vann har liten viskositetsendring ved endring i temperatur

##### **Ulemper:**

- Vann har frysepunkt ved 0°C

### 3.5.2.2. GLYKOLBLANDINGER SOM ENERGIBÆRER

#### **Fordeler:**

- Lavere frysepunkt enn vann

#### **Ulemper:**

- Glykol er dyrt
- Glykolblandingen blir med tiden sur og kan skade komponenter som rør og pumper
- Glykolblandingen må skiftes ut med jevne mellomrom
- Typene glykol som har gode egenskaper er giftige
- Glykoltypene som er mindre giftig har dårligere egenskaper enn vann
- Glykol kan ikke brukes i områder der grunnvannet benyttes til drikkevann grunnet forgiftning av grunnvannet ved en lekkasje
- Glykol har en større viskositetsendring ved endring i temperatur

### 3.5.3. AKKUMULATORTANK ELLER VARMEVEKSLER FOR VARMT FORBRUKSVANN

For å motstå temperaturfall ved tapping er det vanlig å benytte akkumulatortanker. Akkumulatortanken er en energibuffer og sikrer jevn temperatur under tapping før kaldt forbruksvann varmes opp ved lav effekt.

En brønnpark, beskrevet over, inneholder vann som holder tilnærmet brønntemperatur. En effektiv varmeveksler kan erstatte akkumulatortanken ved at vann fra høytemperaturbrønner varmeveksles mot forbruksvann.

Beste alternativ avhenger av pris, levetid, energitap, rørrangement, materialforbruk og leveringssikkerhet. Varmeveksleren krever et presist system, og er mindre testet enn akkumulatortanken.

Et problem knyttet til bruk av varmeveksler er at energibæreren vil endre retning gjennom varmeveksleren avhengig av systemets driftstilstand. For varmevekslere vil dette bety varierende temperaturer på utgående forbruksvann. Dette løses ved et enkelt rørrangement, men øker kompleksiteten til systemet. En akkumulatortank har ikke dette problemet.

Dersom systemet skal bygges med akkumulatortank er størrelsen på tanken essensiell for leveringssikkerheten til varmt forbruksvann. Ifølge Sigurd Braathen i OSO Hotwater bør akkumulatortanken ligge på omtrent 250 liter for en familie på 4-5 personer. (Vi i Villa, 2014).

### 3.5.4. SIRKULASJONSPUMPER

Energibæreren drives rundt av sirkulasjonspumper som starter når solforholdene tilsier det, eller ved varmebehov i bygget. Ellers vil pumpene stå stille. Dette vil styres av et sentralt automasjonssystem.

Pumpene er foretrukket å stå stille så fremt ikke varme skal transporteres. Uønsket sirkulasjon av energibæreren kan føre til utveksling av varme innad i brønnparkdelene. Det er ønsket at temperaturen til energibrønnene er varmest nærme sentrum, slik at temperaturen toppes før energibæreren føres til oppvarmingsformålet.

Sirkulasjonspumpers karakteristisk angir effekt, kapasitet og løftehøyde. Levert volumstrøm ved ulike løftehøyder kan uttrykkes i en graf, kalt pumpens karakteristikk. Kvalitetspumper, for eksempel fra Grundfos, oppgir gjerne denne karakteristikken for pumpene sine slik at det skal være enkelt å finne riktig pumpe.

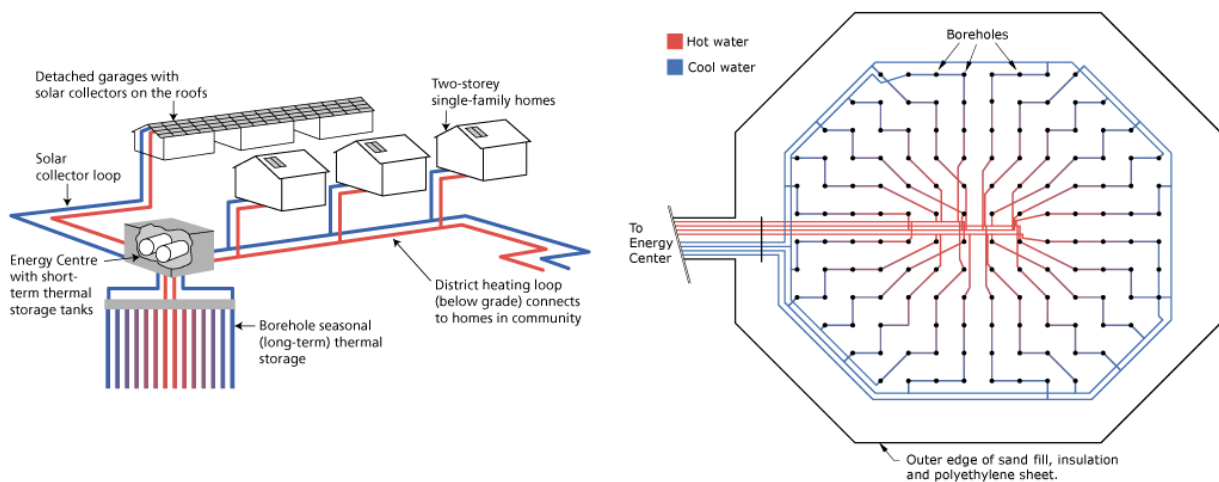
Pumpens kapasitet synliggjøres som en funksjon av virkningsgraden, løftehøyden og væskestrømmen ved formel:

$$P = \frac{dp \cdot q_v}{\eta_{tot}} \quad \text{Formel 12}$$

Der P er vannpumpens effekt, dp er trykkendringen pumpen leverer, q<sub>v</sub> er pumpens leverte volumstrøm og η<sub>tot</sub> er den totale virkningsgraden til pumpen.

### 3.5.5. DRAKE LANDING SOLAR COMMUNITY

Drake Landing Solar Community (DLSC) er et boligområde i Canada der husene er tilkoblet et felles lagringsanlegg for solvarme. Systemet lagrer varme fra sommeren som brukes til oppvarming om vinteren. Figur 16 viser en illustrasjon hvordan systemet er bygget opp. Området består av 52 hus og garasjer med totalt 800 solfangere som varmer opp 144 energibrønner. Systemet er bygget opp av tre kretser koblet sammen i en varmesentral. En krets sirkulerer energibærere i solfangerne som avgir varme i varmesentralen. En annen krets er koblet mellom varmesentralen og husenes oppvarmingssystem, mens en tredje krets er koblet mellom varmesentralen og en brønnpark. Til høyre i Figur 16 vises en illustrasjon av brønnparken.



Figur 16. En illustrasjon av energisystemet til DLSC (Drake Landing Solar Community, u.d.).

Varmesentralens oppgave er å korttidslagre energi og styre varmeoverføringene mellom de tre kretsene. Ved overskudd av energi i varmesentralen varmes brønnparken for lagring.

Brønnparken består av 144 stykker 37m lange brønner med 2,25 meters mellomrom. Brønnene er koblet på en måte som gjør at de sentrale brønnene blir varmere enn brønnene rundt. Dette gjør det mulig å lagre høyere temperaturer uten store varmetap til omgivelsene.

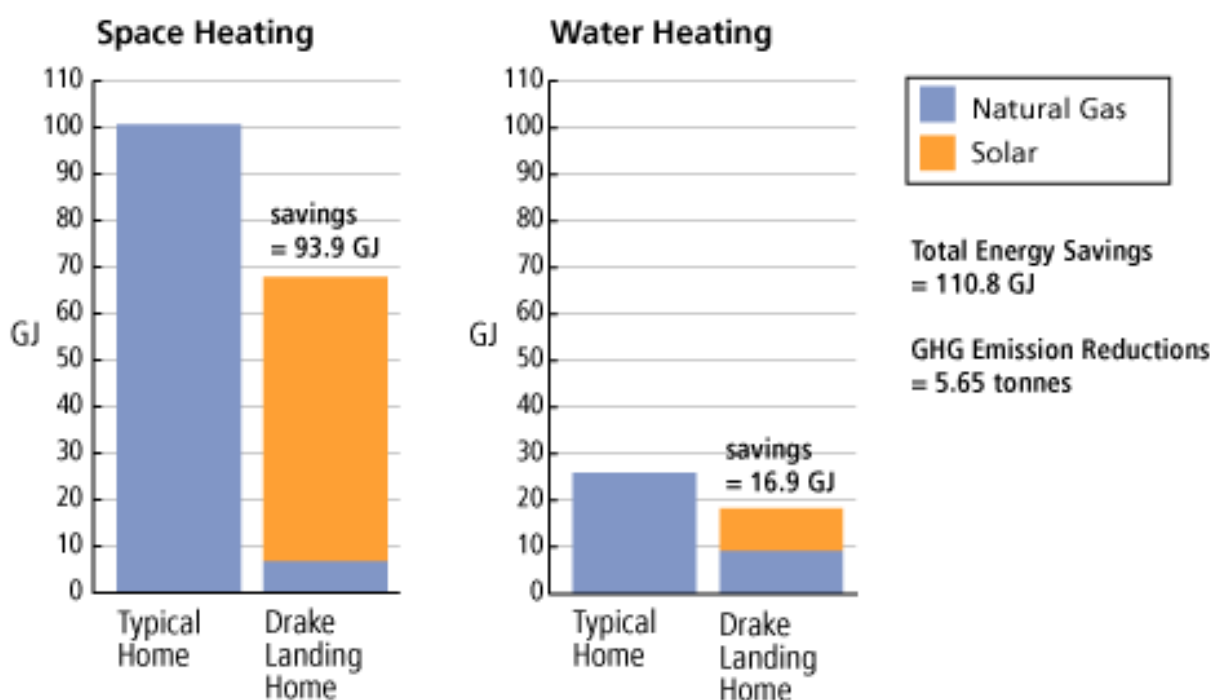
I følge DLSC sin juni-rapport fra 2014 har systemet avgitt 2050 GJ til bergvarmeanlegget og hentet ut 1350 GJ fra juni 2013 til juni 2014. Den gjennomsnittlige temperaturen økte samtidig fra 51,5°C til 58,0°C, altså en temperaturdifferanse på 6,5°C. (Drake Landing Solar Community, 2014)

DLSC bruker en blanding av glykol og vann som energibærer i solfangerne. De har montert 800 flatplatesolfangere i størrelsen 2,45m x 1,18m med vinkelen 45° mot sør på garasjene i boligområdet. Energibæreren som sirkulerer har tur-temperatur på rundt 50°C og retur-temperatur som er avhengig av solinnstrålingen (Drake Landing Solar Community, u.d.). Drake Landing ligger for øvrig 51° Nord, mens Oslo ligger 60° Nord.

DLSC har totalt 2300 m<sup>2</sup> solfangerareal. Det tilsvarer 44,5 m<sup>2</sup> solfangerareal per bolig. Dette arealet dekker oppvarmingsbehovet til 52 husholdninger. Totalt innstrålt energi fra Juli 2013 til juli 2015 var på 3 180 000 kWh. I samme periode ble totalt 1 060 000 kWh tatt opp av solfangerne. Dette gir solfangerne en virkningsgrad på om lag 33% (Drake Landing Solar Community, 2014). For samme periode et år tidligere var total innstrålt energi på 3 530 000 kWh. Av dette ble 1 200 000 kWh tatt opp av solfangerne, noe som tilsvarer en virkningsgrad på 34% (Drake Landing Solar Community, 2013).

DLSC har ikke et felles system for oppvarming av forbruksvann. Hvert hus er utstyrt med et separat system som forvarmer forbruksvannet med solfangere før vannet blir ført inn i varmtvannstanken. Varmtvannstanken tar så over oppvarmingen og toppe temperaturen ved bruk av naturgass.

Figur 17 viser hva DLSC sparer i energi i forhold til et normalt hjem, ifølge dem selv. Som vi ser sparer DLSC hovedsakelig energi på romoppvarming, fremfor oppvarming av forbruksvann.



Figur 17. Drake Landings Solar Community sitt energiforbruk i forhold til et normalt hjem, ifølge deres hjemmeside (Drake Landing Solar Community, u.d.).

## 3.6. HYDRODYNAMIKK OG FYSIKK I VÆSKER

### 3.6.1. LAMINÆR OG TURBULENT STRØMNING

Strømninger kan deles i to hovedtyper; laminær og turbulent. Laminær strømning karakteriseres ved at væsken strømmer i fartsretningen. Turbulent strømning er karakterisert ved mye væskestrømninger vinkelrett på fartsretningen. For å bestemme om en strømning er laminær eller turbulent kan Reynolds' tall undersøkes.

Reynolds' tall er et dimensjonsløst tall som sier noe om væskestrømmen er laminær eller turbulent. Typisk er strømninger med Reynolds' tall mindre enn 2000 laminære, og Reynolds' tall over 3000 turbulente. Ved et Reynolds' tall mellom 2000 og 3000 er væskestrømmen i en overgangsfase. Reynolds' tall kan bli definert som:

$$Re = \frac{vd_h}{\nu} \quad \text{Formel 13}$$

Der  $Re$  er Reynolds' tall,  $v$  er væskens hastighet,  $d_h$  er hydraulisk diameter og  $\nu$  er væskens kinematiske viskositet.

For et sirkulert rør er hydraulisk diameter,  $d_h$ , lik rørets indre diameter. Kinematisk viskositet for vann endrer seg med temperaturen. Vann har ved 20°C en kinematisk viskositet på  $1,004 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ , mens vann ved 80°C har en kinematisk viskositet på  $0,365 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  (EngineeringToolBox, 2015).

For rørsystemer kan det være ønskelig å kontrollere om strømningen er laminær eller turbulent. Turbulente strømninger har en større evne til å gi fra seg energi til rørveggen enn laminære strømninger, men gir større trykktap. Det er ønskelig å sikre turbulent strømning der varme skal overføres til rørveggen.

### 3.6.2. RØRTYPER

Rør har forskjellige egenskaper. De kan for eksempel ha ulik ruhet, utvidelseskoeffisient, bøyelighet, varmeledningskoeffisient, holdbarhet og pris.

Til vannbåren varme er det vanlig å bruke rør av plast eller metall. Plastrør har en relativt lav pris og er enkle å montere. Rør av tverrbundet polyeten er svært vanlig, men det finnes mange varianter av plastrør med ulike egenskaper. Rør av metall er dyrere, men av bedre kvalitet da de tåler større trykk- og temperaturlastninger.

### 3.6.3. TRYKKTAP OG VÆSKEHASTIGHETER

Trykktapet i rør er gitt av en rekke faktorer. Faktorene som lettest kan endres på er rørets ruhet, lengde og diameter. Væskehastigheten er svært avgjørende for trykktapene ettersom trykktapene øker ved økt væskehastighet. Ved å øke rørdiameteren senkes væskehastigheten, men rørene blir også dyrere. Dette optimaliseres mellom pris og forventede trykktap.

Rørforbindelser har også innvirkning på trykktapene. Med rørforbindelser menes rørdeler som går med på å montere rørsystemet, som albuer, ventiler, muffe og lignende.

Trykktap i rørforbindelser kan estimeres ved formelen:

$$H = \frac{k_r v^2}{2g} \quad \text{Formel 14}$$

Der H er trykkehøyden,  $k_r$  er en dimensjonsløs konstant for ulike rørforbindelser,  $v$  er væskehastigheten og  $g$  er gravitasjon.

$k$ -verdien varierer for ulike komponenter og ligger i underkant av 1 for vanlige rørkomponenter. For ventiler i mellomposisjoner kan  $k$ -verdien komme opp nærmere 10, men ligger vanligvis rundt 2-4.

### 3.6.4. VÆSKESTRØMMER OG ENERGI

Effekt overført til en væske kan måles ved formelen:

$$P = q_v \rho c_p \Delta T \quad \text{Formel 15}$$

Der  $P$  er effekten,  $q_v$  er volumstrømmen til mediet,  $\rho$  er tettheten til mediet,  $c_p$  er den spesifikke varmekapasiteten til mediet og  $\Delta T$  er temperaturendringen til mediet.

Denne formelen kan skrives om til å gi energibærerens væskestrøm dersom vi kjenner energibærerens spesifikke varmekapasitet og tetthet, innkommende effekt og maksimal temperaturdifferanse. Formelen kan skrives som:

$$q_v = \frac{P}{\rho c_p \Delta T} \quad \text{Formel 16}$$

Der  $q_v$  er volumstrømmen til mediet,  $P$  er effekten,  $\rho$  er energibærerens tetthet,  $c_p$  er den spesifikke varmekapasiteten til mediet og  $\Delta T$  er temperaturendringen til mediet.

Væskehastigheten kan da uttrykkes som:

$$v = \frac{q_v}{A} \quad \text{Formel 17}$$

Der  $v$  er væskehastigheten,  $q_v$  er volumstrømmen og  $A$  er tverrsnittarealet til væskestrømmen.

### 3.6.5. VOLUMUTVIDELSE AV VÆSKER

Væsker har ulik tetthet ved ulik temperatur. Denne tetthetsforandringen gir opphav til en volumendring som kan uttrykkes ved formelen:

$$dV = \gamma V_0 dT \quad \text{Formel 18}$$

Der  $dV$  er endringen i volumet,  $\gamma$  er volumutvidelseskoeffisienten,  $V_0$  er initialvolumet og  $dT$  er temperaturendringen.

Volumutvidelseskoeffisienten til ulike væsker ved standardbetingelser er gitt i Tabell 3:

Tabell 3. Volumutvidelseskoeffisienten til ulike væsker ved standardbetingelser (The Engineering ToolBox, u.d.).

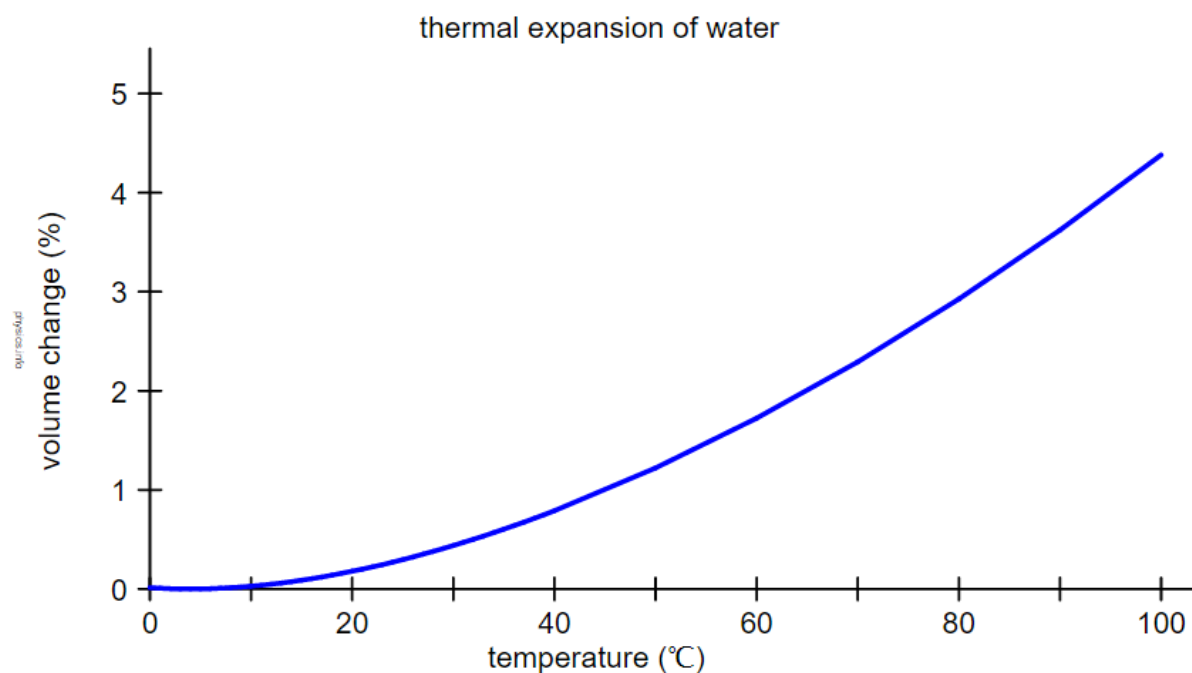
Væske	Volumutvidelseskoeffisient
Vann	0,000214 K <sup>-1</sup>
Glykol	0,00057 K <sup>-1</sup>

Volumutvidelseskoeffisienten endrer seg med temperaturer. For vann øker volumutvidelseskoeffisienten signifikant ved økende temperatur. Volumutvidelseskoeffisienten til vann ved ulike temperaturer er gitt i Tabell 4:

Tabell 4. Volumutvidelseskoeffisienten til vann ved ulike temperaturer (*The Physics Hypertextbook, u.d.*).

Vann ved temperatur	Volumutvidelseskoeffisient
10°C	0,000088 K <sup>-1</sup>
20°C	0,000207 K <sup>-1</sup>
30°C	0,000303 K <sup>-1</sup>
40°C	0,000385 K <sup>-1</sup>
50°C	0,000457 K <sup>-1</sup>
60°C	0,000522 K <sup>-1</sup>
70°C	0,000582 K <sup>-1</sup>
80°C	0,000640 K <sup>-1</sup>
90°C	0,000695 K <sup>-1</sup>

Den prosentvise utvidelsen av vann kan plottes mot temperaturen til vannet. Grafen som da fremkommer vises i Figur 18.



Figur 18. Prosentvis volumutvidelse av vann som funksjon av temperatur (*The Physics Hypertextbook, u.d.*).

### 3.6.6. TRYKKHØYDE I VÆSKER

Trykkehøyden i statiske væsker kan uttrykkes som:

$$p = \rho gh \quad \text{Formel 19}$$

Der  $p$  er trykket som oppstår av væsken,  $\rho$  er væskens tetthet,  $g$  er gravitasjonen og  $h$  er høyden til væskesøylen.

Trykkforskjellen mellom to vannsøyler med forskjellig tetthet kan uttrykkes som:

$$\Delta p = (\rho_n - \rho_o)gh \quad \text{Formel 20}$$

Der  $\Delta p$  er trykkforskjellen,  $\rho_n$  er nedadgående væskestrøm,  $\rho_o$  er oppadgående væskestrøm,  $g$  er gravitasjonen og  $h$  er høyden til væskesøylen.

Tettheten til vann ved forskjellige temperatur er gitt i Tabell 5.

Tabell 5. Tetthet til vann ved forskjellige temperaturer (Engineeringtoolbox, 2015).

Vann ved temperatur	Tetthet
10°C	999,7 kg/m <sup>3</sup>
20°C	998,2 kg/m <sup>3</sup>
30°C	995,7 kg/m <sup>3</sup>
40°C	992,2 kg/m <sup>3</sup>
50°C	988,1 kg/m <sup>3</sup>
60°C	983,2 kg/m <sup>3</sup>
70°C	977,8 kg/m <sup>3</sup>
80°C	971,8 kg/m <sup>3</sup>
90°C	965,3 kg/m <sup>3</sup>



## 3.7. ØKONOMI

### 3.7.1. STRØMPRISER

Total strømutfgift for en enebolig i Norge kan finnes ved formelen:

$$\text{Total strømutfgift} = \text{Nettleie} + \text{Strømpris} + \text{Avgifter} \quad \text{Formel 21}$$

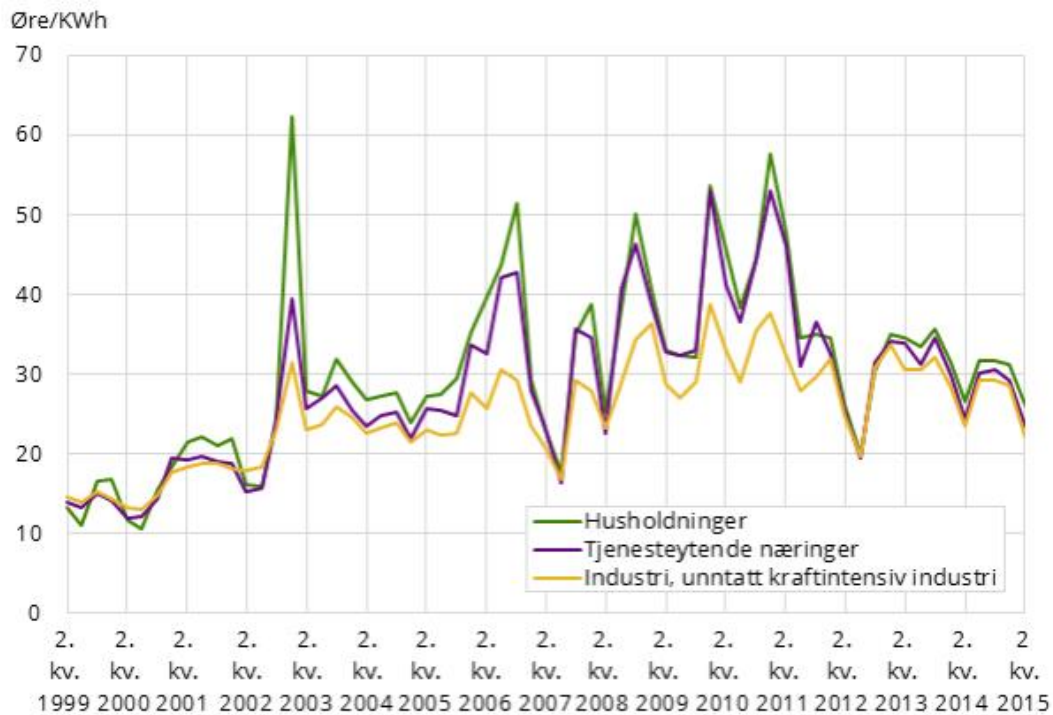
Nettleien er en del av den totale strømutfgiften og betales til nettselskapene. Nettleien består gjerne av et fast og et variabelt ledd. Hafslund, et av de større nettselskapene i Norge, oppgir det faste leddet til å være 750 kr per år, og det variable leddet til å være 40,70 øre/kWh. Forholdet mellom det faste og variable leddet er gjerne annerledes for andre nettselskaper. Nettleien er også forskjellig i ulike deler av landet.

I den oppgitte prisen fra Hafslund inngår også avgiftene fra staten. Det variable energileddet består av en innbetaling til Enova på 1 øre/kWh, en forbruksavgift på 14,15 øre/kWh. Nettleien er også skattepliktig og prisene er oppgitt inklusiv 25% MVA (Hafslund, 2015). Det finnes også andre nettleieavtaler som for eksempel kan være sesongbasert. Da er gjerne den variable delen av nettleien dyrere om vinteren enn om sommeren.

Hafslund har gitt eksempler på hva nettleien koster ved ulike forbruk. Ved et forbruk på 26 000 kWh koster nettleien, inkludert avgifter, 11 500 kr/år. Ved et forbruk på 6 000 kWh/år koster nettleie og avgifter 3 000 kr/år (Hafslund, 2015).

Strømprisen er en annen del av den totale strømutfgiften til en bolig. Strømvavtalen kan inngås med en variabel strømpris der strømprisen endres litt etter kraftmarkedet, en spotpris der strømprisen endres totalt etter kraftmarkedet og en fastpris avtalen sikrer en fast pris per kWh. Den vanligste avtaletypen for strøm er variabel strømpris. Strømprisen er avhengig av kraftmarkedene som her i Norge igjen er avhengig av blant annet vannføringen i de norske vassdragene. Figur 19 viser gjennomsnittlige kraftpriser eksklusive avgifter og nettleie for husholdninger, tjenesteytende næringer og industri fra 1999 til dags dato. En gjennomsnittlig strømpris for husholdninger lå i denne perioden rundt 30-35 øre/kWh.

Figur 3. Gjennomsnittlige priser på elektrisk kraft, eksklusive avgifter og nettleie. Alle typer kontrakter



Kilde: Statistisk sentralbyrå.

Figur 19. Gjennomsnittlige kraftpriser ekskl. avgifter og nettleie (Statistisk Sentralbyrå, 2015).

### 3.7.2. NETTO NÅVERDI

Diskontert kontantstrøm er en vanlig metode å vedsette prosjekter på. Metoden summerer alle fremtidige kontantstrømmer og omregner dem til en nåverdi. Nåverdien kan finnes ved følgende formel:

$$NV = -CF_0 + \sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1+i)^t} \quad \text{Formel 22}$$

Der NV er nåverdien,  $CF_0$  er investeringsutgiften,  $CF_t$  er kontantstrømmen ved år  $t$ ,  $n$  er levetiden og  $i$  er diskonteringsrenten.

Investeringsutgiften er kostnaden ved investering i systemet, inkludert montering og avgifter. Kontantstrømmen er forventede pengestrømmer i forbindelse med systemet. For dette systemet vil kontantstrømmen være summen av sparte kostnader og kostnader knyttet til drift og vedlikehold av systemet.

Levetiden til investeringen angir hvor lenge systemet gir en kontantstrøm. For et system med komponenter med forskjellig levetid kan mulige kostnader knyttet til å erstatte komponenter med kortere levetid legges med i kontantstrømmen.

Diskonteringsrenten er en rente som baserer seg på risiko og avkastningskrav, og brukes til å beregne nåverdien til fremtidige kontantstrømmer. En normal diskonteringsrente er sjelden under 5%, men kan i dårlige tider der avkastningskravene er lavere, eller i sikre prosjekter også være under 5%. Diskonteringsrenten kan også være opp mot 10% dersom risikoen ved investeringen er stor.

## 3.8. KLIMA OG MILJØ

### 3.8.1. CO<sub>2</sub>-UTSLIPP VED FORBRUK AV ELEKTRISK ENERGI

Elektrisk energi kan produseres på forskjellige måter. NVE beregnet i 2011 CO<sub>2</sub>-utslippene forbundet kraftproduksjon ved store, moderne kraftverk med forskjellig energikilde. Anslått CO<sub>2</sub>-utslipp ved ulike kraftverk er gitt i Tabell 6:

Tabell 6. Gjennomsnittlig CO<sub>2</sub>-utslipp per kWh for ulike typer kraftverk. (Norges vassdrags- og energidirektorat (NVE), 2015)

Type kraftverk	CO <sub>2</sub> utslipp
Kullkraft	920 g/kWh
Gasskraft	360 g/kWh
Vannkraft	3 g/kWh
Kjernekraft	0 g/kWh

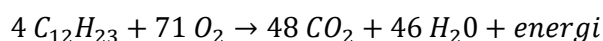
Utslipet fra norsk kraftproduksjon er anslått til 10 g/kWh. Utslipet fra nordisk kraftproduksjon er anslått til 145 g/kWh. Likevel er Norge med i et internasjonalt strømmarked, der deler av kraften er produsert av fossile energikilder. NVE anslo i 2011 at utslippet for elektrisk forbruk i Norge var 493 g/kWh. (Norges vassdrags- og energidirektorat (NVE), 2015)

### 3.8.2. CO<sub>2</sub>-UTSLIPP VED BORING

Utslippene knyttet til byggingen av energisystemet kan estimeres. Boring av 200 meter brønner med 3 tomers brønner krever omtrent 50 liter diesel (Huus-Hansen, 2015).

Antall atomer i diesels kjemiske forbindelse varierer, men er i gjennomsnitt 12 karbonatomer og 23 hydrogenatomer.

Forbrenningen av diesel skjer ved følgende reaksjon:



Tettheten til diesel er 840 kg/m<sup>3</sup>. (NVE, u.d.)

### 3.8.3. CO<sub>2</sub>-UTSLIPP KNYTTET TIL PRODUKTER

CO<sub>2</sub>-utslippet knyttet til produkter kan finnes ved en livssyklusanalyse. I en livssyklusanalyse beregnes alle CO<sub>2</sub>-utslipp som kan knyttes til produktet, fra råvare til avfall, inkludert transport og energiforbruk i alle ledd.

## 4. METODE

Denne metodedelen går igjennom de ulike valgene som er gjort for systemet, hvordan utregningene er gjort og hvilke antagelser som er tatt.

### 4.1. VALG FOR SYSTEMET

#### 4.1.1. DRIFTSMÅTE AV SOLFANGERE

Systemet konstrueres med drainback. Frysing av energibæreren er da ansett som uproblematisk. Billigere solfangere kan brukes uten fare for frysing i lave temperaturer.

#### 4.1.2. ENERGIBÆRER

Som energibærer vil vann være billigst, mest miljøvennlig og ha best egenskaper. Vann kan brukes ettersom frysing hindres ved at systemet konstrueres som et drainback-anlegg.

#### 4.1.3. Varmeveksler eller akkumulatortank for varmt forbruksvann

For å hindre økning i kompleksiteten til systemet er akkumulatortank for varmt foretrukket. Akkumulatortanker er godt utprøvd og sikrer større leveringssikkerhet for varmtvannet. Automatiseringen av varmtvannsoppvarmingen vil da bli enklere. Dersom temperaturen til vannet i akkumulatortanken synker under 60°C, varmer systemet opp varmtvannet.

Akkumulatortanken for varmt forbruksvann er valgt etter pris og garantitid.

## 4.2. BRØNNPARK

### 4.2.1. ENERGIBRØNNER

I oppgaven er det tatt en antagelse om at aktivt borehull er 35 meter dypt og 3 tommer i diameter. Dette er grunnet at Wilhelm Huus-Hansen har gitt et godt prisestimat for slike brønner, og prisen vil bli vesentlig lavere grunnet liten diameter og grunne dybder.

### 4.2.2. KOLLEKTORER

Systemet ville fungert godt med både u-rørskollektorer og koaksiale kollektorer, men kollektortype er valgt med bakgrunn i pris og liten termisk motstand mellom energibæreren og brønnveggen.

For å feste kollektoren til fôringsrøret, trengs det en kobling. Det er viktig at denne koblingen er billig, av god kvalitet og har en lang forventet levetid. Ut fra disse kriteriene er et designforslag på koblingen utarbeidet.

### 4.2.3. BRØNNPARKENS TAP

Drake Landing Solar Community sin brønnpark har et volum er på omtrent  $33\,000\text{ m}^3$ . Ved en antagelse om at berggrunnen har en varmekapasitet på i underkant av  $1\text{ kJ/kgK}$  og en tetthet på om lag  $2500\text{ kg/m}^3$ , og brønnparkens gjennomsnittstemperatur har økt med  $6,5^\circ\text{C}$ , har det gått i overkant av  $500\text{ GJ}$  til oppvarming av parken. Ettersom det ble injisert  $2050\text{ GJ}$ , hentet ut  $1350\text{ GJ}$  og parken har blitt oppvarmet med omtrent  $500\text{ GJ}$  har omtrent  $200\text{ GJ}$  gått tapt. Dette er en svært grovt overslag, men som resultatet antyder er tapene relativt små.

For en mindre brønnpark kan det forventes vesentlig større tap, spesielt før temperaturen har stabilisert seg i fjellet rundt brønnparken. Som vist tidligere blir arealet per volum vesentlig større jo mindre brønnparken er.

### 4.2.4. STØRRELSEN PÅ DE ULIKE DELENE AV BRØNNPARKEN

Antallet brønner er avgjørende for effekten brønnparken kan overføre. Det er viktig med stor varmeoverføring så energibæreren blir tilstrekkelig nedkjølt før den returneres til solfangerne. Ved hettebølger er dette viktig for å hindre koking. Ettersom tapene øker ved økende energibærertemperatur anses dette likevel som lite sannsynlig.

For å kunne anslå størrelsen til brønnparkens deler er volumkravet til delene utregnet. Dette vil være volumet av fjellet som sikrer nok varmelagring, med krav til kun  $10\text{ K}$  temperaturendring i brønnene gjennom året. Denne utregningen er gjort med antagelse om konstant temperatur i brønnparkens deler, uten varmeutveksling mellom brønnparkens deler eller omkringliggende berg. Den ideelle, radielle temperaturprofilen, vil se ut som Figur 20.



Figur 20. Ideelt temperaturprofil for brønnparken dersom det ikke er varmeutveksling mellom de ulike delene av brønnparken.

#### 4.2.4.1. STØRRELSE PÅ BRØNNPARKENS HØYTEMPERATURBRØNNER

Ettersom det varme forbruksvannets temperatur må være over 60°C, for å hindre bakterieoppblomstring, er den laveste tillatte temperaturen til brønnparkens høytemperaturbrønner like over 60°C. En vanlig enebolig bruker om lag 4000 kWh til oppvarming av forbruksvann hvert år. Dersom det ikke har blitt levert varme til sentrumsbrønnene på et halvt år må fortsatt temperaturen holde over 60°C.

Ved antagelse om at brønnparkens sentrumsbrønner maksimalt har en gjennomsnittstemperatur på 70°C, og en minimal gjennomsnittstemperatur på 60°C, må volumet til sentrumsfjellet være stort nok til å holde på temperaturen.

Volumet av de varme høytemperaturbrønnene er funnet ved Formel 8:

$$V = \frac{Q}{\rho c_p (T_i - T_e)}$$

$$V = \frac{4000 \text{ kWh} * 3,6 * 10^6 \text{ J/kWh}}{2500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 10\text{K}}$$

Ettersom brønnenes aktive overflate er 35 meter kan brønnparkens sentrumsbrønners radius,  $r_1$  i Figur 15, regnes ut fra Formel 9:

$$r_1 = \sqrt{\frac{Q}{\pi L \rho c_p (T_i - T_e)}}$$

$$r_1 = \sqrt{\frac{4000 \text{ kWh} * 3,6 * 10^6 \text{ J/kWh}}{\pi * 35\text{m} * 2500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 10\text{K}}}$$

#### 4.2.4.2. STØRRELSE PÅ BRØNNPARKENS MELLOMTEMPERATURBRØNNER

Brønnparkens mellomtemperaturbrønner har som oppgave å lagre varme til oppvarming av boligen. En normal innetemperatur er rundt 20°C. Mellomtemperaturbrønnen burde på sitt laveste ha en temperatur på minst 10 K over denne temperaturen. En varmere energibærer gir mindre krav til sirkulasjon av energibæreren ettersom temperaturforskjellen er større.

En gjennomsnittlig bolig bruker omtrent 16 500 kWh til oppvarming av boligen. Grensen for temperaturendring i dette volumet er satt til å være 10 K.

Volumet av brønnparkens mellomtemperaturbrønner er funnet ved Formel 8:

$$V = \frac{Q}{\rho c_p (T_i - T_e)}$$

$$V = \frac{16\,500 \text{ kWh} * 3,6 * 10^6 \text{ J/kWh}}{2500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 10\text{K}}$$

Ettersom brønnenes aktive dybde er 35 meter er brønnparkens mellomtemperaturbrønner sin ytre radius,  $r_2$  i Figur 15, regnet ut ved Formel 11:

$$r_2 = \sqrt{\frac{Q}{\pi L \rho c_p (T_i - T_e)} + r_1^2}$$

$$r_2 = \sqrt{\frac{16\,500 \text{ kWh} * 3,6 * 10^6 \text{ J/kWh}}{\pi * 35\text{m} * 2500 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 10\text{K}} + 2,3^2}$$

Fjellets indre radius vil være den ytre radiusen til høytemperaturbrønnene, henholdsvis  $r_1$  i Figur 15.

#### 4.2.4.3. STØRRELSE PÅ BRØNNPARKENS LAVTEMPERATURBRØNNER

Lavtemperaturbrønnene har som hensikt å beskytte de varmere delene av brønnparken for tap. Jo varmere lavtemperaturbrønnene er jo bedre holder høy- og mellomtemperaturbrønnene på varmen, ettersom konduksjon er drevet av temperaturforskjeller.

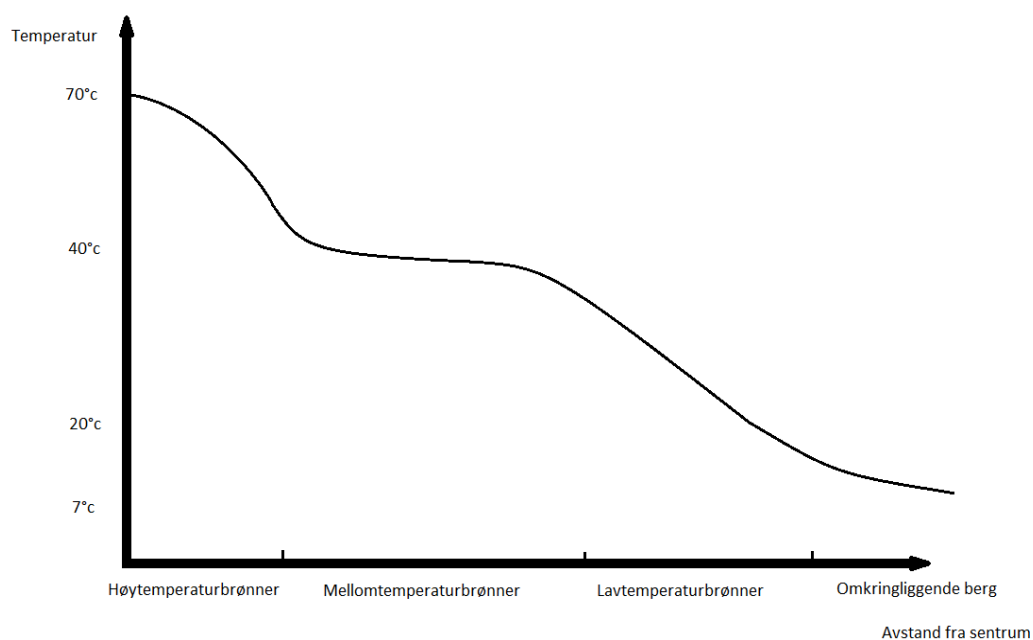
Brønnparkens lavtemperaturbrønner sikrer lavest mulig temperatur på energibæreren til fordel for virkningsgraden til systemet. Dette fordi, som nevnt tidligere, solfangerne har høyest virkningsgrad ved lave temperaturer. Boring og rørforbindelser til lavtemperaturbrønnene vil øke investeringskostnadene.

#### 4.2.5. REELLE STØRRELSER PÅ BRØNNPARKENS DELER

På grunn av varmetransport er Figur 20 kun et ideelt temperaturprofil. I virkeligheten må avstanden mellom brønnparkens deler økes for å sikre høy temperatur over lang tid. Temperaturen i brønnparken kan bestemmes ved simulering og matematisk modell, men ligger utenfor denne oppgavens rammer.

En mulig radielt temperaturprofil under drift av brønnparken er vist i Figur 21. Avstandene mellom brønnparkens deler er her større enn i Figur 20.

Det kan forventes størst varmetveksling der temperaturgradienten er størst. Dermed vil temperaturprofilen i brønnparken over lengre tid forventes å flate ut.



Figur 21. Et mulig reelt temperaturprofil for brønnparken.

#### 4.2.6. FORSLAG TIL UTFORMING AV BRØNNPARKEN

Dybden og diameteren til brønnene er bestemt. Dermed må antallet brønner og plasseringen bestemmes.

Forslaget til utforming av brønnparken er basert på anslag av nødvendig størrelse for å sikre en maksimal temperaturdifferanse på 10 K, med tapene til brønnparken tatt i betraktning. Volumøkningen fra en ideell brønnpark til den foreslåtte brønnparken skal kunne motstå forventede varmetap.

Forslaget til brønnparken er gitt for gjennomsnittsverdien til de utvalgte bergartene. For fjell med liten diffusivitet kan brønnparken dermed være i største laget, og for brønnparker med stor diffusivitet kan brønnparken være i minste laget.



## 4.3. SOLFANGERANLEGG

### 4.3.1. TYPER SOLFANGERE

ASV solars generasjon 4 flatplatesolfanger er valgt. De er forventet å kunne levere mye varme over sin levetid, i forhold til pris. Solfangerne fra ASV har rør med en diameter på 13mm til sirkulasjon av energibæreren.

### 4.3.2. STØRRELSE

Solinnstrålingen i Sør-Norge er som kjent omtrent  $1000\text{kWh/m}^2$  per år. Fra informasjon om en virkningsgrad på 33-34% fra Drake Landing Solar Community kan vi forvente at  $1000\text{kWh/m}^2$  innstrålt effekt ender på  $333\text{kWh/m}^2$  levert varme til energibæreren per  $\text{m}^2$  solfanger. Merk at  $1000\text{kWh/m}^2$  innstråling er for en horisontal flate, mens solfangerne er vinklet.

I følge ASV-solar vil generasjon 4 solfanger produsere  $580\text{kWh}$  per  $\text{m}^2$  per år. Dette tilsvarer en virkningsgrad fra innkommende stråling på omtrent 60%, altså nesten doblet så mye som DLSC har oppnådd, selv om generasjon 4 ASV-solfanger er en solfanger bygget med enkle og billige materialer. Som nevnt i kapittel 0, er virkningsgraden svært avhengig av differansetemperaturen mellom solfangeren og omgivelsene. DLSC bruker en glykolblanding som energibærer som føres til solfangerne med en turtemperatur på  $50^\circ\text{C}$ , noe som forventes å senke virkningsgraden betraktelig. Det er antatt at ASV sine beregninger er gjort ved gode driftsforhold.

Størrelsen til solfangeranlegget er bestemt av forventet varmeproduksjon per kvadratmeter og krav til levert varme. Antagelsen for solfangerens avgitte effekt er basert på ASV og DLSC sine data. En enebolig bruker i snitt  $20\,500\text{kWh}$  per år til rom- og varmtvannsoppvarming. Med antagelse om at tapene i brønnparken på opp mot 50 % av innkommende energi, kreves  $30\,000\text{kWh}$  per år for opprettholdelse av temperaturen i brønnparken.

ASV Solar har oppgitt at ca  $50\text{m}^2$  vil levere  $30\,000\text{kWh}$ , men grunnet drift ved høyere temperaturer forventes vesentlig større tap enn ASV Solar oppgir. Med DLSC sin virkningsgrad ville  $90\text{m}^2$  solfangerareal gitt  $30\,000\text{kWh}$ .

### 4.3.3. SERIE ELLER PARALLELL

Generasjon 4 ASV solfangere leveres i elementer av 1,2m<sup>2</sup>. Hvert element har 4 rør av 2,2 meter innebygd for sirkulasjon av energibæreren. Manifoiler brukes for fordeling av energibæreren over parallelle serier av solfangerelementer.

Manifoilen kan også muliggjøre endring av størrelsen til solfangeranlegget ved tilkobling eller frakobling av en solfangerserie. Endring av solfangernes størrelse kan kreve endring av volumet på væskestrømmen. Pumper, rør og ventiler må være dimensjonert dette.

Beregninger av væskehastigheter kommer i kapittel 4.4.5.

### 4.3.4. HELNINGSVINKEL

Anbefalt helningsvinkel er valgt etter forventet varmeproduksjon. Mellom 65 og 70% av den totale solinnstrålingen blir avsatt i sommermånedene. I tillegg er solfangernes virkningsgrad på denne tiden størst.

## 4.4. SYSTEMET

For at utregninger i dette kapittelet gis kort informasjon om valg som er gjort for systemet. Solfangeranlegget består av 60 solfangermoduler fra ASV solar. Modulene er montert i 6 parallelle serier av 10 solfangermoduler og gir 72 m<sup>2</sup> aktivt solfangerareal. Energibrønnene er foret med en PVC-duk med indre diameter på 3 tommer (76 mm) og har et senterrør med indre diameter på 15 mm. Rørsystemet er av polybutylen og har en indre diameter på 22 mm. Varmt forbruksvann blir oppvarmet av høytemperaturbrønnene og boligen blir oppvarmet av mellomtemperaturbrønnene. Se gjerne i systemskissen i Figur 31 på side - 66 -.

### 4.4.1. SYSTEMSKISSE

Systemskissen er utarbeidet etter driftskrav til systemet. Systemskissen er utarbeidet etter et mål om færrest mulig komponenter, fremfor maksimal virkningsgrad. Dette for å senke investeringskostnaden og kompleksiteten til systemet.

### 4.4.2. DRIFTSSITUASJONER

Systemet må kunne forsyne boligen varmt vann og varme til romoppvarming ved alle solforhold. Driftssituasjonene systemet må tolerere er:

#### 4.4.2.1. 100% INNKOMMENDE EFFEKT FRA SOLA

- 1) Ikke bruk av varmt vann og ikke romoppvarming.
- 2) Ikke bruk av varmt vann, men bruk av romoppvarming
- 3) Bruk av varmt vann, men ikke bruk av romoppvarming
- 4) Bruk av varmt vann og romoppvarming

#### 4.4.2.2. 50% INNKOMMENDE EFFEKT FRA SOLA

- 5) Ikke bruk av varmt vann og ikke romoppvarming.
- 6) Ikke bruk av varmt vann, men bruk av romoppvarming
- 7) Bruk av varmt vann, men ikke bruk av romoppvarming
- 8) Bruk av varmt vann og romoppvarming

#### 4.4.2.3. INGEN INNKOMMENDE EFFEKT FRA SOLA

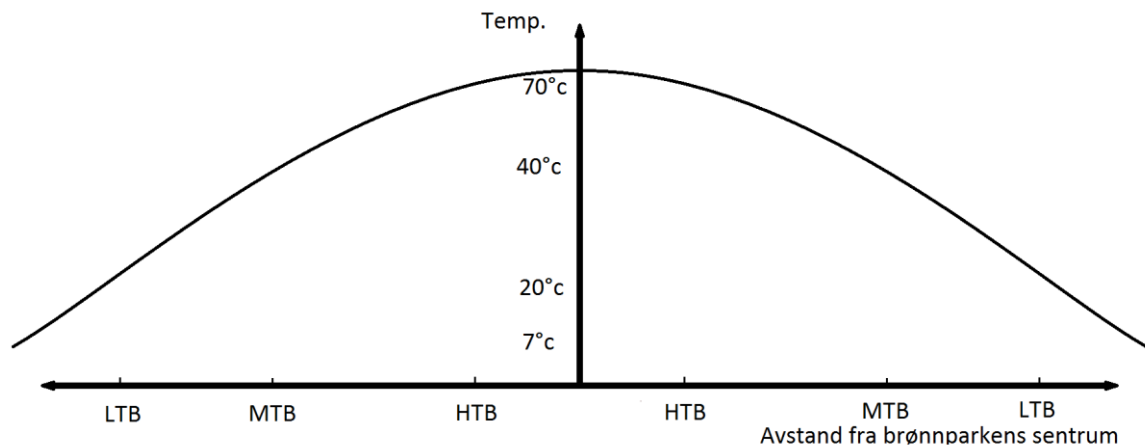
- 9) Ikke bruk av varmt vann og ikke romoppvarming.
- 10) Ikke bruk av varmt vann, men bruk av romoppvarming
- 11) Bruk av varmt vann, men ikke bruk av romoppvarming
- 12) Bruk av varmt vann og romoppvarming

Grensene mellom driftssituasjonene vil avgjøres av systemets automasjonssystem.

### 4.4.3. STYRING AV SYSTEMET

Pumpene og ventilene er valgt å styres av et automasjonssystem som kjenner tilstanden til systemet. For optimal drift av systemet er det essensielt at systemet vet brønnenes temperatur, solinnstrålingen, temperaturen til akkumulatortanken for varmt forbruksvann og om boligen etterspør varme.

For brønnparken er det ønskelig å opprette en klokkeformet temperaturprofil, vist i Figur 22. Denne formen minimerer varmetapene for de varmeste delene av brønnparken, som er varmet opp med lav virkningsgrad. Pumpene og ventilene må dermed styres for å oppnå denne klokkeprofilen.



Figur 22. Et ønsket temperaturprofil for brønnparken.

I boligen vil termostatstyrte ventiler styre romoppvarmingen. Hvert rom trenger sin krets med radiatorer. I Figur 31 er det tegnet inn to radiatorkretser. Antallet kretser kan økes ved tilkobling av flere radiatorkretser i serie med de inntegnede radiatorkretsene. Det antas da at energibærerens temperaturfall gjennom hver radiator er lav, slik at temperaturen holder seg høy nok til oppvarmingsformål i den siste radiatorkretsen.

Radiatorkretsene kan erstattes av kretser med gulvvarme. Gulvvarme har lavere temperaturkrav til energibæreren og har mindre trykktap enn radiatorer. Fordelen til radiatorer er at de er enklere å installere, noe som gjør de bedre egnede i rehabiliteringsprosjekter.

### 4.4.4. DRAINBACKTANK

Drainbacktanken skal sikre at ikke pumpene går tørre. Solfangerne inneholder vann under drift, men ved systemstopp renner dette vannet til tanken. Størrelsen på tanken må tillate lagring av dette vannet. I tillegg må tanken være av størrelse til å tolerere volumutvidelse av energibæreren som følge av temperaturendring. Dersom tanken skal tolerere volumutvidelse av energibæreren fra 7 til 80°C må tanken tolerere en volumendring på 4%. Systemet inneholder rundt 4 300 liter, fordelt på 4000 liter i energibrønnene og 300 liter i rørene. En volumendring på 4% gir en volumendring på under 200 liter.

For å sikre at drainbacktanken kan forsyne solfangerne med vann, må tanken inneholde nok vann til volumet av solfangerne. Diameteren på røret i solfangeren er 13 mm og er over 700 meter totalt for 72 m<sup>2</sup> solfangerer. For å sikre tilførsel av vann til solfangerne må drainbacktanken da inneholde minst 100 liter vann før hovedsirkulasjonspumpen starter å pumpe vann til solfangerne.

I toppen av drainbactanken vil et overløpsrør sikre trykkavlastning. I overløpsrøret kan også energibæreren føres ut dersom volumet økes betraktelig. I bunnen av tanken utveksles innkommende og utgående energibærer.

For at pumpene ikke skal gå tørre kan en flottør monteres i tanken. Flottøren kan informere automasjonssystemet ved lavt vannivå slik at systemet kan stoppes før pumpene går tørre.

#### 4.4.5. RØRDIMENSJONER

##### 4.4.5.1. GENERELT OM TRYKKTAP

Lave væskehastigheter gir mindre trykktap. Trykktap er uønsket i rørsystemet ettersom trykktapene må dekkes ved økt elektrisk forbruk i sirkulasjonspumpene. Ved enkelte driftsituasjoner kan større væskehastigheter likevel være ønskelig. Økt væskehastighet gir opphav til turbulent strømning som lettere overfører varme til og fra rørveggen. Derfor, ved full innkommende effekt fra solen, kan det være ønskelig med høyere væskehastigheter i energibrønnene og i solfangerne, selv på bekostning av trykktapene.

Trykktap anslås i nomogrammet i Vedlegg 1. Nomogrammet er et dimensjoneringsverktøy som gir trykktapet per meter rør for ulike diametere og vanngjennomstrømningen. Tabellen er et estimat ved 10°C og har en usikkerhet på maksimalt 25% ved en vanntemperatur på 55°C.

Trykktapsutregningene som følger er utført ved ulike driftsituasjoner.

##### 4.4.5.2. TRYKKTAP VED FULL EFFEKT

###### Trykktapet i solfangerne:

Ifølge Torkel Åsen i ASV Solar solfangernes rør en indre diameter på 13mm. Ved maksimal innstråling mottar energibæreren nærmere 800W/m<sup>2</sup> i en ASV-solfanger. For enkelhets skyld antas en innkommende effekt på 8 000W for en serie med 10 ASV-solfangere. Ved en temperaturendring på energibæreren på 40K, og vann som energibærer finnes volumstrømmen ved formel 16:

$$q_v = \frac{P}{\rho c_p \Delta T}$$
$$q_v = \frac{8000W}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 40 \text{ K}}$$
$$q_v = 4,8 * 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0,05 \text{ l/s}$$

Volumstrømmen i hver solfangerserie er 0,05 l/s, ved full effekt. Hvert element har 4 rørlengder av 2,2 og solfangeranlegget består av 60 moduler. Rørlengdene i solfangerne er totalt 550 meter. Trykktapet, lest av i nomogrammet i Vedlegg 1, ligger på 1 meter per 100 meter rør.

Totalt trykktap i solfangerne er beregnet fra forventet trykktap og lengre på rørene.

### Trykktapet i rørsystemet over bakken:

Rørsystemet over bakken må føre 0,3 l/s ved full effekt. Dette tilsvarer volumstrømmen til 6 parallelle serier med 10 solfangermoduler ved full effekt. Det valgte rørsystemet fra John Guest har en indre diameter på 22mm. Trykktapene vil ligge på om lag 2 meter per 100 meter rør.

Det er valgt rør med 22 mm indre diameter til bruk mellom solfangeranlegget, akkumulatortanken, brønnparken og pumpene, til tross større trykktap sammenlignet med 30 mm rør. Dersom rørdiameteren hadde blitt økt til 30 mm vil trykktapene vært 1 meter per 100 meter rør.

Den totale lengden av disse rørene vil utgjøre om lag 50-100 meter.

Totalt trykktap i rørsystemet over bakken er beregnet fra forventet trykktap og lengde av rørene.

### Rørsystemet mellom brønnene i bakken:

Mellom brønnene er det valgt 22 mm rør av lik type som i rørsystemet over bakken. Totalt vil brønnparken kobles sammen med i overkant av 200 meter rør. Volumstrømmen varierer mellom ringene i brønnparken, men er i gjennomsnitt lavere enn i rørsystemet over bakken. Trykktapet ved full effekt er funnet i nomogrammet med anslag om gjennomsnittlig volumstrøm på 0,15 l/s.

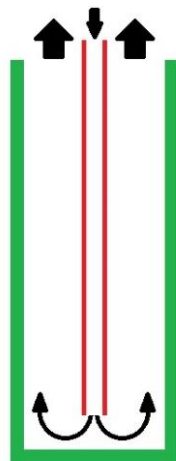
Med en volumstrøm på 0,15 l/s og rør med 22 mm indre diameter vil trykktapene bli omtrent 1 meter per 100 meter rør.

Totalt trykktap i rørsystemet mellom brønnene i bakken er beregnet fra forventet trykktap og lengde av rørene.

### Trykktap i kollektorene:

Brønnene består av 35 meter med et 15 mm indre rør og en ytre PVC-duk i størrelsesorden 75 mm. Brønnparken består av 8 brønner som ved full effekt har en gjennomsnittlig volumstrøm på under 0,1 l/s og 16 brønner med en gjennomsnittlig volumstrøm på under 0,05 l/s.

Med antagelse om at nomogrammet også gjelder for det isolerte røret i sentrum av kollektoren og for PVC-duken er et forventet trykktapet regnet ut. Figur 23 viser en illustrasjon av en koaksial kollektor. Senterrøret er vist i rødt og ytre kollektor i grønt. Pilene viser strømningsretningen ved innkommende effekt.



Figur 23. Illustrasjon av en koaksial kollektor. Senterrøret er vist i rødt og ytre kollektor i grønt.

Tabell 7 viser lengdene og antall rør i brønnparken, samt forventet volumstrøm ved full effekt. Det blir da sett bort ifra at kollektoren inneholder et senterrør når trykktapet beregnes i nomogrammet.

Tabell 7. Lengder og antall rør i brønnparken med forventet væskehastighet.

Del av brønnparken	Antall	Lengde	Volumstrømning	Indre diameter
Senterrør i høytemperaturbrønnene	8	35 m	0,1 l/s	15 mm
Ytre kollektor i høytemperaturbrønnene	8	35 m	0,1 l/s	70 mm
Senterrør i mellomtemperaturbrønnene	16	35 m	0,05 l/s	15 mm
Ytre kollektor i mellomtemperaturbrønnene	16	35 m	0,05 l/s	70 mm

Totalt trykktap i kollektorene er beregnet fra forventet trykktap og lengde av rørene.

#### Trykktap i rørforbindelsene:

Det kan forventes trykktap i alle rørforbindelser. For å anslå trykktapet er det antatt at gjennomsnittlig k-verdi er 1 og væskehastigheten er 0,8 m/s for rørkomponentene. En væskehastighet på 0,8 m/s tilsvarer en volumstrøm på 0,3 l/s i et rør med 22 mm indre diameter. Trykktapet er funnet ved formel 14:

$$H = \frac{k_r v^2}{2g}$$

$$H = \frac{1 * (0,8 \frac{m}{s})^2}{2 * 9,81 \text{ m/s}^2}$$

Trykktapet for hver rørforbindelse er da 0,04 m. Antall rørforbindelser bestemmes av hvordan systemet monteres. Det er anslått at rørsystemet består av totalt 100 albuer, ventiler og andre komponenter som vil gi trykktap.

Ut fra forventet trykktap og antall rørkomponenter er trykktapene grunnet rørforbindelser funnet.

#### Totalt trykktap for systemet ved full effekt:

Det totale trykktapet for systemet er utregnet ved å summere trykktapene fra delene av rørsystemet.

#### 4.4.5.3. TRYKKTAP VED UTHENTING AV VARME TIL OPPVARMING AV BOLIGEN

Ved uthenting av varme til boligen vil energibæreren sirkulere mellom mellomtemperaturbrønnene og radiatorkretsene. Se Figur 31. Et stort effektuttak til oppvarming av boligen antas å være 6 kW. Ved en temperaturdifferanse på 10°C kan krevet volumstrøm av energibæreren regnes ut fra formel 16:

$$q_v = \frac{P}{\rho c_p \Delta T}$$
$$q_v = \frac{6000W}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 10 \text{ K}}$$
$$q_v = 1,5 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0,15 \text{ l/s}$$

##### **Trykktapet i rørsystemet over bakken:**

Rørsystemet over bakken må føre 0,15 l/s ved et stort effektuttak av for oppvarming av boligen. Dersom den indre diameteren på røret er 22 mm vil trykktapene ligge på omtrent 0,8 meter per 100 meter rør.

Den totale lengden av disse rørene vil utgjøre omtrent 50 meter.

Totalt trykktap for rørsystemet over bakken er beregnet ut ifra forventet trykktap og lengde av rørene.

##### **Rørsystemet mellom brønnene i bakken:**

Rørsystemet mellom brønnparkens mellomtemperaturbrønner består av omtrent 100 meter med rør med 22 mm indre diameter. Volumstrømmen varierer mellom ringene i brønnparken, men er lavere enn i rørsystemet over bakken. Trykktapet er funnet i nomogrammet og blir på omtrent 0,5 meter per 100 meter rør, med anslag om gjennomsnittlig volumstrøm på 0,1 l/s.

Totalt trykktap for rørsystemet mellom brønnene er beregnet ut ifra forventet trykktap og lengde av rørene.

##### **Trykktap i kollektorene:**

Volumstrømmen i kollektorene ved uthenting av varme til oppvarming av boligen er svært lave. 0,15 l/s, som er beregnet total volumstrøm, fordeles over 8 parallelle brønner. Volumstrømmen i kollektorene vil da ligge mellom 0,01 og 0,02 l/s.

Ved en volumstrøm på 0,015 l/s og senterrør med 15 mm indre diameter er trykktapet, fra nomogrammet i Vedlegg 1, 0,1 meter per 100 meter rør.

Senterrørene består av totalt 500 meter rør.

Trykktapene i ytre kollektor er neglisjert grunnet svært lave forventede trykktap.

Totalt trykktap for kollektorene er beregnet ut ifra forventet trykktap og lengde av rørene.



### Trykktap i rørforbindelsene:

For å anslå trykktapet er det antatt at gjennomsnittlig k-verdi er 1 og væskehastigheten er 0,1 m/s for rørkomponentene. En væskehastighet på 0,4 m/s tilsvarer en volumstrøm på 0,15 l/s i 22 mm rør. Trykktapet kan finnes ved formel 14:

$$H = \frac{k_r v^2}{2g}$$
$$H = \frac{1 * (0,4 \frac{m}{s})^2}{2 * 9,81 \text{ m/s}^2}$$

Trykktapet for en gjennomsnittlig rørforbindelse er på 0,02 m. Ved en antagelse om 25 rørforbindelser som gir opphav til trykktap, kan trykktapet komme opp i 0,5 m.

### Totalt trykktap for systemet ved uthenting av varme til oppvarming av boligen:

Det totale trykktapet for uthenting av varme til oppvarming av boligen er utregnet ved å summere trykktapene fra delene av rørsystemet.

#### 4.4.5.4. TRYKKTAP VED UTHENTING AV VARME TIL OPPVARMING AV VARMT FORBRUKSVANN

Et normalt effektuttak til oppvarming av varmt forbruksvann antas å være 2 kW. Ved en temperaturdifferanse på 10°C kan volumstrømmen av energibæreren regnes ut fra formel 16:

$$q_v = \frac{P}{\rho c_p \Delta T}$$
$$q_v = \frac{2000 \text{ W}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 10 \text{ K}}$$
$$q_v = 0,5 * 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0,05 \text{ l/s}$$

### Trykktapet i rørsystemet over bakken:

Rørsystemet over bakken må føre 0,05 l/s ved normal oppvarming av varmt forbruksvann. Dersom den indre diameteren på røret er 22 mm vil trykktapene ligge på omtrent 0,2 meter per 100 meter rør. Den totale lengden av rørene over bakken, som inngår i oppvarming av varmt forbruksvann, vil utgjøre om lag 50 meter.

Totalt trykktap er beregnet fra forventet trykktap og lengde av rørene.

### Rørsystemet mellom brønnene i bakken:

Rørsystemet mellom høytemperaturbrønnene består av omtrent 100 meter med rør med 22 mm indre diameter. Væskehastigheten varierer mellom ringene i brønnparken, men er lavere enn i rørsystemet over bakken. Trykktapet er funnet i nomogrammet og er på omtrent 0,1 meter per 100 meter rør, med anslag om gjennomsnittlig volumstrøm på 0,03 l/s.

Totalt trykktap er beregnet fra forventet trykktap og lengde av rørene.

### Trykktap i kollektorene:

Volumstrømmen i kollektorene ved uthenting av varme til oppvarming av varmt forbruksvann er svært lave. 0,05 l/s, som er beregnet total volumstrøm, fordeles over 4 parallelle brønner. Volumstrømmen i kollektorene vil ligge på i overkant av 0,01 l/s.

Ved en volumstrøm på 0,01 l/s og senterrør med 15 mm indre diameter er trykktapet, fra nomogrammet i Vedlegg 1, 0,1 meter per 100 meter rør.

Senterrørene består av totalt 300 meter rør.

Trykktapene i ytre kollektor er neglisjert grunnet svært lave forventede trykktap.

Totalt trykktap for kollektorene er beregnet ut ifra forventet trykktap og lengde av rørene.

### Trykktap i rørforbindelsene:

For å anslå trykktapet er det antatt at gjennomsnittlig k-verdi er 1 og væskehastigheten er 0,1 m/s for rørkomponentene. En væskehastighet på 0,1 m/s tilsvarer en volumstrøm på 0,05 l/s i 22 mm rør. Trykktapet kan finnes ved formel 14:

$$H = \frac{k_r v^2}{2g}$$
$$H = \frac{1 * (0,1 \frac{m}{s})^2}{2 * 9,81 \text{ m/s}^2}$$

Trykktapet for rørforbindelsene ansås som neglisjerbart, selv vet et stort antall rørforbindelser.

### Totalt trykktap for systemet ved uthenting av varme:

Det totale trykktapet for uthenting av varme til oppvarming av varmt forbruksvann er utregnet ved å summere trykktapene fra delene av rørsystemet.

#### 4.4.5.5. TRYKKBELASTNING I RØRENE

Maksimalt trykkbelastningen i rørene er funnet ved trykktap og løftehøyden ved full effekt. Trykkhøyden så omregnet til trykk ved antagelse om en tetthet på 1000 kg/m<sup>3</sup> for energibæreren. Da vil overtrykket i rørene øke med 1 bar pr 10 meter trykkhøyde. John Guest har oppgitt maksimal tillat overtrykk på 6 bar ved en temperatur på under 95°C (John Guest, 2015).

Ved start og stop av pumpene kan deler av rørsystemet oppleve kortvarige trykkbelastninger som er større enn medregnet.

#### 4.4.5.6. REYNOLDS' TALL

Reynolds' tall sier noe om energibærerens evne til varmeutveksling med rørveggen. Reynolds' tall endre seg i forskjellige driftssituasjoner ettersom væskehastigheten endres. Når det skal hentes ut lite varme vil væskehastigheten og Reynolds' tall være lavt. Strømningen vil være laminær, men ved denne driftssituasjonen er det ikke krav til stort varmeuttak. Det er derimot viktig at varmen effektivt blir avgitt i brønnene ved høy innkommende effekt. Da vil også Reynolds' tall være større ettersom væskehastigheten er stor.

Reynolds' tall er undersøkt ved maksimal innkommende effekt for de ulike delene av rørsystemet. For alle delene er Reynolds' tall regnet ut ved to tilfeller. Et tilfelle med antagelse om en kinematisk viskositet på  $0,365 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ , som tilsvarer vann ved  $80^\circ\text{C}$ , og et tilfelle med antagelse om en kinematisk viskositet på  $1,004 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ , som tilsvarer vann ved  $20^\circ\text{C}$ .

##### **Reynolds' tall til væskestrømmen i solfangerne ved full effekt:**

Utrekningen av Reynolds' tall til væskestrømmen i solfangerne er gjort med antagelse om en væskehastighet på  $0,4 \text{ m/s}$ , som tilsvarer en volumstrøm på  $0,05 \text{ l/s}$  i et rør med indre diameter på  $13 \text{ mm}$ .

Reynolds' tall ved  $80^\circ\text{C}$ , funnet ved formel 13:

$$Re = \frac{0,4 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,013\text{m}}{0,365 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

Reynolds' tall ved  $20^\circ\text{C}$ , funnet ved formel 13:

$$Re = \frac{0,4 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,013\text{m}}{1,004 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

##### **Reynolds' tall til væskestrømmen i kollektoren i høytemperaturbrønnene ved full effekt:**

Utrekningen av Reynolds' tall i væskestrømmen i kollektorene i høytemperaturbrønnene er gjort med antagelse om en væskehastighet på  $0,02 \text{ m/s}$ , som tilsvarer en volumstrøm på  $0,08 \text{ l/s}$  i et rør med indre diameter på  $76 \text{ mm}$ . Volumstrømmen på  $0,08 \text{ l/s}$  kommer av at den totale volumstrømmen, som er på  $0,3 \text{ l/s}$  ved full effekt, fordeles over 4 parallelle brønner.

Reynolds' tall ved  $80^\circ\text{C}$ , funnet ved formel 13:

$$Re = \frac{0,02 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,076\text{m}}{0,365 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

Reynolds' tall ved  $20^\circ\text{C}$ , funnet ved formel 13:

$$Re = \frac{0,02 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,076\text{m}}{1,004 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

#### Reynolds' tall til væskestrømmen i kollektorene i mellomtemperaturbrønnene ved full effekt:

Utrekningen av Reynolds' tall i væskestrømmen i kollektorene i mellomtemperaturbrønnene er gjort med antagelse om en væskehastighet på 0,01 m/s, som tilsvarer en volumstrøm på 0,04 l/s i et rør med indre diameter på 76 mm. Volumstrømmen på 0,04 l/s kommer av at den totale volumstrømmen, som er på 0,3 l/s ved full effekt, fordeles over 8 parallelle brønner.

Reynolds' tall ved 80°C, funnet ved formel 13:

$$Re = \frac{0,01 \frac{m}{s} * 0,076m}{0,365 * 10^{-6} m^2/s}$$

Reynolds' tall ved 20°C, funnet ved formel 13:

$$Re = \frac{0,01 \frac{m}{s} * 0,076m}{1,004 * 10^{-6} m^2/s}$$

#### Reynolds' tall til væskestrømmen i rørsystemet ved full effekt:

Utrekningen av Reynolds' tall i væskestrømmen i rørsystemet er gjort med antagelse om en væskehastighet på 0,8 m/s, som tilsvarer en volumstrøm på 0,3 l/s i et rør med indre diameter på 22 mm.

Reynolds' tall ved 80°C, funnet ved formel 13:

$$Re = \frac{0,8 \frac{m}{s} * 0,022m}{0,365 * 10^{-6} m^2/s}$$

Reynolds' tall ved 20°C, funnet ved formel 13:

$$Re = \frac{0,8 \frac{m}{s} * 0,022m}{1,004 * 10^{-6} m^2/s}$$

#### 4.4.6. VALG AV RØRTYPE

Rørene som er valgt til energisystemet er valgt etter krav til lav pris og lang holdbarhet. Rørene vil ikke bli utsatt for store trykkbelastninger.

#### 4.4.7. SIRKULASJONSPUMPER

Sirkulasjonspumpene er valgt etter forventet volumstrøm og løftehøyde. For å kunne styre systemet optimalt er det fordelaktig at hovedsirkulasjonspumpen er regulerbar. Ved å velge kvalitetspumper fra en kjent leverandør kan driftssikkerheten for systemet sikres. En kvalitetsleverandør antas også å besørge god service ved eventuelle feil.

#### 4.4.7.1. HOVEDSIRKULASJONSPUMPENS NØDVENDIGE EFFEKT

Pumpe PU 01 er valgt som en flerstegspumpe slik at væskehastigheten kan reguleres. Ved hjelp av Grundfos sine hjemmesider er det plukket ut en flerstegspumpe som går på 220V AC, og har en god virkningsgrad ved den løftehøyden og volumstrømmen som systemet vil driftes ved.

Forventet effekt nødvendig for å drifte hovedsirkulasjonspumpen ved full effekt er funnet ved å summere forventete trykktap og forventet trykk som følge av tetthetsforskjell på oppadgående og nedadgående væske.

Forventet trykk som følge av trykkehetsforskjell er funnet ved formel 20. Det er antatt at nedadgående væske er 10°C varmere enn oppadgående væske. Dette tilsvarer en omtrentlig tetthetsforskjell på 6 kg/m<sup>3</sup>. Det er også avgrenset at denne effekten kun gjelder i brønnene.

$$\Delta p = (\rho_n - \rho_o)gh$$
$$\Delta p = 5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} * 35\text{m} = 2000 \text{ Pa}$$

Dette trykket vil ved oppstå ved hver ring i brønnparken. Derfor forventes det at det totale trykket, med bakgrunn i tetthetsforskjell, blir:

$$\Delta p_{tot} = 4 * 2000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 8000 \text{ Pa}$$

8000 Pa tilsvarer i underkant av 1 meters trykkehøyde i vann.

Forventede trykktap er beregnet i kapittel 4.4.5.2 og er beregnet til å være opp mot 30 meter.

Sirkulasjonspumpens nødvendige elektriske effekt er funnet ved formel 12. Det er antatt en total virkningsgrad til pumpen på 50%. Volumstrømmen ved full effekt er funnet i kapittel 4.4.5.2 og er 0,0003 m<sup>3</sup>/s. 31 m trykkehøyde er 310 000 Pa.

$$P = \frac{dp * q_v}{\eta_{tot}} = \frac{310\ 000 \text{ Pa} * 0,0003 \text{ m}^3/\text{s}}{0,5}$$

#### 4.4.7.2. NØDVENDIG EFFEKT FOR PUMPE TIL OPPVARMING AV BOLIGEN

Pumpe PU 02 trenger kun å være en enkel, uregulerbare pumper. Denne pumpen er også valgt ved hjelp av Grundfos sine hjemmesider.

Forventet effekt nødvendig for å drifte sirkulasjonspumpene for oppvarming av boligen er funnet ved å summere forventete trykktap og forventet trykk som følge av tetthetsforskjell på oppadgående og nedadgående væske.

Forventet trykk som følge av trykkehetsforskjell er funnet ved formel 20. Det er antatt at nedadgående væske er 10°C varmere enn oppadgående væske. Dette tilsvarer en omtrentlig tetthetsforskjell på 6 kg/m<sup>3</sup>. Det er også avgrenset at denne effekten kun gjelder i brønnene.

$$\Delta p = (\rho_n - \rho_o)gh$$
$$\Delta p = -5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9,81 \frac{\text{N}}{\text{kg}} * 35\text{m} = -2000 \text{ Pa}$$

Dette trykket vil ved oppstå ved hver ring i brønnparken. Derfor forventes det at det totale trykket, med bakgrunn i tetthetsforskjell, blir:

$$\Delta p_{tot} = 2 * -2000 \frac{N}{m^2} = -4000 Pa$$

4000 Pa tilsvarer omtrent 0,5 meters trykkehøyde i vann.

Forventede trykktap er beregnet i kapittel 4.4.5.3 og er beregnet til å være omtrent 2 meter.

Sirkulasjonspumpens nødvendige elektriske effekt er funnet ved formel 12. Det er antatt en total virkningsgrad til pumpen på 50%. Volumstrømmen ved full effekt er funnet i kapittel 4.4.5.3 og er 0,00015 m<sup>3</sup>/s. 1,5 m trykkehøyde er 15 000 Pa.

$$P = \frac{dp * q_v}{\eta_{tot}} = \frac{15\,000 Pa * 0,00015 m^3/s}{0,5}$$

#### 4.4.7.3. NØDVENDIG EFFEKT FOR PUMPE TIL OPPVARMING AV VARMT FORBRUKSVANN

Pumpe PU 03 er valgt som samme type som pumpe PU 02.

Nødvendig trykkforskjell over sirkulasjonspumpen for å drifte sirkulasjonspumpene for oppvarming av boligen er funnet ved å summere forventete trykktap og forventet trykk som følge av tetthetsforskjell på oppadgående og nedadgående væske.

Forventet trykk som følge av trykkehetsforskjell er funnet ved formel 20. Det er antatt at nedadgående væske er 10°C varmere enn oppadgående væske. Dette tilsvarer en omtrentlig tetthetsforskjell på 6 kg/m<sup>3</sup>. Det er også avgrenset at denne effekten kun gjelder i brønnene.

$$\Delta p = (\rho_n - \rho_o)gh$$

$$\Delta p = -5 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{N}{kg} * 35m = -2000 Pa$$

Dette trykket vil ved oppstå ved hver ring i brønnparken. Derfor forventes det at det totale trykket, med bakgrunn i tetthetsforskjell, blir:

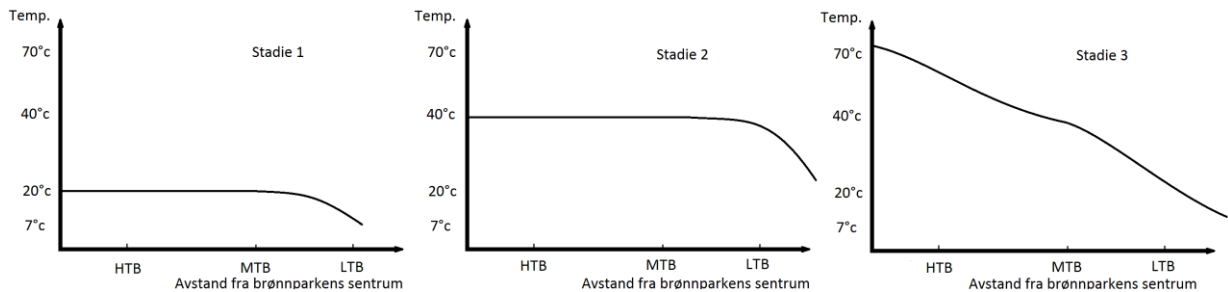
$$\Delta p_{tot} = 2 * -2000 \frac{N}{m^2} = -4000 Pa$$

4000 Pa tilsvarer omtrent 0,5 meters trykkehøyde i vann.

Forventede trykktap er beregnet i kapittel 4.4.5.4 og er beregnet til å være omtrent 0,5 meter. Som vi ser er de forventede trykktapene like store som det forventede trykket dannet av tetthetsforskjellen. Sirkulasjonspumpens nødvendige elektriske effekt er altså minimal under drift.

#### 4.4.8. OPPSTART AV SYSTEMET

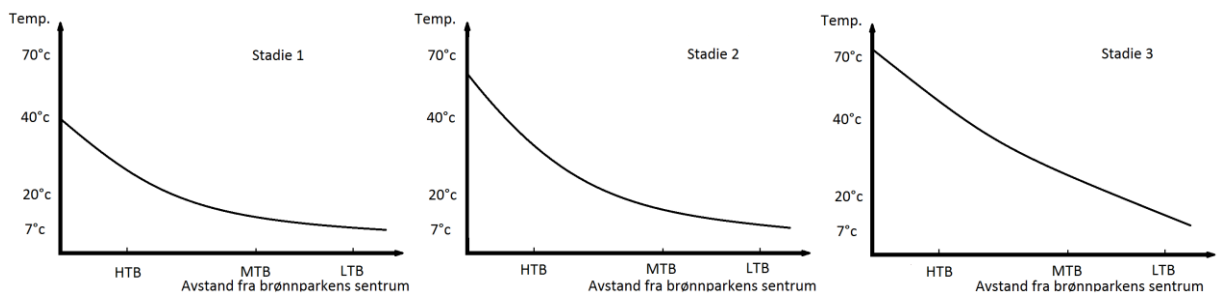
Ved oppstarten av systemet vil initialtemperaturen til fjellet i brønnparken være ca 7°C i Sør-Norge. En mulig måte å starte oppvarmingen er å alltid tilføre varme til den kaldeste brønnen. En forventet temperaturprofil av oppvarmingen vises i Figur 24.



Figur 24. Forventet temperaturprofil under oppvarming av brønnparken ved å sende energibæreren til den kaldeste delen av brønnparken.

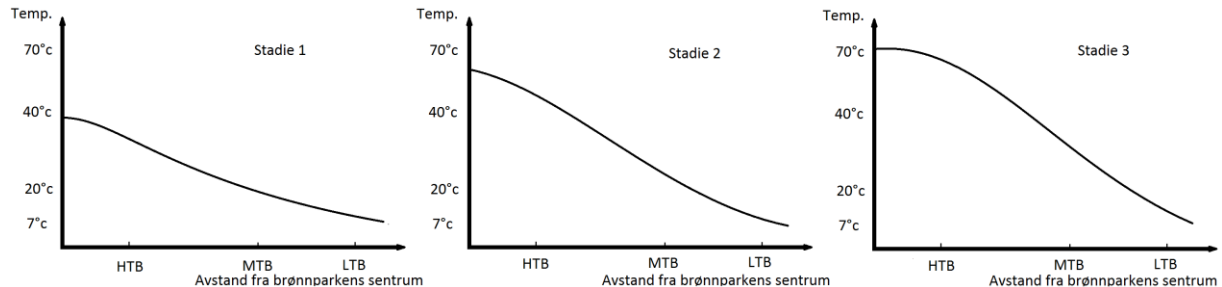
En annen mulighet vil være å føre den oppvarmet energibæreren til høytemperaturbrønnene uansett. Da vil brønnparken varmes opp innenfra og utover, vist i Figur 25. Dette kan gå på bekostning av virkningsgraden ettersom energibæreren til enhver tid må varmes til en temperatur som er varmere enn høytemperaturbrønnen.

Dersom energibæreren holder på den høye temperaturen til energibæreren blir ført videre utover i brønnparken kan det forventes at temperaturen utover i brønnparken vil være høyere enn temperaturprofilene tilsier.



Figur 25. Forventet temperaturprofil under oppvarmingen av brønnparken ved å føre energibæreren til den varmeste brønnen uansett.

Mulighet nummer tre vil være å kjøre systemet på vanlig måte. Systemet bestemmer selv når høytemperaturbrønnen og mellomtemperaturbrønnene skal varmes opp avhengig av temperaturen i de ulike delene av brønnparken. Systemet kan selv ha oversikt over varmen i de ulike delene av brønnparken og fordele varmen i et klokkeformet temperaturprofil, hvor temperaturen er størst i midten og avtar utover i brønnparken.



Figur 26. Forventet temperaturprofil under oppvarming av brønnparken ved normal systemdrift.

Oppvarmingstiden til brønnparken, før en normal driftstemperatur er nådd, kan beregnes. Dersom det antas at fjellets temperatur har en initial temperatur på 7°C, en ferdig oppvarmet høytemperatur i snitt holder 68°C, og en ferdig oppvarmet mellomtemperaturbrønn i snitt holder 40°C, kan energien som kreves for å varme opp fjellet beregnes. Merk at temperaturen i brønnparkdelene gjerne er varmere nærmere sentrum.

Høytemperaturbrønnene består av 1000 m<sup>2</sup> fjell med en varmekapasitet på omtrent 1 kJ/kgK og en tetthet på omtrent 2500 kg/m<sup>3</sup>. Dersom denne delen av parken skal varmes opp fra 7°C til 68°C kreves 42 000 kWh.

Fjellet mellom mellomtemperaturbrønnene utgjør 3500 m<sup>2</sup> fjell med en varmekapasitet på omtrent 1 kJ/kgK og en tetthet på omtrent 2500 kg/m<sup>3</sup>. Dersom denne delen av parken skal varmes opp fra 7°C til 40°C kreves 80 000 kWh.

I tillegg til fjellet rundt høytemperaturbrønnene og mellomtemperaturbrønnene er det forventet at omkringliggende berg også blir varmet opp. Fjellet som befinner seg mellom høytemperaturbrønnene og mellomtemperaturbrønnene utgjør 1800 m<sup>3</sup>. Dersom det antas at dette fjellet har en varmekapasitet på 1 kJ/kgK og en tetthet på 2500 kg/m<sup>3</sup> kreves 55 000 kWh. I tillegg vil fjellpartiet som omkranser mellomtemperaturbrønnene varmes opp. Det kan kreve 30 000 kWh.

Energien som kreves oppvarming av brønnparken til driftstemperatur finnes ved å summere energien som kreves for oppvarming av de ulike delene.

Det antas en høy virkningsgrad i oppstartsfasen, når temperaturen er lav og tapene små. Dersom det antas at solfangerne klarer å høste 600 kWh per m<sup>2</sup> i til energibrønnene vil brønnparken bli oppvarmet med 43 000 kWh per år. Etter hvert som brønnparken blir varmere synker innkommende energi mot 30 000 kWh per år.



## 4.5. ØKONOMI

### 4.5.1. STRØMUTGIFT

Den totale strømutgiften for en bolig som årlig forbruker 26 000 kWh, dersom det antas at boligen har en nettleieavtale med 750 kroner i fastledd og 40,70 øre/kWh i variabelt ledd og en strømvavtale med en gjennomsnittlig strømpris på 32,5 øre/kWh, vil være på 19 782 kr/år.

Med antagelse om at pumpene til systemet bruker 500 kWh per år vil systemet kunne redusere det elektriske forbruket til en bolig til 6 000 kWh. Dersom boligen hadde hatt et årlig forbruk på 6 000 kWh, med samme avtaler, hadde den totale strømutgiften kommet på 5 142 kr/år.

Mulig kostnadsbesparelse ved å senke forbruket av strøm fra 26 000 kWh årlig til 6 000 kWh årlig er funnet ved sammenligning av strømutgiftene for de ulike forbrukene.

### 4.5.2. NETTO NÅVERDI

Borehullene har en meget lang levetid og står for store deler av investeringskostnaden. Komponentene med kort levetid kan være pumpene, rørsystemet, rørkomponentene, kollektorene og solfangerne. For å sikre en lang levetid for systemet er en vedlikeholdskostnad på 10 000 kr lagt inn hvert 5. år fra det 10. året. Dersom 10 000 kr blir brukt på reparasjoner hvert 5. år etter det 10. året forventes det at anleggets levetid kan bli opp mot 30 år. Selv om dette anses som levetiden vil mest sannsynlig energibrønnene fortsatt være intakte og ha en verdi etter levetiden er over. Dermed er ikke verdien av systemet borte etter 30 år, selv om store deler av systemet muligens må erstattes.

Det er valgt at oppvarming av boligen vil benytte elektrisitet de første 5 årene, slik at besparelsene på strømmregningen ikke begynner før etter 5 år.

For å kunne anslå investeringskostnaden er det utarbeidet en forventet pris på de ulike komponentene av systemet. Dette er i hovedsak uforhandlede priser. Her er også 50 000 kr til installasjon av systemet lagt inn, i tillegg til forventet støtte på 15 000 kr fra Enova. Enova støtter solfangeranlegg med opptil 10 000 kr, i tillegg til 200 kr per m<sup>2</sup> solfanger opp til 25 m<sup>2</sup>. Et slikt system kan forvente å motta 15 000 kr i støtte fra Enova (Enova, 2015). For å motta denne støtten krever Enova søknad om støtte før byggeprosessen start, samt faktura fra leverandør og bilde av solfangerne etter montering (Enova, 2015).

Nåverdien til systemet er vist ved ulike diskonteringsrenter; en optimistisk diskonteringsrente på 3%, en sannsynlig diskonteringsrente på 5% og en pessimistisk diskonteringsrente på 10%.

Netto nåverdianalysen er vist i Vedlegg 2.

## 4.6. KLIMA OG MILJØ

### 4.6.1. CO<sub>2</sub> UTSLIPP VED ELEKTRISK OPPVARMING

CO<sub>2</sub>-utslippet ved elektrisk oppvarming er anslått basert på forventet elektrisk forbruk og anslått utslipp per forbruk.

### 4.6.2. CO<sub>2</sub> UTSLIPP FOR EN SOLOPPVARMET BOLIG MED GEOTERMISK ENERGILAGRING

CO<sub>2</sub> utslippet for driften av en soloppvarmet bolig med geotermisk energilagring er basert på forventet elektrisk forbruk og anslått utslipp per forbruk. Energisystemet er under drift har kun CO<sub>2</sub>-utslipp i forbindelse med elektrisk forbruk for systemet.

Ca 50 liter diesel forbrukes per 200 meters boring. Borehullene er totalt 840 meter lange. Det kan forventes at boringen forbruker omtrent 250 liter diesel under boring av brønnenparken.

250 liter diesel tilsvarer, ved en tetthet på 840 kg/m<sup>3</sup>, 210 kg. Molar masse av diesel er 167,3 kg/mol og molar masse til CO<sub>2</sub> er 44 kg/mol. Fra den kjemiske forbrenningsreaksjonen av diesel ser vi at hvert diesel-molekyl danner 12 CO<sub>2</sub>-molekyl.

Antallet mol diesel som forbrennes er gitt ved molar masse dividert med vekten av det forbrente diesel. Dette gir 1,26 mol diesel-molekyler i 210 kg diesel. Ved forbrenning av 1,26 mol diesel dannes 15,1 mol CO<sub>2</sub>-molekyler. Vekten til 15,1 mol CO<sub>2</sub>-molekyler er 700 kg.

Boring av brønnene gir et CO<sub>2</sub> utslipp på 700 kg.

Utslipet knyttet til komponentene i systemet er utelatt fra beregningen.

## 5. RESULTAT

### 5.1. BRØNNPARK

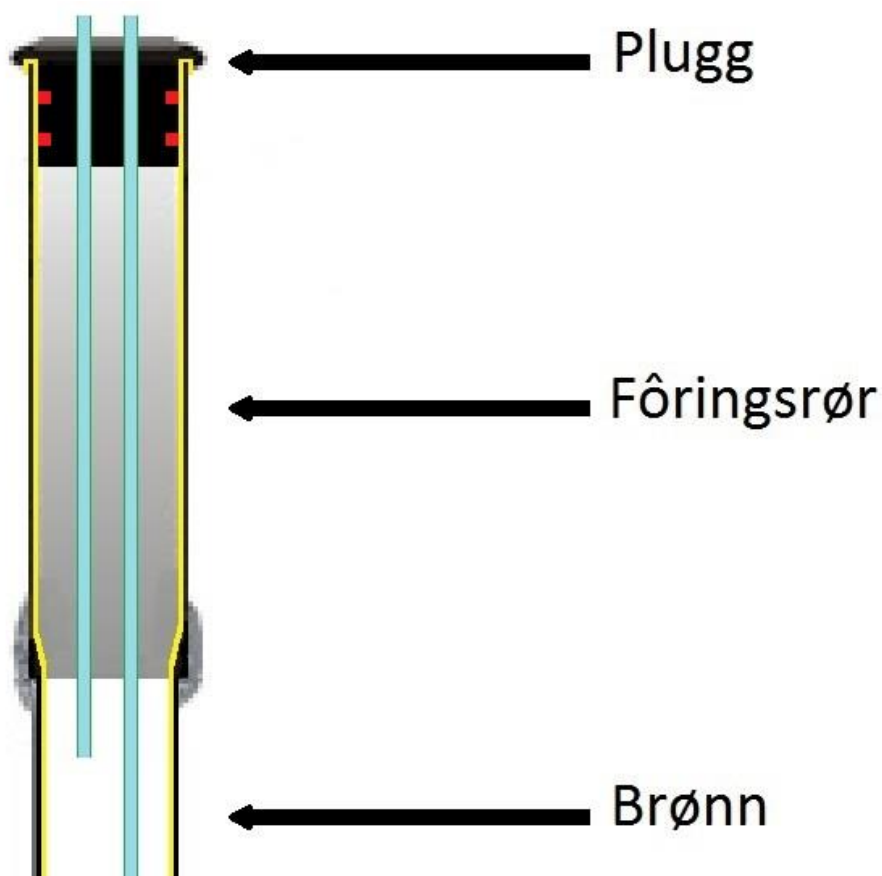
#### 5.1.1. PRIS BORING

Prisen per meter aktivt borehull, inkludert kollektor, ligger på om lag 120kr/m for borehull med 3 tommers diameter. (Huus-Hansen, 2015)

#### 5.1.2. KOLLEKTORER

Det er valgt en koaksial kollektor av PVC.

For å feste PVC-kollektoren og senterrøret til fôringsrøret er et forlag presentert i Figur 27. Pluggen har to gjennomføringer til rør. Et rør føres til bunnen av brønnen og det andre en halv meter ned i brønnen. For å feste pluggen til fôringsrøret er det viktig at pluggen er tilpasset fôringsrøret. Langs veggen av pluggen monteres det to o-ringer som sikrer at systemet er tett. I toppen isoleres pluggen for å hindre varmetap. Figur 27 viser et illustrert tverrsnitt av brønnen, fôringsrøret, kollektoren, de indre senterrørene og pluggen som skal holde brønnen tett. O-ringene er vist i rødt, kollektoren er vist i gult, rørene med energibæreren er vist i grønt og energibæreren vist i blått. O-ringene er på illustrasjonen kraftig forstørret i forhold til virkelig størrelse.



Figur 27. Tverrsnittillustrasjon av monteringen av kollektoren.

### 5.1.3. OVERSLAG AV BRØNNPARKENS TAP

Som det antydes fra DLSC kan brønnparkens tap bli små. DLSC har, ifølge egne tall fra sommeren 2013, et tap i brønnparken på omtrent 10%. For en brønnpark til energilagring til en enebolig kan tapene forventes til å bli opp mot 50% avhengig av driftstiden og temperaturprofilen. Tapene forventes å være størst i perioden brønnparkens temperatur nærmer seg driftstemperatur. Tapene forventes så å sakte avta etter hvert som omkringliggende fjell er varmet opp.

### 5.1.4. STØRRELSEN PÅ DE ULIKE DELENE AV EN IDEELL BRØNNPARK

#### 5.1.4.1. STØRRELSE PÅ BRØNNPARKENS HØYTEMPERATURBRØNNER

Kravet til størrelsen på brønnparkens høytemperaturbrønner, uten tap, vil være:

Tabell 8. Høytemperaturbrønnenes volumkrav.

Bergart	Volumet av høytemperaturbrønnene
Gneis	500 m <sup>3</sup>
Skifer	700 m <sup>3</sup>
Sandstein	630 m <sup>3</sup>

Radiusen til brønnparkens høytemperaturbrønner, uten tap, vil være:

Tabell 9. Kravet til høytemperaturbrønnenes radius dersom aktivt brønndybde er 35 meter.

Bergart	Radiusen av brønnparkens høytemperaturbrønner
Gneis	2,2 m
Skifer	2,5 m
Sandstein	2,4 m

#### 5.1.4.2. STØRRELSE PÅ BRØNNPARKENS MELLOMTEMPERATURBRØNNER

Kravet til størrelsen på brønnparkens mellomtemperaturbrønner, uten tap, vil være:

Tabell 10. Mellomtemperaturbrønnenes volumkrav.

Bergart	Volumet av mellomtemperaturbrønnene
Gneis	2100 m <sup>3</sup>
Skifer	2800 m <sup>3</sup>
Sandstein	2600 m <sup>3</sup>

Brønnparkens mellomtemperaturbrønner sin ytre radius, uten tap, vil være:

Tabell 11. Kravet til mellomtemperaturbrønnenes ytre radius av dersom aktivt brønndybde er 35 meter.

Bergart	Brønnparkens mellomtemperaturbrønner sin ytre radius
Gneis	4,9 m
Skifer	5,7 m
Sandstein	5,4 m

#### 5.1.4.3. STØRRELSE PÅ BRØNNPARKENS LAVTEMPERATURBRØNNER

For energisystemet er lavtemperaturbrønner utelatt ettersom lavtemperaturbrønnenes vil øke investeringskostnaden til systemet. Dette vil kunne forventes lavere virkningsgrad for systemet grunnet dette valget.

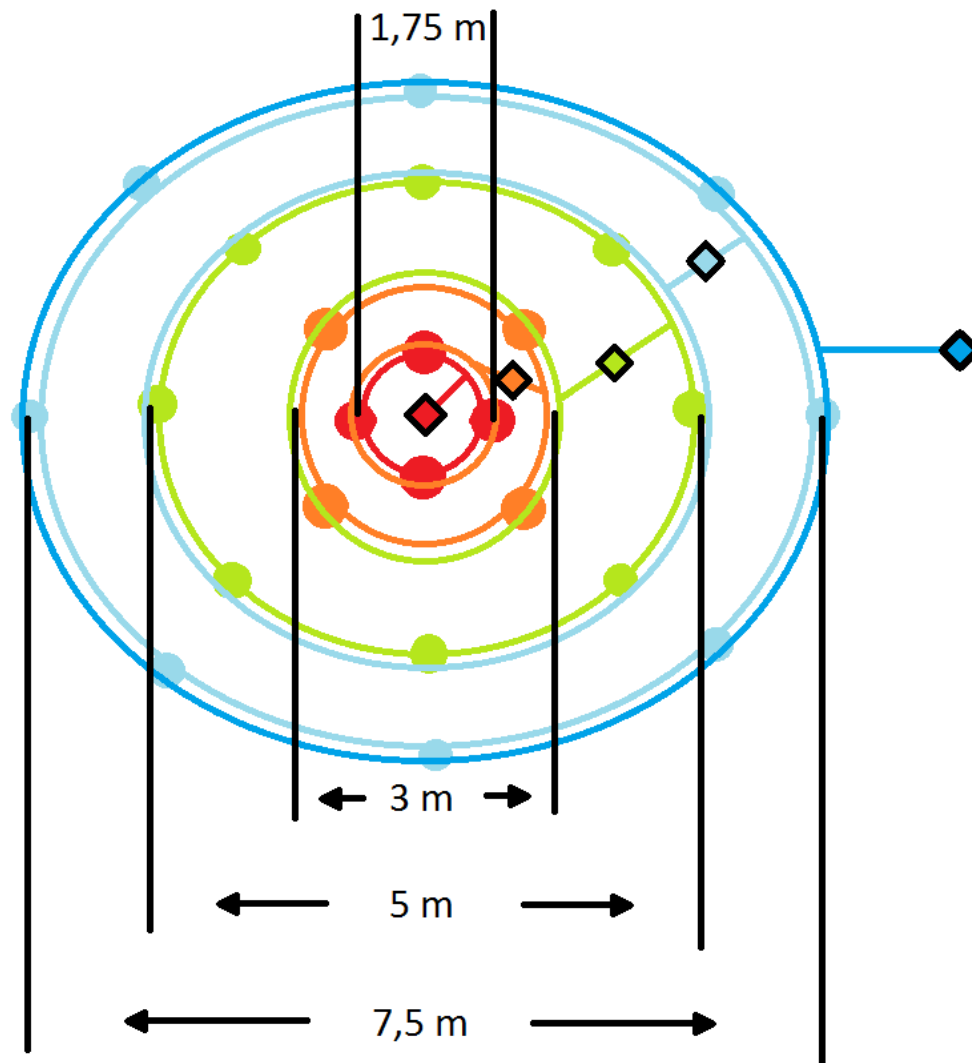
#### 5.1.5. FORSLAG TIL UTFORMING AV BRØNNPARKEN

Forslaget til brønnparken er sammensatt av doble sirkler av brønner for både høytemperaturbrønnene og mellomtemperaturbrønnene. Fra sentrum av parken plasseres 4 brønner med 1,75 meters avstand fra sentrum og jevn avstand seg imellom. Utenfor de varmeste brønnene plasseres 4 brønner i 3 meters avstand fra sentrum. Disse brønnene, vist i oransje i Figur 28, plasseres med lik avstand seg imellom, men rotert 45° i forhold til innerste borehullring. Vinklingen kan sikre uthenting av varme nært sentrum av brønnparken, samtidig som avstanden mellom brønnene er bevart. Disse to ringene med borehull vil danne høytemperaturbrønnene.

Utenfor høytemperaturbrønnene er det plasseres to ringer med 8 borehull i hver ring. Borehullene vil ha jevn avstand seg imellom og plasseres i ringer med 5 og 7,5 meters radius fra sentrum av brønnparken. Disse to ringene med borehull vil danne mellomtemperaturbrønnene.

Energibæreren vil kobles mellom borehullene på følgende måte. Varmt vann føres i et samlerør på innsiden av hver borehullring, så gjennom brønnene i parallell, før energibæreren føres til et samlerør på utsiden av borehullene. Parallellkobling av væskestrømmene er forventet mulig, grunnet økende trykktap ved økende hastighet. Dermed antas det at energibæreren, og varmen, fordeler seg likt mellom borehullene i borehullringen. I borehullene tilknyttet høytemperaturbrønnene vil energibæreren hastigheten være dobbelt så stor som i borehullene tilknyttet mellomtemperaturrene. Høy hastighet vil si høyere Reynolds' tall, som kan gi større overføring av varme per meter. I ringene tilknyttet mellomtemperaturbrønnene vil brønnveggarealet være dobbelt så stort, som kan større varmeoverføring totalt.

Mellom brønnparkens ringer monteres kan energibæreren hentes ut. Fra den blå ruten i Figur 28 vil energibæreren bli ført gjennom pumpen og videre til solfangerne. Den røde ruten i sentrum av parken viser brønnparkens varmeste tilkobling. Rutene utover i parken er ulike koblingssteder der energibæreren kan hentes ut eller tilføres.



Figur 28. Brønnparkens brønner sett ovenfra. Røde og oransje brønner vil tilhøre høytemperaturbrønnene og gule og grønne brønner vil tilhøre mellomtemperaturbrønnene.

Ved en slik orientering av brønnparken vil volumet innenfor ytterste høytemperaturbrønn være på  $1000 \text{ m}^3$ . Volumet mellom innerste og ytterste mellomtemperaturbrønn vil være på  $3500 \text{ m}^3$ . Volumet mellom høytemperaturbrønnene og mellomtemperaturbrønnene vil også fungere som aktivt fjell for varmelagring, så fjellet er av større volum enn oppgitt ovenfor.

## 5.2. SOLFANGERANLEGG

### 5.2.1. TYPER SOLFANGERE

ASV Solar sin generasjon 4 solfanger er valgt som solfanger til systemet. Prisen for solfangerne per kvadratmeter ligger på 1250 kr/m<sup>2</sup> (ASV Solar, 2015). ASV Solar sin solfanger er simpel med ett lag pleksiglass, som gir en lav kvadratmeterprisen på solfangeren. Virkningsgraden for solfangeren er lavere enn for vakuumsolfangerne, men da kan heller større arealer brukes. Figur 29 viser et bilde av et element av generasjon 4 ASV solfanger, uten pleksiglass og før montering. Rørstussene som stikker ut blir koblet sammen i parallell eller seriekobling etter ønske. Pleksiglass monteres over solfangeren når solfangeren er plassert på taket.



Figur 29. Bilde av en modul av generasjon 4 flatplatesolfanger fra ASV Solar. (ASV Solar, 2015)

Figur 30 viser et eksempel på en ASV flatplatesolfanger som er bygget inn i et hustak.



Figur 30. Bildet viser hvordan en ASV solfanger ser ut etter montering. (ASV Solar, 2015)

I 2008 ble solfangeren fra ASV undersøkt av SP Technical Research Institute of Sweden. Denne testen er gjort av en uavhengig part, noe som kan gjøre resultatene mer troverdig. Ved en innstråling på  $800\text{W}/\text{m}^2$  og ingen temperaturdifferanse mellom solfangeren og omgivelsene ble solfangernes virkningsgrad 60%. Ved en temperaturdifferanse mellom solfangeren og omgivelsene på  $50^\circ\text{C}$  og  $800\text{W}/\text{m}^2$  innstrålt effekt hadde virkningsgraden til solfangeren sunket til 25% (Ulrik Pettersson, Monica Axell, 2008). Solfangeren som ble testet er av en eldre variant. ASV solar sin generasjon 4 er en forbedret versjon av denne, men er bygget opp på samme måte som den testede solfangeren.

### 5.2.2. STØRRELSE

Ut ifra informasjonen fra ASV Solar og DLSC antas det at generasjon 4 ASV Solfanger skal kunne klare å levere i overkant av 400 kWh per kvadratmeter per år, ved driftsmåten solfangerne er tiltenkt. For å kunne levere over 30 000 kWh til husholdningen per år er et totalt solfangerareal på  $72\text{ m}^2$  antatt å være stort nok.



### 5.2.3. SERIE ELLER PARALLELL

Solfangerne monteres i serier på 10 enheter solfangermoduler av 1,2 m<sup>2</sup>. Dette gir serier på 12 m<sup>2</sup>. For å oppnå et totalt solfangerareal på 72 m<sup>2</sup> monteres det 6 parallelle serier av solfangere.

Målene på solfangerne, inkludert rammen rundt de aktive solfangerflatene, vil ved en slik tilkoblingsløsning bli 14,1 meter bredt og 6,1 meter høyt. Dette betyr at solfangerne krever et areal på 86 m<sup>2</sup> for å gi 72 m<sup>2</sup> aktive solfangere.

### 5.2.4. HELNINGSVINKEL

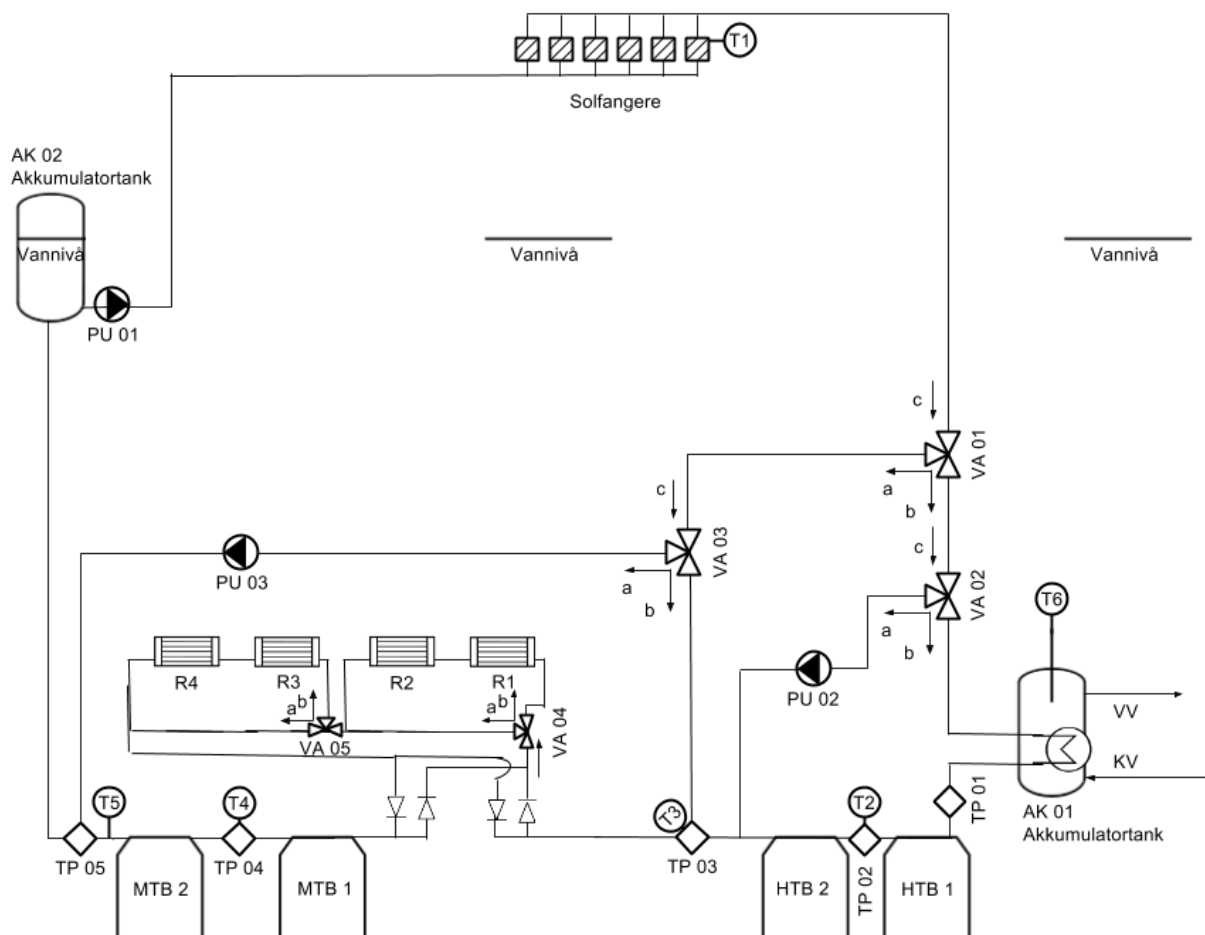
For maksimal produksjon er en vinkling av solfangeren på mellom 30 og 40° fra horisonten ideell, avhengig ønskelig tidspunkt for energiproduksjonen. For jevn energiproduksjon over året er 43° ideell vinkling. For utnyttelse av innkommende stråling under gode driftsforhold anbefales en vinkling på rundt 35°.

Det er viktig at solfangerne er rettet rett sør for maksimal effekt.

Solfangerne vil bli takmontert i takets vinkel dersom systemet skal takmonteres. Dette er anbefalt hvis taket er vinklet mellom 25 og 40° fra horisonten.

## 5.3. SYSTEMET

### 5.3.1. SYSTEMSKISSE



Figur 31. Skjematisk 2D systemskisse.

Figur 31 viser en skjematisk 2D systemskisse. Systemet er tegnet med to radiatorkretser. Antallet radiatorkretser kan økes ved seriekobling av nye radiatorkretser, som i Figur 31. Som det fremkommer i Figur 31 er tilbakeslagsventiler innlagt for å sikre lik strømretning gjennom radiatorene for alle driftsituasjoner. Dette grunnet antagelse om at endrende retning på energibæreren i radiatoren kan få negative konsekvenser.


I systemskissen er det tegnet inn 3 pumper. Pumpene pumper energibæreren i pilens retning.

Tabell 12 beskriver de ulike komponentene i Figur 31.

## Komponenter:

Tabell 12. Beskrivelse av komponentene i Figur 31.

T1	Termometer som måler temperaturen på solfangerne.
T2	Termometer som måler temperaturen på utgående energibærer, fra innerste sirkel av høytemperaturbrønnene.
T3	Termometer som måler temperaturen på utgående energibærer, fra solfangerne eller utgående temperatur fra høytemperaturbrønnene.
T4	Termometer som måler temperaturen på utgående energibærer, fra innerste sirkel av mellomtemperaturbrønnene.
T5	Termometer som måler temperaturen på utgående energibærer, fra ytterste sirkel av mellomtemperaturbrønnene.
T6	Termometer som måler temperaturen på forbruksvannet i akkumulatoren for varmt forbruksvann.
TP 01	Tilkoblingspunkt. Dette punktet refererer til den røde ruten i Figur 21.
TP 02	Tilkoblingspunkt. Dette punktet refererer til den oransje ruten i Figur 28.
TP 03	Tilkoblingspunkt. Dette punktet refererer til den grønne ruten i Figur 28.
TP 04	Tilkoblingspunkt. Dette punktet refererer til den lyseblå ruten i Figur 28.
TP 05	Tilkoblingspunkt. Dette punktet refererer til den mørkeblå ruten i Figur 28.
PU 01	Hovedsirkulasjonspumpe for systemet. Pumpen er regulerbar og pumper energibæreren i pilens retning.
PU 02	Pumpe for sirkulasjon av energibærer gjennom mellomtemperaturbrønnene til boligens radiatorer. Pumpen pumper energibæreren i pilens retning.
PU 03	Pumpe for sirkulasjon av energibæreren gjennom boligens akkumulatortank for varmt forbruksvann. Pumpen pumper energibæreren i pilens retning.
VA 01	Elektronisk styrt tre-veis shuntventil. Brukes til å føre energibæreren til riktig del av brønnparken. Ventilen skal føre energibæreren videre i en av retningene og skal ikke kunne stoppes. Energibæreren skal kun fordeles mellom de to retningene.
VA 02	Elektronisk styrt tre-veis shuntventil. Brukes til å føre energibæreren i riktig gjennom høytemperaturbrønnene. Ventilen skal føre energibæreren videre i en av retningene og skal ikke kunne stoppes. Energibæreren skal kun fordeles mellom de to retningene.
VA 03	Elektronisk styrt tre-veis shuntventil. Brukes til å føre energibæreren riktig gjennom mellomtemperaturbrønnene. Ventilen skal føre energibæreren videre i en av retningene og skal ikke kunne stoppes. Energibæreren skal kun fordeles mellom de to retningene.
VA 04	Elektronisk styrt tre-veis shuntventil. Styres med termostat og avgjør hvor mye av energibæreren som føres gjennom radiator 1 og 2 og hvor mye som går utenom. Ventilen skal føre energibæreren videre i en av retningene og skal ikke kunne stoppes. Energibæreren skal kun fordeles mellom de to retningene.
VA 05	Elektronisk styrt tre-veis shuntventil. Styres med termostat og avgjør hvor mye av energibæreren som føres gjennom radiator 3 og 4 og hvor mye som

	går utenom. Ventilen skal føre energibæreren videre i en av retningene og skal ikke kunne stoppes. Energibæreren skal kun fordeles mellom de to retningene.
R1	Radiator
R2	Radiator
R3	Radiator
R4	Radiator
HTB 1	Innerste ring av høytemperaturbrønnene
HTB 2	Ytterste ring av høytemperaturbrønnene
MTB 1	Innerste ring av mellomtemperaturbrønnene
MTB 2	Ytterste ring av mellomtemperaturbrønnene
KV	Kaldt, innkommende forbruksvann
VV	Varmt, utgående forbruksvann
AK 01	Akkumulatortank for varmt forbruksvann
AK 02	Drainbacktank
	Tilbakeslagsventil.

Tilkoblingspunkt TP 03 er forenklet i tegningen. I virkeligheten vil tilbakeslagsventilen til høyre for TP 03, termometer T3 og hele radiatorsystemet, som inkluderer de fire tilbakeslagsventilene, ventil VA 04, radiator R1 og radiator R2, også være tilkoblet i tilkoblingspunktet. Det vil også være naturlig å plassere PU 02 og VA 03 i dette tilkoblingspunktet. TP 03 er da kun en illustrasjon om hvor punktet ligger i forhold til brønnparkringene.

Tilkoblingspunkt TP 02 og TP 04 vil kun bli brukt til temperaturmåling av energibæreren. TP 01 vil være tilkoblingspunktet til den varmeste delen av brønnparken og TP 05 vil være tilkoblingspunktet til den kaldeste delen av brønnparken.

### 5.3.2. DRIFTSSITUASJONER

Komponentenes tilstand ved de ulike driftssituasjonene er gitt i Tabell 13. For ventilene VA 01, VA 02 og VA 03 refererer første bokstav til hvor energibæreren kommer fra og bokstaven etter pilen hvor energibæreren skal. For ventilene VA 04 og VA 05 vil energibæreren strømme samme vei for alle driftssituasjoner. Derfor er kun informasjon om hvor energibæreren presentert. Ventilene som er markert med [-] vil ikke være i bruk og kan stå i hvilken posisjon som helst.

Tabell 13. De ulike pumpenes status og ventilenes stillinger ved ulike driftssituasjoner.

Driftssituasjon	PU 01	PU 02	PU 03	VA 01	VA 02	VA 03	VA 04	VA 05
1)	På	Av	Av	c→b	c→b	-	→a	→a
2)	På	Av	Av	c→b	c→b	-	→b	→b
3)	På	Av	Av	c→b	c→b	-	→a	→a
4)	På	Av	Av	c→b	c→b	-	→b	→b
5)	På	Av	Av	c→a	-	c→b	→a	→a
6)	På	Av	Av	c→a	-	c→b	→b	→b
7)	På	På	Av	c→a	a→b	c→b	→a	→a
8)	På	På	Av	c→a	a→b	c→b	→b	→b
9)	Av	Av	Av	-	-	-	-	-
10)	Av	Av	På	-	-	a→b	→b	→b
11)	Av	På	Av	-	a→b	-	→a	→a
12)	Av	På	På	-	a→b	a→b	→b	→b

Pumpe PU 01 er merket som På eller Av. I driftssituasjoner der denne pumpen er på vil volumstrømmen styres ved regulering av pumpen.

### 5.3.3. STYRING AV SYSTEMET

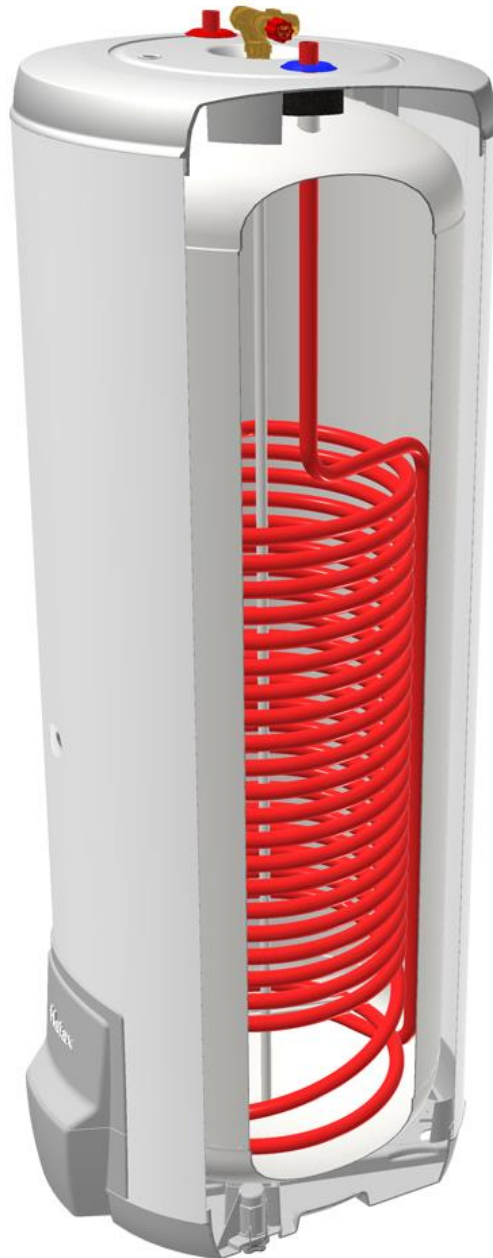
Et automasjonssystem styrer pumpene PU 01, PU 02 og PU 03, og ventilene VA 01, VA 02 og VA 03, basert på informasjon innhentet av sensorer i systemet. Ventilene VA 04 og VA 05 blir styrt av en termostat som blir montert i rommet radiatorkretsen er montert i.

Ettersom pumpe PU 01 er hastighetsregulert vil pumpens effekt styres slik at lite, men varmt vann blir tilført høytemperaturbrønnene eller mye, men kaldere vann blir tilført mellomtemperaturbrønnene. Systemet avgjør styringen med bakgrunn i brønnparkens temperaturprofil.

For optimal styring av systemet må pumpene ha ulik prioritet. Dersom pumpe PU 01 kjøres, stilles systemet etter dette. Dette innebærer at pumpene PU 02 og PU 03 stilles etter driften til pumpe PU 01, slik at pumpene ikke pumper mot hverandre.

#### 5.3.4. AKKUMULATORTANK FOR VARTM FORBRUKSVANN

Det er valgt en 300 L akkumulatortank med en spiral for lagring av varmt forbruksvann. Akkumulatortanken Hoiax VPM 300/30, vist i Figur 32, er ideell. Akkumulatortanken er på 300 liter, med et spiralrør med en indre diameter på 22 mm. Spiralens overflate er på 2,04 m<sup>2</sup> (VVparts, 2015). Akkumulatortanken er skumisolert og har også en 3kW elektrisk kolbe som kan brukes til å toppe temperaturen for å unngå bakterieoppblomstring. Hoiax gir 12 års garanti på innertanken. Forventet pris på tanken er 12 750 kr.



Figur 32. Illustrasjon av Hoiax VPM 300/30. (VVparts, 2015)

### 5.3.5. DRAINBACKTANK

Det er beregnet at en 300 liters drainbacktank, AK 02 i Figur 31, vil passe. Det må monteres et overløpsrør så energibæreren kan renne ut ved stor volumutvidelse. Det kan være hensiktsmessig med en flottør som varsler ved lavt vannivå. Innkommende og utgående rør for energibæreren tilkobles i bunn av drainbacktanken.

### 5.3.6. RØRTYPE

Et forslag til rørtype til bruk mellom solfangerne, brønnene, ventilene, akkumulatortanken, drainbacktanken og radiatorene er polybutylenrør. John Guest, en stor britisk produsent av rørsystemer og vannbåren varme til husholdningsbruk, har en serie av polybutylenrør med et lag aluminium for å hindre varmetap. Disse rørene er godkjent for innendørs bruk og har en garantert levetid på 25 år.

Til bruk utendørs finnes polybutylenrørene i en isolert utgave for reduserte varmetapene. I serien Speedfit finnes de fleste komponentene til bygging rørsystemet. John Guest påstår selv at Speedfit-serien minsker monteringstiden med 30% grunnet hurtigtilkoblingene systemet er oppbygd av.

Serien Speedfit skal tåle trykkbelastninger opp mot 6 bar ved en vanlig driftstemperatur på 65°C og en maksimal temperatur på 95°C (John Guest, 2015).

### 5.3.7. RØRDIMENSJONER

#### 5.3.7.1. TRYKKTAP VED FULL EFFEKT

##### **Trykktap i solfangerne:**

Nomogrammet ga et trykktap på om lag 1 meter per 100 meter rør. Dette gir et totalt trykktap på om lag 7 meter for solfangerne.

##### **Trykktap i rørsystemet over bakken:**

Nomogrammet ga et trykktap på om lag 2 meter per 100 meter rør. Dette vil totalt gi et totalt trykktap på om lag 2 meter for rørsystemet over bakken.

##### **Trykktap i rørsystemet mellom brønnene i bakken:**

Nomogrammet ga et trykktap på om lag 1 meter per 100 meter rør. Dette tilsvarer et totalt trykktap i rørene mellom brønnene i parken, ved full effekt, på om lag 1 meter.

##### **Trykktap i kollektorene:**

Nomogrammet ga et trykktap på 2 meter per 100 meter for sentrumsrøret i høytemperaturbrønnene og et trykktap på 1 meter per 100 meter for sentrumsrøret i mellomtemperaturbrønnene. Trykktapene i de ytre delene av kollektorene er neglisjerbare. De totale rørtapene for kollektorene ender på omtrent 10 meter ved full effekt.

**Trykktap i rørforbindelsene:**

Det totale trykktapet i rørforbindelsene er forventet til å overstige 2 meter ved full effekt.

**Totalt trykktap for systemet ved full effekt:**

Det kan være fornuftig å anta at trykktapene totalt kan ligge på opp mot 30 meter når systemet går med maks effekt. Ved mindre effekt vil trykktapene bli vesentlig mindre.

**5.3.7.2. TRYKKTAP VED UTHENTING AV VARME TIL OPPVARMING AV BOLIGEN****Trykktapet i rørsystemet over bakken:**

Det totale trykktapet i rørsystemet over bakken er forventet å ligge rundt 0,5 m.

**Rørsystemet mellom brønnene i bakken:**

Det totale trykktapet i rørsystemet over bakken er forventet å ligge rundt 0,5 m.

**Trykktap i kollektorene:**

Det totale trykktapet i kollektorene er forventet å ligge på rundt 0,5 m.

**Trykktap i rørforbindelsene:**

Det totale trykktapet i er forventet å ligge på 0,5 m.

**Totalt trykktap for systemet ved uthenting av varme:**

Det totale trykktapet for uthenting av varme til oppvarming av boligen ligger på omtrent 2 m.

**5.3.7.3. TRYKKTAP VED UTHENTING AV VARME TIL OPPVARMING AV VARMT FORBRUKSVANN****Trykktapet i rørsystemet over bakken:**

Det totale trykktapet i rørsystemet over bakken er forventet å ligge rundt 0,1 m.

**Rørsystemet mellom brønnene i bakken:**

Det totale trykktapet i rørsystemet over bakken er forventet å ligge rundt 0,1 m.

**Trykktap i kollektorene:**

Det totale trykktapet i kollektorene er forventet å ligge på rundt 0,3 m.

**Trykktap i rørforbindelsene:**

Det totale trykktapet i rørforbindelsene er neglisjerbart.

**Totalt trykktap for systemet ved uthenting av varme:**

Det totale trykktapet for uthenting av varme til oppvarming av boligen ligger på omtrent 0,5 m.



#### 5.3.7.4. TRYKKBELASTNINGER PÅ RØRENE

Trykkbelastningene på rørene er estimert til å ligge på omtrent 4 bar når anlegget går med full effekt, noe som er innenfor John Guest sin oppgitte maksimale trykkbelastning. Idet pumpen starter eller stopper kan trykket bli vesentlig større grunnet akselerasjon av energibæreren.

#### 5.3.7.5. REYNOLDS TALL

##### **Reynolds' tall til væskestrømmen i solfangerne ved full effekt:**

Reynolds' tall ved 80°C ligger på 14 000.

Reynolds' tall ved 20°C ligger på 5 000.

##### **Reynolds' tall til væskestrømmen i kollektoren i høytemperaturbrønnene ved full effekt:**

Reynolds' tall ved 80°C ligger på 4 000.

Reynolds' tall ved 20°C ligger på 1 500.

##### **Reynolds' tall til væskestrømmen i kollektorene i mellomtemperaturbrønnene ved full effekt:**

Reynolds' tall ved 80°C ligger på 2 000.

Reynolds' tall ved 20°C ligger på 800.

##### **Reynolds' tall til væskestrømmen i rørsystemet ved full effekt:**

Reynolds' tall ved 80°C ligger på 50 000.

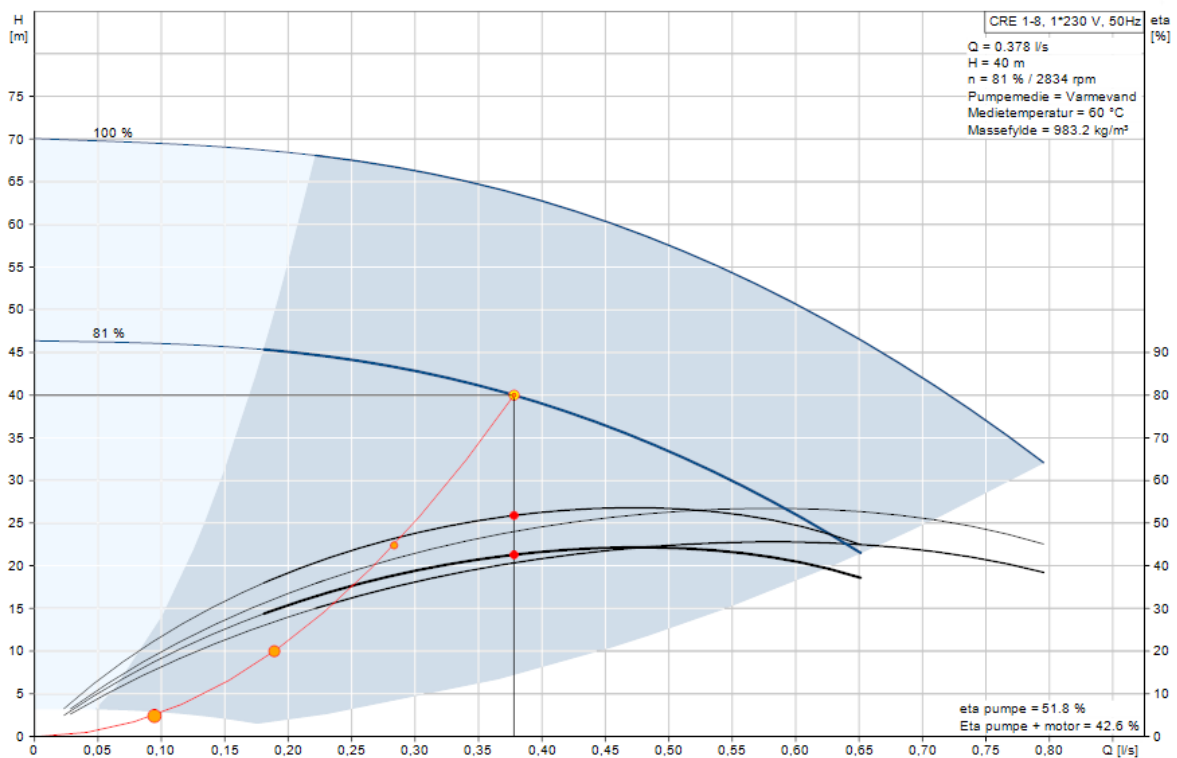
Reynolds' tall ved 20°C ligger på 18 000.

## 5.3.8. SIRKULASJONSPUMPE

### 5.3.8.1. HOVEDSIRKULASJONSPUMPE

Forbrukt effekt til hovedsirkulasjonspumpen, ved full innkommende stråling, er i overkant av 200 W.

Grundfos CRE 1-8, en flerstegspumpe med høy virkningsgrad ved forventet volumstrøm og løftehøyde, er valgt som hovedsirkulasjonspumpe for systemet. Pumpen brukes som pumpe PU 01 i systemskissen i Figur 31. Performance curve for pumpen med forventet løftehøyde, volumstrøm og temperatur vises i Figur 33.



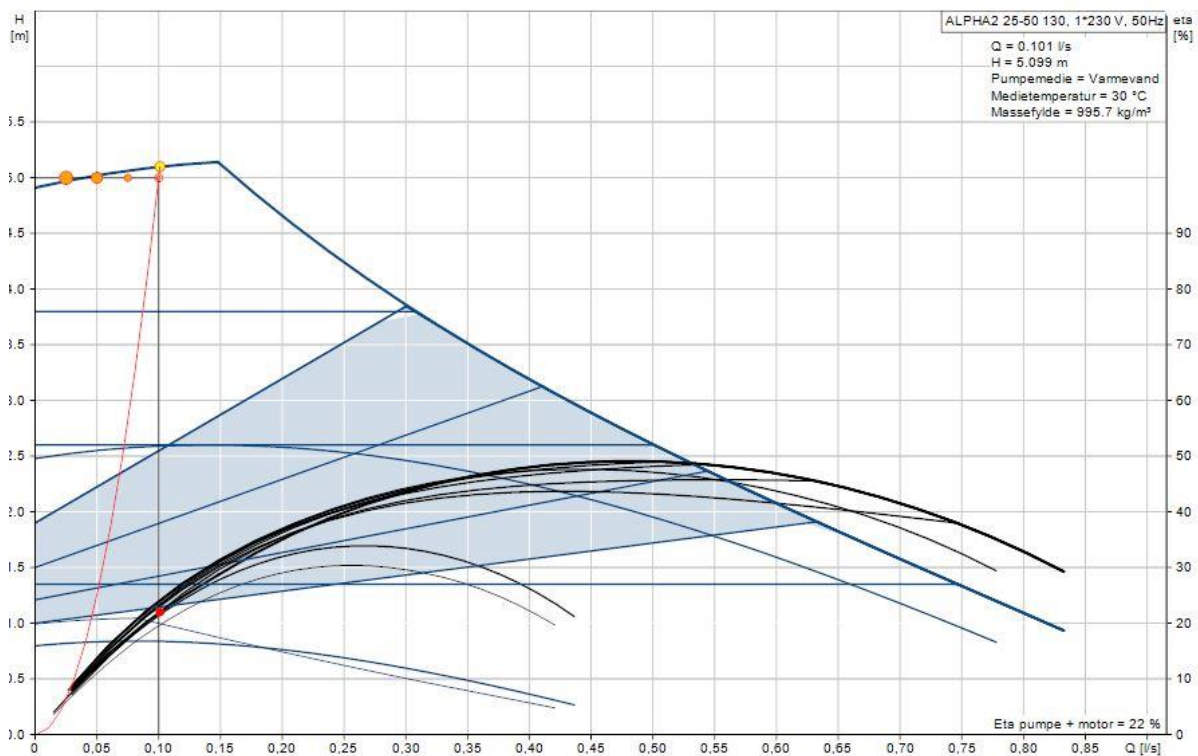
Figur 33. Performance Curve for Grundfos CRE 1-8. (Grundfos, 2015)

### 5.3.8.2. SIRKULASJONSPUMPER TIL UTHENTING AV VARME TIL BOLIGEN OG TIL VARMT FORBRUKSVANN

Forbrukt effekt til sirkulasjonspumpen til oppvarming av boligen er rundt 5 W.

Forbrukt effekt til sirkulasjonspumpen til oppvarming av varmt forbruksvann er minimal under drift.

For sirkulasjonspumpe, henholdsvis PU 02 og PU 03 i systemskissen i Figur 31, er et forslag å bruke pumpen Grundfos Alpha2 25-50. Performance curve for pumpen med forventet løftehøyde, volumstrøm og temperatur vises i Figur 34.



Figur 34. Performance curve for Grundfos Alpha2 25-50. (Grundfos, 2015)

### 5.3.9. OPPSTARTEN AV SYSTEMET

Fra oppstarten av oppvarmingen til fjellet i brønnparken har nådd en høy driftstemperatur trengs det mer enn 200 000 kWh. Dersom oppvarmingen synker jevnt fra 43 000 kWh per år til 30 000 kWh per år, vil brønnparken bruke 5 år på å nå driftstemperatur.

Beste løsning for oppvarming av systemet vil være å drifte systemet på vanlig måte. Brønnparken avsetter da varmen i en klokkeformet temperaturprofil. Dette sikrer høy total virkningsgrad for systemet.

## 5.4. ØKONOMI

### 5.4.1. STRØMUTGIFT

Ved å kutte strømforbruket med fra 26 000 kWh til 6 000 kWh kan husholdningen spare 14 500 kr hvert år.

### 5.4.2. NETTO NÅVERDI

Tabell 14 viser en oversikt over forventede priser for komponenter i systemet og montering. SUM TOTALT er investeringskostnaden til systemet.

Tabell 14. Budsjett for energisystemt (Huus-Hansen, 2015) (ASV Solar, 2015) (Enova, 2015).

		Pris pr	Pris	Antall	Beløp
<b>SOLENERGI</b>	Solfangere	m <sup>2</sup>	kr 1 237,5	72	kr 89 100
	Taktekke spart	m <sup>2</sup>	kr 160	-85	kr -13 600
	Solfangerstativ	Stykk	kr -	0	kr -
	<b>Sum Sol</b>				<b>kr 75 500</b>
<b>BRØNNER</b>	Brønnboring m/ytre PVC-kollektor	m	kr 120	840	kr 100 800
	Indre rør kollektor	m	kr 15	840	kr 12 600
	<b>Sum Brønner</b>				<b>kr 113 400</b>
<b>SYSTEM</b>	Rør	m	kr 35	700	kr 24 500
	Drainbacktank	Stykk	kr 10 000	1	kr 10 000
	Akkumulatortank for varmt forbruksvann	Stykk	kr 12 750	1	kr 12 750
	Pumpe Grundfos CRE 1-8	Stykk	kr 4 000	1	kr 4 000
	Pumpe Grundfos Alpha2 25-50	Stykk	kr 2 400	2	kr 4 800
	Div koblinger	Stykk	kr 100	25	kr 2 500
	Termostater m/ utstyr	Stykk	kr 2 000	2	kr 4 000
	Elektrisk styrte ventiler	Stykk	kr 1 000	5	kr 5 000
	Manifold	Stykk	kr 2 500	2	kr 5 000
	Radiator	Stykk	kr 1 000	8	kr 8 000
	Plugg brønntopp	Stykk	kr 150	24	kr 3 600
	Styringssystem	Stykk	kr 10 000	1	kr 10 000
	<b>Sum System</b>				<b>kr 94 150</b>
	<b>INSTALLERING</b>	Installering		kr 50 000	1
<b>Sum Installering</b>					<b>kr 50 000</b>
<b>STØTTE</b>	Enovastøtte		kr -15 000	1	kr -15 000
	<b>Sum Støtte</b>				<b>kr -15 000</b>
<b>SUM TOTALT</b>					<b>kr 318 050</b>

Prisene som er presentert i Tabell 14 er kun prisanslag. Kostnadene er dermed ikke nøyaktige. Prisene på enkelte komponenter er hentet fra prissammenligningssider og nettbutikker.

Som vist i Tabell 14 vil investeringskostnaden for systemet komme på 320 000 kr.

Nåverdien for en diskonteringsrente på 3% kom på -115 000 kr. For en diskonteringsrente på 5% ble nåverdien -165 000 kr, og for 10% ble nåverdien -235 000 kr. Utregningen er vist i Vedlegg 2.

## **5.5. KLIMA OG MILJØ**

### **5.5.1. CO<sub>2</sub>-UTSLIPP VED ELEKTRISK OPPVARMING**

Oppvarming av en gjennomsnittlig norsk bolig basert på strøm, gir et CO<sub>2</sub>-utslipp på 10 tonn per år.

### **5.5.2. CO<sub>2</sub>-UTSLIPP FOR EN SOLOPPVARMET BOLIG MED GEOTERMISK ENERGILAGRING**

Dersom det anslås at energisystemets pumper forbruker 500 kWh per år, gir driften av systemet et CO<sub>2</sub>-utslipp på 250 kg per år.

CO<sub>2</sub>-utslippet til brønnboringen er anslått å bli 700 kg.

CO<sub>2</sub>-utslippet knyttet til komponentene i energisystemet er ikke beregnet da dette ligger utenfor denne oppgavens rammer.

### **5.5.3. REDUKSJON I CO<sub>2</sub>-UTSLIPP**

Under drift av systemet er forventet reduksjon i CO<sub>2</sub>-utslipp 9,5 tonn per år.

## 6. DISKUSJON

### 6.1. BOLIGBYGGING

Statistisk sentralbyrå sin informasjon om gjennomsnittlig forbruk i norske husholdninger kan være feil. Et gjennomsnittsenergiforbruk kan være et dårlig mål på et normalt energiforbruk. Svakheten til å bruke en gjennomsnittsverdi er at enkeltverdier kan gi store utslag på gjennomsnittet. Medianen til norske boligers energiforbruk kan være et bedre mål på normale verdier.

Likevel synes Statistisk sentralbyrå sine tall rimelige å anslå som riktige. Tallene har heller ikke stor betydning for oppgavens utforming, annet enn at energisystemet oppgaven er dimensjonert etter dem.

### 6.2. SOLFANGERANLEGG

#### 6.2.1. STØRRELSE SOLFANGERANLEGG

Ut fra oppgavens beregninger trengs det 72 m<sup>2</sup> solfangerer av typen generasjon 4 fra ASV solar. Dersom solfangerne skal takmonteres kreves et takareal på over 6,1 x 14,04 meter, samt at taket er rettet mot sør. Solfangerer av bedre kvalitet kunne minsket solfangerarealet og åpnet solfangerinstallasjon på mindre tak.

#### 6.2.2. SOLFORHOLD

Solforholdene i Norge vil variere fra år til år. I oppgaven er innstrålt effekt antatt å ligge mellom 875 og 1375 kWh/m<sup>2</sup>. Lokale værforhold og årlige variasjoner kan oppstå. Innstrålt effekt vil hovedsakelig være en veileder for forventet innstrålt effekt.

#### 6.2.3. SKYGGING

Oppgaven har ikke tatt hensyn til skygging av solfangerne. I de fleste situasjoner vil bygninger, landformasjoner eller vegetasjon skygge for solfangerne ved bestemte tidspunkter på dagen og året. Dette vil kunne gi et negativt utslag på produsert varme i solfangerne.

#### 6.2.4. PARALLELL ELLER SERIEKOBLING

En manifoil er tiltenkt å fordele energibæreren mellom solfangerseriene. Det er antatt at energibæreren vil fordele seg likt mellom de 6 parallelle seriene med bakgrunn i at økt væskehastighet vil gi større trykktap, slik at fordelingen av energibæreren er selvregulerende. Om dette faktisk fungerer i praksis er usikkert.

### 6.2.5. TERMOMETER

I solfangeranlegget skal et termometer måle temperaturen til solfangerne. Ved ulik væskehastighet gjennom de forskjellige solfangerseriene kan termometeret gi en feilaktig fremstilling av solfangerens temperatur. Dette kan gi feilinformering av solfangerens tilstand som kan føre til feil drift av systemet.

En løsning på problemet er å måle temperaturen til alle solfangerseriene og operere med gjennomsnittstemperaturen til solfangerseriene. Dette løser likevel ikke nødvendigvis problemet ettersom gjennomsnittstemperaturen ikke gir informasjon om temperaturfordelingen i de ulike solfangerne.

Termometrene T2, T3, T4, T5 og T6 i Figur 31 kan også vise feil. Er en korrekt temperaturavlesning essensielt for driften til systemet.

### 6.2.6. FAKTISK PRODUKSJON

Ifølge DLSC skal solfangerne avgi mindre varme enn medregnet i oppgaven, men ifølge ASV Solar skal solfangerne avgi mer. Faktisk produksjon er avhengig en rekke faktorer som for eksempel været og brønnparkens opptak av varme, som inneholder usikkerheter. Derfor er usikkerheten stor rundt den faktiske produksjonen til systemet.

Testen av ASV solfangeren gjort av SP Technical Research Institute of Sweden viste at solfangeren hadde lav virkningsgrad ved større temperaturforskjeller mellom solfangeren og omgivelsene. Ved produksjon av varme til høytemperaturbrønnene vil solfangeren ha store tap.

En mulig løsning kan være å dele energisystemet i to, en høytemperaturdel og en mellomtemperaturdel. Høytemperaturbrønnenes solfangere kan bli valgt etter bedre kvalitet, mens mellomtemperaturbrønnenes solfangere kan bli valgt etter pris.

## 6.3. BRØNNPARKEN

### 6.3.1. BERGARTER

Bergartenes egenskaper varierer. Denne oppgavens antagelser til fjellet er tetthet på  $2500 \text{ kg/m}^3$  og varmekapasitet på  $1 \text{ kJ/kgK}$ . Porøse eller lagdelte bergarter kan gjøre systemet uegnet. Skifer er en lagdelt bergart og er derfor ikke ideell for varmelagring.

### 6.3.2. KOLLEKTOR

Om den valgte kollektoren er problemfri er usikkert. PVC-duken kan skrapes opp under montering eller bli ødelagt av skarpe fjellspisser i energibrønnen når energibæreren tilføres kollektoren. Dette kan føre til lekkasje av energibæreren. Ettersom lekkasje er et vanlig problem med denne kollektortypen, kan vann som energibærer være hensiktsmessig i et miljøperspektiv.

Levetiden til kollektorene kan variere. PVC skal riktignok ha god holdbarhet ved forholdene som er i en brønn, men hvor lang holdbarhet er vanskelig å forvente.

Pluggen som skal holde kollektoren fast i toppen og hindre lekkasje av energibæreren, må festes godt. Dersom pluggen sitter løst, kan det bores hull øverst i fôringsringen og lages en festeanordning på pluggen slik at pluggen kan holdes på plass. Pluggene vil ikke bli utsatt for store krefter, men det vil være et konstant overtrykk på innsiden av kollektoren.

### 6.3.3. ANTALL BRØNNER

Om 24 brønner er nok for å overføre all varmen ved maksimal innstråling er en stor usikkerhet. Som nevnt i kapittel 3.4.4 er en vanlig antagelse for bergvarmepumper at en standard 115 mm brønn utveksler omtrent 30-40W varme per meter brønn. Valget av 24 brønner med 3 tommer i diameter med 35 meters aktivt areal tilsier at brønnene må ta opp nærmere dobbelt antall W per meter brønn, ved full effekt. Hvorvidt dette er mulig, er usikkert.

Dersom brønnene ikke uthenter nok varme øker temperaturen i energibæreren. Økt temperatur i energibæreren kan gi større varmeoverføring i brønnene samtidig som økte tap i solfangerne. Slik er systemet delvis selvregulerende.

Når det gjelder varmeuttak til oppvarming av boligen er varmeuttaket fra brønnene lite. At brønnene klarer å gi fra seg nok varme til energibæreren for oppvarming av boligen ses derfor på som en liten usikkerhet.

### 6.3.4. STØRRELSER PÅ BRØNNPARKENS DELER

Om brønnparkens deler er store nok er usikkert. Teoretisk sett, uten tap, brønnparkens deler store nok, men grunnet tapene til omkringliggende berg er det usikkerheter rundt brønnparkens nødvendige størrelse. Ved stor diffusiviteten i berget, kan varmen i høytemperaturbrønnene uønsket overføres til mellomtemperaturbrønnene. Da vil systemet tilfredsstille boligens oppvarmingsbehov, men ikke boligens behov for varmt forbruksvann.



I forbindelse med dimensjoneringen av brønnparkens deler ble 10 K satt som øvre grense for temperaturendringen i brønnparks deler i løpet av året. Temperatursvingninger større enn dette trenger ikke det ha en stor betydning for systemet. De eneste kravene er at høytemperaturbrønnenes minimumstemperatur er 60°C og mellomtemperaturbrønnenes minimumstemperatur er litt over romtemperaturen.

## 6.4. SYSTEMET

### 6.4.1. SYSTEMETS KONSTRUKSJON

Konstruksjonen kan ha svakheter. Under drift kan energibæreren bli ført i feil retninger og det kan oppstå uønskede belastninger i rørsystemet. Å dele rørsystemet i separate kretser med varmevekslere seg imellom kunne minsket kompleksiteten til systemet. Ved å dele opp systemet kunne automatiseringen av systemet blitt enklere og mer driftssikkert.

Det konstruerte systemet kan måtte tappes helt for vann for å utføre reparasjoner. Ved oppdeling i separate kretser kan reparasjoner bli enklere å gjennomføre.

### 6.4.2. STØY

Systemet vil bestå av flere pumper og ventiler. Selv om komponentene skal være stillegående kan det oppstå plagsomme lyder for beboerne. Det kan være lurt å plassere ventilene og pumpene i et lukket rom i andre deler av huset enn soverommene og oppholdsrommene.

### 6.4.3. DRAINBACKTANK

Kravet til størrelsen på drainbacktanken er usikker. Det anses som lite sannsynlig at energibærerens temperatur endres mellom 7°C og 80°C, som innebærer en volumendring på 200 liter.

Et overløpsrør som sikrer at energibæreren renner ut dersom vannivået blir for høyt hindrer skader på rørsystemet dersom vannivået blir for høyt. Det er også viktig at en flottør sørger for å gi informasjon til systemet dersom vannivået er for lavt slik at systemet kan stoppes før pumpene går tørre. Da vil, i det minste, ikke systemet ta skade underdimensjonering av drainbacktanken.

### 6.4.4. RØRSYSTEMET

Om et rørsystem av polybutylen er robust nok er usikkert. Et rørsystem i metall kunne sikret økt kvalitet, lengre levetid, men økt pris. Systemet holder på mye vann og en lekkasje kan få katastrofale følger.

En usikkerhet er trykkbelastningene på rørsystemet. Idet pumpene starter eller stopper kan trykkbelastningen på rørene overstige John Guest sin øvre trykkgrense.

Overslag av trykktapene er funnet i nomogrammet i Vedlegg 1. Nomogrammet har en 25% usikkerhet ved 55°C. Temperaturen i rørene vil overstige 55°C og øke usikkerheten til trykktapene.

I systemskissen i Figur 31 er vannivået skissert. Idet pumpe PU 01 starter solfangerne inneholde luft. Med trange rør kan denne luften bli ført med videre i systemet. Luft i systemet kan gi uønskede effekter som slag i ventilene, tørrgang i pumpene og surkling i rørsystemet og radiatorene.

#### 6.4.5. TILBAKESLAGSVENTILENE

Tilbakeslagsventilene, som sikrer lik retning for energibæreren uavhengig av retningen til energibæreren, kan være unødvendige. Om ventilene, VA 04 og VA 05 i Figur 31, tar skade av endrende retning på energibæreren er usikkert.

Dersom systemet kunne blitt bygd uten tilbakeslagsventilene, ville systemet blitt billigere og mindre komplekst.

#### 6.4.6. REYNOLDS TALL

De ulike delene av systemet kan optimaliseres for optimalt Reynolds' tall. I solfangerne er væskestrømmen ved full effekt alltid turbulent, slik som ønsket. I kollektorene er væskestrømmen i en overgangsfase mellom laminær og turbulent strømning. Hadde strømningen vært turbulent ved alle tilfeller kunne større effekt i varmeoverføringen oppstått.

Reynolds' tall for strømningen i rørsystemet er svært høyt. Strømningen er ved alle temperaturer turbulent når systemet går med full effekt. Etersom strømningen er turbulent, som egner seg for varmeoverføring, kan god isolering av rørene være hensiktsmessig.

#### 6.4.7. SIRKULASJONSPUMPENE

Pumpene som er valgt kan gi utilsiktede effekter. Pumpe PU 01 kan ved feilaktig styring kan skape et trykk større enn rørsystemets maksimale belastningstrykk.

Når varme hentes ut av brønnene ved hjelp av pumpe PU 02 og PU 03 er det ikke tiltenkt noen metode for å hindre utveksling av energibæreren mellom de forskjellige delene av brønnparken. En ventil som stenger av muligheten energibæreren har med å transporteres feil kan monteres. Ulempen med en slik ventil er at rørsystemet vil bli lukket. Ved volumutvidelse av energibæreren kan overtrykket gjøre skade på rørsystemet. Dette kan igjen løses med et trykkavlastningselement som en gummibelg, men dette øker prisen og kompleksiteten til systemet.

Effekten som sirkulasjonspumpe PU 02 og PU 03 bruker er svært lav, mye grunnet tetthetsforskjellene mellom oppadgående og nedadgående væskestrøm. Om effekten forbrukt i pumpene faktisk er så lav som 5W er lite trolig, men det kan forventes svært lite energiforbruk i disse pumpene.

Den utregnede driftseffekten til pumpene kan være feil, eller inneholde store usikkerheter. I utregningene ble det tatt antagelser om 10°C temperaturforskjell mellom oppadgående og nedadgående væskestrøm. Dette varierer blant annet med effektuttaket.

Forenklinger ble også gjort i forbindelse med forventet trykk grunnet tetthetsforskjell. Forenklingen var at denne effekten kun gjaldt i brønnene.

#### 6.4.8. STRØMTILFØRSEL TIL SIRKULASJONSPUMPENE

Sirkulasjonspumpe PU 02 og PU 03 krever svært lite effekt under drift. I denne driftsituasjonen gjør tetthetsforskjellen til energibæreren at sirkulasjonen nesten er selvgående. På samme måte begrenses sirkulasjonen når brønnenparken varmes opp. Energiforbruket til energisystemet er dermed i hovedsak knyttet til hovedsirkulasjonspumpen.

Hovedsirkulasjonspumpen skal gå kun ved innkommende stråling. For et PV-anlegg produserer solcellene kun strøm når det er innkommende stråling. En kombinasjon av et solcelleanlegg og energisystemet kan dermed være en ideell kombinasjon.

Et solcelleanlegg består i hovedsak av solcellemoduler, en regulatorer og en inverter, dersom sirkulasjonspumpen krever 220 V AC. Vanlige, multikrystallinske silisiumsolkceller har en typisk virkningsgrad på mellom 14 og 23%. En regulator har typisk en virkningsgrad på 90%. Det samme gjelder inverteren.

Ved innkommende effekt på  $1000 \text{ W/m}^2$  produserer da et solcellepanel med riktig helningsvinkel omtrent  $150 \text{ W/m}^2$ . Etter regulatoren er effekten  $135 \text{ W/m}^2$  og etter inverteren er effekten nede i  $120 \text{ W/m}^2$ . Til tider krever hovedsirkulasjonspumpen mer effekt enn 200 W. Det kan antas at 350 W sikrer at pumpen til enhver tid har nok effekt til sitt formål, å sirkulere energibæreren. Det vil si at  $3 \text{ m}^2$  solceller, med riktig helningsvinkel kan drifte sirkulasjonspumpen.

#### 6.4.9. RØRSYSTEMET MELLOM BRØNNENE

Rørsystemet mellom energibrønnene skal legges ned i jorden. For å få til dette må det graves en grøft der rørene skal ligge. Rørene burde ligge under telen. Dersom dette gjøres med gravemaskin vil det øke investeringskostnadene til systemet.

#### 6.4.10. STYRINGEN AV SYSTEMET

Systemets styringssystem er avhengige av informasjon fra systemet. En rekke antagelser som at solfangertemperaturen er lik overflatetemperaturen til en av solfangerne og at brønnenes temperatur er lik energibærerens temperatur ut av brønnen gjør usikkerheten til informasjonen stor. Om informasjonen er god nok for å styre systemet er usikkert.

#### 6.4.11. OPPSTART AV SYSTEMET

Hvor lang oppstartstiden blir er usikkert. Det er knyttet stor usikkerhet til forventet produksjon over de første årene, noe som gjør oppstartstiden usikker.

Oppstartstiden til systemet er et stort problem. Økonomien til systemet blir vesentlig dårligere ettersom besparelsen på strømregningen først starter etter brønnenparken er varm.

For å redusere oppstartstiden er en idé å leie solfangere til oppvarming av brønnene i oppvarmingsperioden. For et nybygg kan brønnene bores før huset bygges og innleide solfangere stått for hurtig oppvarming av brønnenparken.  $200 \text{ m}^2$  solfangere vil over 2 år ville kunne produsert omtrent  $150\,000 \text{ kWh}$  ved en 40% total virkningsgrad.

Med 200 m<sup>2</sup> solfangere, full innstråling og 840 m aktiv brønn, vil brønnene måtte kunne motta omtrent 200 W/m aktiv brønn. Om dette er mulig er usikkert.

## 6.5. ØKONOMI

### 6.5.1. STRØMPRISER

Det er usikkerheter i anslagene til besparelser på strømregningen. Nettleien er forskjellig i forskjellige deler av landet, og strømprisen er varierende. Beregningen er gjort ved antagelse om lik strømpris i fremtidige år som i foregående, noe som ikke nødvendigvis blir tilfellet.

Antagelsen om at gjennomsnittlig strømpris er 32,5 øre/kWh er usikker. Det er her ikke tatt i betraktning at forbruket endrer seg over året. Ettersom forbruket i Norge ofte er større når strømmen er dyr, kan gjennomsnittsprisen per kWh som boligen etterspør være dyrere enn 32,5 øre/kWh. Dersom gjennomsnittsprisen på strøm er høyere ville besparelsene økt.

Hafslunds fastledd i nettleien er svært lavt. Beregningen av nettleien kan være gjort i et område med lav nettleie eller så har Hafslunds økt variabelt ledd for å kompensere for lavt fastledd.

Forventet besparelse på strømregningen er utregnet etter dagens utforming av nettariffer. En ny tariffordning er inne til høring. En endring i tariffen vil kunne endre forventet besparelse for systemet.

### 6.5.2. NETTO NÅVERDI

En levetid på 30 år kan være optimistisk anslått. Dersom rørsystemet må byttes, eller noe akutt skjer med systemet kan større kostnader enn medregnet oppstå.

Det er usikkerheter i forventede priser på systemkomponentene. Enkelte priser, for eksempel monteringen, kan være optimistisk anslått. Ved et tykt lag av løsmasser over fast fjell, vil det trenge lengre føringsrør i rørsystemet som vil gjøre systemet dyrere.

Selv om netto nåverdi for systemet er av negativ verdi vil deler av systemet sannsynligvis være intakt. Brønnboringen vil stå for omtrent 30% av investeringskostnaden og skal ha en levetid på langt mer enn 30 år. Dermed, hvis energibrønnene skal brukes senere, vil ikke kostnadene knyttet til brønnboringen være tapt.

Det er også viktig å få frem at det finnes andre insentiver enn økonomi. I de senere år har miljøaspektet vist seg å være et viktig insentiv for mange.

## 6.6. KLIMA OG MILJØ

Beregningen av forventede CO<sub>2</sub>-utslipp er usikker. Om den forbrukte elektriske energien er direkte knyttet til CO<sub>2</sub>-utslipp vil variere med årstid, og produksjon av fornybar energi. Likevel bidrar et forbruk av energi til økt etterspørsel etter elektrisitet. Økt etterspørsel gir økt forbruk av ikke-fornybar kraft.

CO<sub>2</sub>-utslippet knyttet til boring er grovt anslått. Variasjoner i boremotstand og dybde til grunnfjell kan gi økte utslipp.

CO<sub>2</sub>-utslippet knyttet til komponentene som inngår i systemet, kan øke systemets totale utslipp.

Forventet reduksjon i CO<sub>2</sub>-utslipp ved bruk av energisystemet er tungt basert på NVEs anslåtte utslipp ved elektrisk forbruk. NVEs anslag kan være feil. CO<sub>2</sub>-utslippene ved elektrisk forbruk kan også variere med lokasjonen.

## 7. KONKLUSJON

Det dimensjonerte energisystem vil under drift ha store positive effekter. Hvert år kan systemet spare nærmere 15 000 kr i strømutgifter og kutte over 9 tonn CO<sub>2</sub>-utslipp. Systemet gir leveringssikkerhet for et stort effektuttak, altså kan systemet holde boligen varm i en kuldeperiode.

Det er også problemer knyttet til energisystemet. Oppvarmingstiden av brønnenparken er forventet å være nærmere 5 år. I tillegg er energianlegget, selv med 15 000 kr i støtte fra Enova, ikke lønnsomt. Lønnsomhet er riktignok ikke den eneste insentivet til bygging av systemet.

Det er mange usikkerheter i knyttet til systemet. Selv om systemet teoretisk sett skal fungere vil et testanlegg kunne avdekke ulike svakheter ved systemet. Enkelte usikkerheter, som tapene til brønnenparken, er av den størrelsen at systemet ikke ville kunne levere energien som er beregnet.

Mulige alternativer til systemkonstruksjonen kunne vært å dele systemet inn i separate kretser til brønnene, solfangerne og boligen, med varmevekslere imellom. Dette kunne gjort systemet mer driftssikkert, men også dyrere.

Underveis i skriveprosessen av oppgaven er det en rekke forenklinger som er tatt. Det dukket stadig opp problemstillinger som i denne oppgaven er forenklet. Denne oppgaven har dermed dekket hele systemet, men ikke på detaljnivå. Et videre steg videre kan være å gå inn på detaljnivå på delene av energisystemet for finoptimalisering.

Mulige masteroppgaver som bygger på denne oppgaven og ville kunne gitt et bedre detaljnivå kunne være:

- Simulering av brønnenparken for optimalisering av brønnenparken ved ulike bergarter og bergforhold.
- Simulering av et solfangeranlegg med solinnstrålingsdata fra ulike lokasjoner, samt sammenligning av ulike solfangere for bruk i systemet.
- Programmering av et automasjonssystem til styring av pumper og ventiler for optimal drift av systemet.

## 8. REFERANSER

Aarbø, T. K. et al., 2002. *Grunnvarmebasert oppvarming av bolighus*, Trondheim: Institutt for geologi og bergteknikk, NTNU.

Alden, A., u.d. *Densities of Common Rock Types*. [Internett]

Available at: [http://geology.about.com/cs/rock\\_types/a/aarockspecgrav.htm](http://geology.about.com/cs/rock_types/a/aarockspecgrav.htm)

[Funnet 27 August 2015].

Anon., u.d. *Drake Landing Solar Community*. [Internett]

Available at: <http://www.dlsc.ca/how.htm>, <http://www.dlsc.ca/borehole.htm>

Anon., u.d. *Engineeringtoolbox*. [Internett]

Available at: [http://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-solids-d\\_154.html](http://www.engineeringtoolbox.com/specific-heat-solids-d_154.html)

[Funnet 28 August 2015].

Anon., u.d. *PV Education*. [Internett]

Available at: <http://www.pveducation.org/pvcdrom/properties-of-sunlight/calculation-of-solar-insolation>

Appalbaum, K. P., 2014. *Applied Geothermics*. 18 red. s.l.:Springer.

ASV Solar, 2015. *ASV Solar*. [Internett]

Available at: <http://www.norsksolfangerindustri.no/prosjektering/priser-solfangere>

[Funnet 7 September 2015].

ASV Solar, 2015. *ASV Solar*. [Internett]

Available at: <http://www.norsksolfangerindustri.no/termisk-solenergi/generasjon-4>

[Funnet 8 September 2015].

ASV Solar, 2015. *ASV Solar*. [Internett]

Available at: <http://www.norsksolfangerindustri.no/termisk-solenergi/galleri/bilder>

[Funnet 8 September 2015].

Bakke, J. V., 2011. *Varsler om helserisiko med passivhus* [Intervju] (12 Oktober 2011).

Blystad, H., 2014. *Folkehelseinstituttet*. [Internett]

Available at:

[http://www.fhi.no/eway/default.aspx?pid=239&trg=Content\\_6493&Main\\_6157=6287:0:25,5499&MainContent\\_6287=6493:0:25,6833&Content\\_6493=6441:82774::0:6446:69:::0:0](http://www.fhi.no/eway/default.aspx?pid=239&trg=Content_6493&Main_6157=6287:0:25,5499&MainContent_6287=6493:0:25,6833&Content_6493=6441:82774::0:6446:69:::0:0)

Bøeng, A. C., 2014. *Statistisk Sentralbyrå*. [Internett]

Available at: <http://www.ssb.no/energi-og-industri/artikler-og-publikasjoner/attachment/200772?ts=149086a42b0>

<http://www.ssb.no/energi-og-industri/artikler-og-publikasjoner/attachment/200772?ts=149086a42b0>

Cengel, Y. A., 2006. *Heat and Mass Transfer*. 3. red. Singapore: McGraw Hill.

Chen, C. J., 2011. *Physics of Solar Energy*. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc..

Dalseg, E., 2014. *Slutt på støtte til passivhus*. [Internett]

Available at: <http://www.dinside.no/927940/slutt-paa-stotte-til-passivhus>

[Funnet 19 Oktober 2015].

DHI Group, 2011. *FEFLOW heat transport simulation for a seasonal heat storage*. [Internett]  
Available at: [https://www.youtube.com/watch?v=C1z\\_00gpgel](https://www.youtube.com/watch?v=C1z_00gpgel)  
[Funnet 2 September 2015].

Drake Landing Solar Community, 2013. *Energy Report Summary for June 2013*, s.l.: Science Applications International Corporation.

Drake Landing Solar Community, 2014. *Drake Landing Solar Community Energy Report Summary July 2014*, s.l.: Leidos Canada.

Drake Landing Solar Community, 2014. *Drake Landing Solar Community Energy Report Summary June 2014*, s.l.: Leidos Canada.

Drake Landing Solar Community, u.d. *Drake Landing Solar Community*. [Internett]  
Available at: <http://www.dlsc.ca/about.htm>  
[Funnet 4 September 2015].

Drake Landing Solar Community, u.d. *Drake Landing Solar Community*. [Internett]  
Available at: <http://www.dlsc.ca/energy.htm>  
[Funnet 21 September 2015].

Engineeringtoolbox, 2015. *Engineeringtoolbox*. [Internett]  
Available at: [http://www.engineeringtoolbox.com/water-density-specific-weight-d\\_595.html](http://www.engineeringtoolbox.com/water-density-specific-weight-d_595.html)  
[Funnet 04 Desember 2015].

EngineeringToolBox, 2015. *Enigneeringtoolbox*. [Internett]  
Available at: [http://www.engineeringtoolbox.com/water-dynamic-kinematic-viscosity-d\\_596.html](http://www.engineeringtoolbox.com/water-dynamic-kinematic-viscosity-d_596.html)  
[Funnet 14 September 2015].

Enova, 2015. *Enova*. [Internett]  
Available at: <http://www.enova.no/finansiering/privat/enovatilskuddet-/solfanger/tilskudd-for-solfangeranlegg/911/1977/>  
[Funnet 5 November 2015].

Feilberg, N., 2006. *Ny kunnskap om fordeling*, Trondheim: SINTEF.

Fred, S., 2010. *Free Hot Water*. [Internett]  
Available at: <http://www.freehotwater.com/solar-thermal-101-flat-plate-solar-collectors/>  
[Funnet 12 Oktober 2015].

Gehlin, S., 2002. *Thermal Response Test: Method Development and Evaluation*, s.l.: s.n.

Gildestad, B. A., 2015. *NRK*. [Internett]  
Available at: <http://www.nrk.no/norge/-klimatiltak-i-byggebransjen-gar-pa-helsa-laus-1.12433392>  
[Funnet 19 Oktober 2015].

Grundfos, 2015. *Grundfos*. [Internett]  
Available at: [http://product-selection.grundfos.com/product-detail.html?application=HEATING&area=AACOMBUI&family=&from\\_suid=144481517848909288548489566892&installation=Distribution&pumpsystemid=51795561&qcid=51800141&scenario=Size%2B](http://product-selection.grundfos.com/product-detail.html?application=HEATING&area=AACOMBUI&family=&from_suid=144481517848909288548489566892&installation=Distribution&pumpsystemid=51795561&qcid=51800141&scenario=Size%2B)



by%2Bapplication&step=2&subtype=&typ

[Funnet 14 Oktober 2015].

Grundfos, 2015. *Grundfos*. [Internett]

Available at: [http://product-selection.grundfos.com/product-detail.html?application=HEATING&area=AADOMBUI&family=&from\\_suid=144481567208706814782437868416&installation=Dom\\_FloorHeating&pumpsystemid=51802981&qcid=51803015&scenario=Size%2Bby%2Bapplication&step=5&subtype=](http://product-selection.grundfos.com/product-detail.html?application=HEATING&area=AADOMBUI&family=&from_suid=144481567208706814782437868416&installation=Dom_FloorHeating&pumpsystemid=51802981&qcid=51803015&scenario=Size%2Bby%2Bapplication&step=5&subtype=)

[Funnet 14 Oktober 2015].

Hafslund, 2015. *hafslundnett*. [Internett]

Available at: [https://www.hafslundnett.no/avtaler/priser\\_paa\\_nettleie/12283](https://www.hafslundnett.no/avtaler/priser_paa_nettleie/12283)

[Funnet 13 November 2015].

Huus-Hansen, W., 2015. [Intervju] (16 Oktober 2015).

Jain Irrigation Systems, u.d. *Jain Irrigation Systems*. [Internett]

Available at: <http://www.jains.com/Designtechnical/flownomogram%20poly%20pipes.htm>

[Funnet 16 September 2015].

John Guest, 2015. *JG Speedfit*. West Drayton: John Guest.

John Guest, 2015. *John Guest*. [Internett]

Available at: <http://www.johnguest.com/wp-content/uploads/2014/07/Z2105-19-0115-Unpriced.pdf>

[Funnet 15 Oktober 2015].

Karstens, H., 2015. *Geo365.no*. [Internett]

Available at: <http://www.geo365.no/bergindustri/gra-men-langt-fra-kjedelig/>

[Funnet 28 August 2015].

Kjellsson, E., 2009. *Solar Collectors Combined with Ground-Source Heat Pump in Dwellings*, Lund: Lund University.

Kommunal- og arbeidsdepartementet, 1949. *DSB - Direktoratet for samfunnssikkerhet og beredskap*. [Internett]

Available at: <http://oppslagsverket.dsb.no/content/arkiv/plan-bygg/Byggeforskrift-1949-bind-I/1/1/>

[Funnet 01 September 2015].

Kommunal- og arbeidsdepartementet, 1969. *DSB - Direktoratet for samfunnssikkerhet og beredskap*. [Internett]

Available at: <http://oppslagsverket.dsb.no/content/arkiv/plan-bygg/Byggeforskrift-1969/6/4/>

[Funnet 01 September 2015].

Multiconsult - PV Syst, u.d. Oslo: Multiconsult.

Nicholson-Cole, D., 2012. *Charging the Earth - The Solar Way*. [Internett]

Available at: <http://chargingtheearth.blogspot.no/2012/07/accelerative-effect-of-solar-earth.html>

Norges vassdrags- og energidirektorat (NVE), 2015. *Norges vassdrags- og energidirektorat*. [Internett]

Available at:

<http://www.nve.no/no/Kraftmarked/Sluttbrukermarkedet/Varedeklarasjon/Varedeklarasjonen->

2014/

[Funnet 26 November 2015].

NVE, u.d. *NVE*. [Internett]

Available at:

[http://www.nve.no/PageFiles/3207/Omregning\\_energiinnhold250208.pdf?epslanguage=no](http://www.nve.no/PageFiles/3207/Omregning_energiinnhold250208.pdf?epslanguage=no)

[Funnet 2 Desember 2015].

Ramm, B., u.d. *Teknologi Solenergi*. [Internett]

Available at: <http://www.fornybar.no/solenergi/teknologi>

Salvesen, L. B. R. & F., 2009. *Solenergi for varmeformål - snart lønnsomt?*, Oslo: NVE, Norges vassdrags- og energidirektorat.

Standard Norge, 2013. *Kriterier for passivhus og lavenergibygninger Boligbygninger*, s.l.: Standard Norge.

Statens Bygningstekniske Etat, 2007. *Veiledning til teknisk forskrift til plan- og bygningsloven*, s.l.: Statens Byggtekniske Etat.

Statistisk Sentralbyrå, 2014. *Statistisk Sentralbyrå*. [Internett]

Available at: <http://ssb.no/energi-og-industri/statistikker/husenergi/>

[Funnet 1 September 2015].

Statistisk Sentralbyrå, 2015. *ssb*. [Internett]

Available at: <https://www.ssb.no/elkraftpris/>

[Funnet 13 November 2015].

Statistisk sentralbyrå, 2015. *Statistisk sentralbyrå*. [Internett]

Available at: <https://www.ssb.no/energi-og-industri/statistikker/husenergi/hvert-3-aar/2014-07-14?fane=tabell#content>

[Funnet 10 November 2015].

Stille, R. G. & P., 2004. *Energy, Waste and the Environment: A Geochemical Perspective*. London: The Geological Society Publishing House.

Stokvik, S. A., 2010. *Spørsmål og svar fra ENOVA - Mars*. [Internett]

Available at: <http://www.bygg.no/article/52845>

[Funnet 2 September 2015].

Šúri M., H. T. D. E. O., 2007. *Joint Research Centre. Institute for Energy and Transport (IET)*. [Internett]

Available at: <http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/solres/solreurope.htm#Fig1>

[Funnet 12 Oktober 2015].

The Engineering ToolBox, u.d. *Engineering ToolBox*. [Internett]

Available at: [http://www.engineeringtoolbox.com/cubical-expansion-coefficients-d\\_1262.html](http://www.engineeringtoolbox.com/cubical-expansion-coefficients-d_1262.html)

[Funnet 20 Oktober 2015].

The Physics Hypertextbook, u.d. *The Physics Hypertextbook*. [Internett]

Available at: <http://physics.info/expansion/>

[Funnet 20 Oktober 2015].

Torsøe, E., 2009. *CoBuilder*. [Internett]

Available at:

<http://www.cobuilder.com/coBuilderDocuments/getfile?&dokid=678835&code=MTkxMTM5JTJGdmFybWVtZWRRpdW0tc29sZmFuZ2VyLnBkZg==&ext=.pdf>

Ulrik Pettersson, Monica Axell, 2008. *Testing of thermal solar collector*, Borås, Sverige: SP Technical Research Institute of Sweden.

Vi i Villa, 2014. *Vi i Villa*. [Internett]

Available at: <http://www.viivilla.no/baderom/annet-om-bad/sa-stor-varmtvannsbereder-trenger-du/> [Funnet 14 Oktober 2015].

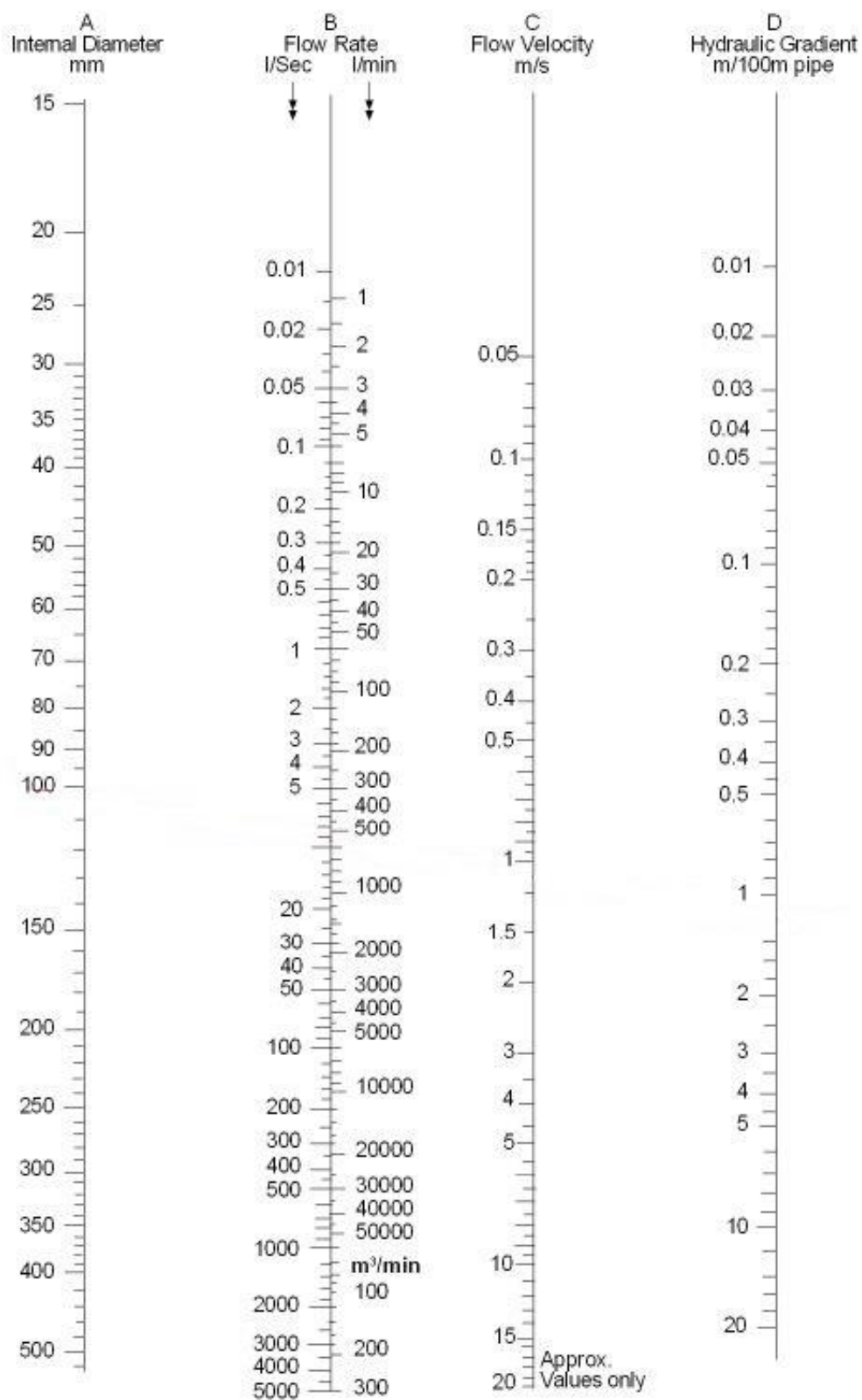
VVparts, 2015. *Vvparts*. [Internett]

Available at: <http://www.vvparts.no/tanker-og-beredere/Beredere---H%C3%B8iax/systemtanker/H%C3%B8iax-Titanium-VPM-300-30-Varmtvannsbereder-m-stor-varmespiral3113002210-p0000013725>

[Funnet 14 Oktober 2015].

## 9. VEDLEGG

### 9.1. DIMENSJONERING AV RØR



Vedlegg 1. Nomogram for PVC rør. (Jain Irrigation Systems, u.d.)

## 9.2. NÅVERDIBEREGNING

Optimistisk diskonteringsrente											
Diskonteringsrente	3,00 %										
NNV	-kr 113 810										
År	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Inntekt		kr -	kr -	kr -	kr -	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640
Kostnader											kr 10 000
Investeringsutgift	-kr 318 050										
Kontantstrøm	-kr 318 050	kr -	kr -	kr -	kr -	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 4 640
År	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Inntekt	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640
Kostnader					kr 10 000						kr 10 000
Investeringsutgift											
Kontantstrøm	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 4 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 4 640
År	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	
Inntekt	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640
Kostnader					kr 10 000						kr 10 000
Investeringsutgift											
Kontantstrøm	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 4 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 4 640
Forventet diskonteringsrente											
Diskonteringsrente	5,00 %										
NNV	-kr 164 895										
År	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Inntekt		kr -	kr -	kr -	kr -	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640
Kostnader											kr 10 000
Investeringsutgift	-kr 318 050										
Kontantstrøm	-kr 318 050	kr -	kr -	kr -	kr -	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 4 640
År	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Inntekt	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640
Kostnader					kr 10 000						kr 10 000
Investeringsutgift											
Kontantstrøm	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 4 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 4 640
År	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	
Inntekt	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640
Kostnader					kr 10 000						kr 10 000
Investeringsutgift											
Kontantstrøm	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 4 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 4 640
Pessimistisk diskonteringsrente											
Diskonteringsrente	10,00 %										
NNV	-kr 235 679										
År	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Inntekt		kr -	kr -	kr -	kr -	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640
Kostnader											kr 10 000
Investeringsutgift	-kr 318 050										
Kontantstrøm	-kr 318 050	kr -	kr -	kr -	kr -	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 4 640
År	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Inntekt	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640
Kostnader					kr 10 000						kr 10 000
Investeringsutgift											
Kontantstrøm	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 4 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 4 640
År	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	
Inntekt	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640
Kostnader					kr 10 000						kr 10 000
Investeringsutgift											
Kontantstrøm	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 4 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 14 640	kr 4 640

Vedlegg 2. Nåverdiberegning ved ulike diskonteringsrenter.



Norges miljø- og  
biovitenskapelige  
universitet

Postboks 5003  
NO-1432 Ås  
67 23 00 00  
[www.nmbu.no](http://www.nmbu.no)