

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

Masteroppgave 2014  
30 stp

# Effektiv utnyttelse av grunn geotermisk energi

Effective utilization of shallow geothermal energy

Øyvind Dehli Sanden

## Forord

Denne masteroppgaven er skrevet våren 2014 og er det avsluttende arbeidet i studiet Miljøfysikk og fornybar energi ved Institutt for matematiske realfag og teknologi, ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet (NMBU). Oppgaven utgjør 30 studiepoeng.

Grunnet egne interesser og råd fra min hovedveileder Petter H. Heyerdahl, ble geotermisk energi valgt som tema for oppgaven. Etter deltakelse på GeoEnergy 2013 og samtaler med min veileder Wilhelm Huus-Hansen, ble oppgaven vinklet inn mot grunn geotermisk energi og norske forhold.

Arbeidet med oppgaven har vært både lærerikt og spennende. Om enkelt emner finnes det noe informasjon, om andre finnes de lite. Dette har krevd mye arbeid, både til å avgrense oppgaven og med å lete frem informasjon. Jeg har lært mye under arbeidet med oppgaven og håper andre kan dra nytte av det jeg har gjort.

Jeg vil gjerne takke veilederne mine Petter H. Heyerdahl ved NMBU og Wilhelm Huus-Hansen ved Petek AS for gode innspill og stor interesse. Videre vil jeg takke alle som har bidratt med innspill og informasjon til oppgaven.



## Sammendrag

En vanlig husholdningen bruker over 20 000 kWh energi årlig. Av dette går 70% til oppvarming. Dette oppvarmingsbehovet blir ofte dekt av høyverdig elektrisk energi. I denne oppgaven blir det sett på hvordan en effektivt kan bruke grunn geotermisk energi til oppvarming og kjøling av bygninger. Med grunn geotermisk energi mener en lav-entalpi varme en henter opp fra brønner på et par hundre meters dybde. Her kommer hovedsakelig varmen fra innkommende solinnstråling med bidrag fra radioaktiv nedbrytning av materialer i jordskorpa og varme fra jordens kjerne.

Norge befinner seg langt inne på den euroasiatiske kontinentalplaten og er uten særskilt gode geotermiske forhold. Grunn geotermisk energi er likevel svært anvendelig så lenge berggrunnen er egnet. I områder rundt Oslofjorden og på Østlandet, samt enkelte andre områder har enn en berggrunn med økt varmeproduksjon grunnet radioaktiv nedbrytning. Dette kombinert med høy varmeledningsevne i berggrunnen gir ekstra gode vilkår for geotermisk varme. Større morenerygger og tykke lag med løsmasser gjør energibrønnene dyrere. Det vil være tre til fem ganger dyrere å bore i løsmasser i forhold til i fast fjell.

Norske forhold med kalde vintre og relativt varme somrer egner seg godt for bruk av grunne energibrønner sammen med varmepumper. På denne måten kan en dekke oppvarmingsbehovet i norske boliger. Samtidig vil en redusere bruken av fossile energikilder og direkte bruk av høyverdig elektrisitet. I tillegg til et varmebehov, vil et behov for kjøling tale til fordel for grunne geotermiske anlegg. En kan enten dra nytte av fri-kjøling som er svært effektivt og bruker lite elektrisitet, eller reversere varmepumpen, som også vil være 20-45% mere effektivt enn andre aktive kjølekilder.

Ved utforming av geotermiske systemer er det mange hensyn som skal tas og mange feller å gå i. Denne oppgaven prøver å kartlegge prosessen og viktige faktorer som påvirker drift, effektivitet og lønnsomhet ved grunne geotermiske anlegg. Eksempler på viktige momenter er kombinerings med solfangere, nedkjøling av energibrønn, brønndybde, trykktap, væskestrøm og væsketemperaturer. Disse momentene er belyst med teori og satt i sammenheng.

Oppgaven konkluderer med at det viktig og ikke bore for grunne borehull. For lite tilgjengelig grunnfjell for varmeoverføring, vil over lengre tid kunne senke temperaturen i brønnen og en

vil ikke oppnå gunstige stabile forhold. Noe som over tid vil føre til lavere temperatur på kollektorvæsken, dårlige driftsvilkår for varmepumpen og i verstefall permafrost. Effektfaktoren vil øke med 4% for hver grad temperaturskjell mellom kollektorvæske og arbeidsmediet reduseres. Det vil dermed være lønnsomt å senke temperaturen på varm side. Dette krever et større areal med radiatorer for å oppnå samme varmeoverføring. For å få en høy temperatur på kollektorvæsken inn mot varmepumpen, er det viktig å sikre god varmeoverføring i brønnen.

For å unngå unødig store trykktap i kollektorkretsen rådes det til å unngå unødvendig høy strømningshastighet. Likevel bør den være høy nok til å sikre turbulent strømming og tilstrekkelig varmeoverføring mellom berg og væske. Både dybde på brønn og lengden på kollektorkretsen påvirker trykktapet. Dype brønner medfører store trykkbelastninger, noe som gjør kollektorvæsken mindre egnet. Det frarådes også at total rørlengde for kollektoren overstiger 600 meter tur- retur.

Et hinder for utbygging av grunne geotermiske anlegg er ofte den høye investeringskostnaden. Det er derfor sett nærmere på lønnsomheten ved et slikt anlegg rent økonomisk i tillegg til miljøaspekter og praktiske forhold. Et lukket anlegg er det mest vanlige og anvendelige. Et slikt anlegg slipper ikke ut gasser som kan være skadelig på miljøet og kan ha en bærekraftig drift. En gjennomsnittlig husholdning kan oppnå en tilbakebetalingstid på 20 år med støtteordninger. Lønnsomheten ved et slikt anlegg vil øke med størrelsen og et vanlig grunt geotermisk anlegg har en tilbakebetalingstid på omkring 7 år.

## Abstract

Norwegian households consume an average of 20 000 kWh of energy annually. Normally, 70% of this energy is used for domestic heating. The heating requirements are often covered by direct use of high-grade electrical energy. This study examines how effective shallow geothermal energy can be used for heating and cooling of buildings. Shallow geothermal energy is defined as low-enthalpy energy exchanged from a few hundred meters deep wells. The heat mainly comes from incoming solar radiation with contributions from radioactive decay in the earth's surface and heat from the earth's core.

Norway is located in the middle of the Eurasian continental plate and do not have any special geothermal conditions. However, shallow geothermal energy is still very useful as long as the bedrock is well suited, as in the areas around the Oslofjorden, as well as some other areas in Norway. This bedrock has an increased heat production due to radioactive decay. Combined with high thermal conductivity in the bedrock, this provides extra good terms for shallow geothermal energy. Large moraine ridges and thick layers of soil make the extraction wells more expensive. It is three to five times more expensive to drill boreholes in soils compared to bedrock.

Norwegian climate, with cold winters and relatively warm summers, is well suited for the utilization of shallow geothermal wells combined with heat pumps. In this way, one can meet the heating demand required in Norwegian homes. Moreover, at the same time reduce the use of fossil fuels and the direct use of high-grade electricity. In addition to heating, a need for cooling speaks in favour of the use of shallow geothermal systems. One can either take advantage of free cooling, as it is very efficient and uses little electricity, or reverse the heat pump, which will be 20 - 45 % more effective than other active cooling systems.

When designing geothermal systems there are many things to consider and many possible mistakes to commit. This thesis aims to identify key factors and highlight the important parts in the design of shallow geothermal systems. Examples of important aspects are combination with solar collectors, cooling of the energy wells, well depth, pressure drop, fluid flow and fluid temperatures. These important aspects are theoretical described and put into context.

This thesis concludes that it is important to drill sufficient meters of borehole for energy wells. If not, the temperature in the well will not reach steady state conditions. This would in turn

lead to a lower temperature of the circulation fluid, poor operating conditions for the heat pump and at worst permafrost. For each degree the temperature difference between the circulation fluid and the working fluid of the heat pump is decreased, the coefficient of performance will increase by 4%. It will be profitable to lower the temperature on the warm side as well as securing a high temperature on the cold side. A low temperature on the cold side requires larger radiator areas to achieve sufficient heat transfer.

To avoid unnecessary large pressure drops in the circulation loop, it is advised to avoid unnecessary high flow rates. Nevertheless, the fluid flow should be high enough to secure turbulence and efficient heat transfer. The depth of the well and the length of total circulation loop affect the pressure loss. Deep wells provide great pressure, making the collector fluid less efficient due to increased viscosity. It is recommended that the total length of a circulation loop should not exceed 600 meters

One challenge is often the high investment cost that comes with shallow geothermal systems. The profitability of such a plant is therefore studied at purely economic terms. Simultaneously are environmental aspects and practical conditions important. A closed system is the most common and easiest to apply. Such plants do not emit greenhouse gases and can achieve a sustainable operation. An average household can obtain a payback period of 20 years with some financial support. The profitability of such a system will however increase with the size and the average payback period is about 7 years.





# Innholdsfortegnelse

Forord .....	1
Sammendrag .....	3
Abstract .....	5
Innholdsfortegnelse .....	8
Figuroversikt .....	12
Tabelloversikt .....	16
Symboloversikt .....	18
1. Innledning .....	21
1.1 Bakgrunn for oppgaven .....	21
1.2 Faglig motivasjon .....	23
1.3 Mål for oppgaven og begrensninger .....	24
1.4 Problemstilling .....	24
1.5 Metode .....	25
2. Geotermisk energi .....	26
2.1 Energi fra jorda og sola .....	26
2.2 Temperatursvingninger og temperaturgradienten .....	28
2.3 Høytemperaturområder .....	30
2.4 Anvendelse av geotermisk energi .....	30
2.4.1 Naturlige hydrotermiske systemer .....	31
2.4.2 Konstruerte geotermiske systemer .....	31
2.4.3 Åpne og lukkede systemer .....	31
2.4.4 Grunne geotermiske systemer (GSS) .....	32
2.5 Grunn geotermisk energi og geologiske forhold .....	32
2.6 Norske forhold og bruk av geotermisk energi i Norge .....	33
2.7 Miljøpåvirkninger .....	35

3.	Varmepumper med bakken som kilde.....	37
3.1	Effektivitet .....	37
3.2	Luft- kontra vann-varmepumpe .....	39
3.3	Kjøling –reversert kjøring .....	39
3.4	Ønsket væskestrøm over fordampere .....	41
3.5	Optimalisering og sikker drift .....	42
3.6	Levetiden til varmepumpen .....	43
4.	Geotermiske energibrønner .....	44
4.1	Varmeoverføring.....	44
4.2	Termisk responstest .....	46
4.3	Boring.....	50
4.4	Energioverføringssystemer.....	51
4.5	Vurdering av nødvendig boreddybde .....	54
4.6	Energiuthenting, nedkjøling og levetiden til en energibrønn .....	55
4.7	Grunn geotermisk kombinert med solfangere .....	58
5.	Trykktap og væskesirkulasjon .....	62
5.1	Turbulent strømning og strømningsforhold .....	63
5.2	Strømningens trykk og temperaturavhengighet .....	63
5.3	Trykktapet for en jevn og rett kollektor .....	66
5.4	Kollektorens overflate .....	67
6.	Dimensjonering og viktige designfaktorer .....	68
6.1	Vanlige designfeil.....	68
6.2	Designrekkefølge og prioritering .....	68
6.2.1	Effektbehovet og dekningsområde .....	68
6.2.2	Valg av varmepumpe og nødvendig væskestrøm .....	70
6.2.3	Minimum effektfaktor og væsketemperatur .....	70

6.2.4	Antall brønner, dybde og plassering .....	71
6.2.5	Sirkulasjonspumpen .....	73
7.	Økonomi og totalkostnader .....	75
7.1	Marked.....	75
7.2	Investeringskostnad.....	78
7.3	Drift og vedlikehold .....	79
7.4	Levetid for anlegget .....	80
7.5	Totalkostnad .....	80
8.	Diskusjon .....	84
8.1	Konklusjon .....	86
8.2	Forslag til videre arbeid .....	88
9.	Kilder.....	89



## Figuroversikt

Figur 1. Grafen viser utviklingen av prisen på elektrisk energi eksklusive avgifter og nettleie (Statistisk Sentralbyrå 2013). .....	21
Figur 2. Figuren viser den strukturerte oppbygningen til jorda og prosentvis hvor mye av energien som kommer fra henholdsvis kjernen, mantelen og jordskorpa (Banks 2012). .....	26
Figur 3. Årlig solinnstråling, absorpsjon og utstråling ved jordoverflaten i W/m <sup>2</sup> (NASA). ....	27
Figur 4. Grafen viser temperaturvariasjonen i bakken kalkulert ut fra formel 1 ved ulike dybder over et år. Med en sesongvariasjon på temperaturen på 9 °C, en gjennomsnittlig bakketemperatur på 10° C og diffusiviteten til bakken er 7×10 <sup>-7</sup> m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> (Banks). .....	28
Figur 5. Her ser en de ulike kontinentalplatene og deres bevegelser (Tilling 2009). .....	29
Figur 6. Illustrasjon av et naturlig hydrotermisk system (til venstre) og et konstruert geotermisk system (til høyre) (Rock Energy AS 2014). .....	30
Figur 7. Gjennomsnittlig varmeproduksjonen i norsk berggrunn (Slagstad 2008) .....	33
Figur 8. Figuren illustrerer oppsettet av en varmepumpesystem som leverer varme (Oklahoma State University). .....	37
Figur 9. Figuren illustrerer oppsettet av en varmepumpe som leverer kjøling (Oklahoma State University). .....	39
Figur 10. Væskestrøm og effektforbruk ved forskjellig frekvens på pumpen (Montagud et al. 2011). .....	41
Figur 11. Illustrasjon av den termiske motstanden R, som er summen av den termiske motstanden til bakken R1 og den termiske motstanden til energibrønnen R2 i serie. På figuren er T <sub>0</sub> temperaturen i uforstyrret berg, T <sub>w</sub> er temperaturen til veggen i energibrønnen og T <sub>h</sub> er temperaturen til kollektorvæsken (Banks 2012).. .....	46
Figur 12. Ulike varmeoverføringsprofiler for ulike steder i og rundt Osloriften. Figuren viser varmestrøm mot dybde (Heiko T. Liebel et al. 2009). .....	48
Figur 13. Kart over termisk konduktivitet basert på gjennomsnittsverdier fra bergarter funnet i jordoverflaten (Heiko T. Liebel et al. 2009). .....	50
Figur 14. Den termiske resistansen for en singel U-rørs kollektor som en funksjon av den termiske konduktiviteten for fyllmassen for tre ulike plasseringer av kollektorslangene (Hellstrøm 1998). .....	52

Figur 15. Figuren viser en illustrasjon av tverrsnittet til et borehull med forskjellige kollektorinstallasjoner: (a) korrekt installert singel U-rør; (b) en feilaktig installert singel U-rør; (c) en dobbel U-rør; (d) en lukket koaksial kollektor. Rødt indikerer strømningsretning oppover og blått indikerer strømningsretning nedover.....	53
Figur 16. Figuren illustrerer hvordan temperaturen endrer seg i den nærliggende berggrunnen rundt kollektoren. En isolinje illustrerer hvor temperaturdifferansen er 1 K mellom utsiden av kollektoren og berggrunnen. En ser hvordan den forflytter seg lenger bort fra energibrønnen over tid. Denne illustrasjonen baserer seg på en konstant varmeoverføringsrate på $22\text{Wm}^{-1}$ , en termisk konduktivitet på $3,5\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ og en termisk diffusivitet på $1,62 \times 10^{-6}\text{m}^2\text{s}^{-1}$ (Banks 2012). .....	55
Figur 17. Et system med både varmepumpe og solfangere. Solvarmen kan bli brukt til oppvarming av tappevann, oppvarming av bygningen, øke temperaturen i fordampere eller lade borehullet (Kjellsson et al. 2010).....	59
Figur 18. En enebolig med solfangere og et GGS med varmepumpe (Kjellsson et al. 2010) ..	59
Figur 19. Bilde av glassfasaden til Lærernes Hus i Oslo. Her blir glassfasaden og spesielt bokstavutsmykningen brukt som solfangere (Oslo kommune). .....	61
Figur 20. Figuren viser hvordan den dynamiske viskositeten endrer seg med temperaturen for ulike typer væsker (Banks 2012).....	64
Figur 21. Her ser en forholdet mellom dekning av topplast og andel varme som dekkes av en GSS-varmepumpe for en typisk svensk bolig (Rosén 2001). .....	69
Figur 22. Et eksempel på virkningen avstanden mellom borehullene har på temperaturutviklingen til kollektorvæsken. I eksemplet er det brukt 27 borehull på 100 meter, en spisslast på 160 kW og en årlig last på 256 MWh. Borehullene er plassert som vist øverst til høyre på figuren i et 3 x 9 oppsett (Banks 2012). .....	72
Figur 23. Innvirkningen ulik geografisk utspredning av borehullene har på gjennomsnittstemperaturen til kollektorvæsken. Her er det 36 borehull på 88 meter og en avstand mellom de på 10 meter som er brukt. Spisslasten er 160 kW og årlig last er 256 MWh (Banks 2012). .....	73
Figur 24. Grafene viser en pumpekurve for 25% etyleneglykol, der den øverste grafen illustrerer trykkstigningen i forhold til pumpekapasiteten, den nederste grafen viser sammenhengen mellom energiforbruk og pumpekapasitet (Banks 2012). .....	74

Figur 25. Fordelingen av energibruken i norske boliger mellom oppvarming av varmtvann, oppvarming av rom og elektrisitetsspesifikk energibruk (Magnussen et al. 2011). ..... 77





## Tabelloversikt

Tabell 1. Tabellen viser en typiske varmedistribusjonssystemer med tilhørende årsvarmefaktorer (Stykket 2008). .....	38
Tabell 2. Varmeledningsevnen til en rekke vanlige bergarter (Stykket 2008). .....	45
Tabell 3. Den termiske konduktiviteten fra termiske responstester $\lambda_{\text{eff}}$ , sammenlignet med gjennomsnittsverdier for nærliggende bergarter en fant i overflaten $\lambda_m$ , og verdier fra geologiske kart $\lambda_{\text{kart}}$ (Heiko T. Liebel et al. 2009). .....	49
Tabell 4. Oversikt over årsmiddeltemperatur og tilhørende sone og akseptabel temperatursenking (Stykket 2008). .....	57
Tabell 5. Tabellen viser de ulike egenskapene til de mest brukte og aktuelle kollektorvæskene (Banks 2012). .....	66
Tabell 6. Prosentvis fordeling av de ulike energikildene til oppvarming av norske husstander i 2001, 2004, 2006 og 2009 (Statistisk Sentralbyrå 2011). .....	75
Tabell 7. Gjennomsnittlig energiforbruk, totalt og fordelt på energibærere. 1993-1995, 2001, 2004, 2006 og 2009. Benevningen er kWh tilført energi per husholdning (Statistisk Sentralbyrå 2011). .....	76
Tabell 8. Priseksempel for et vannrenseanlegg til et system med 1-5 m <sup>3</sup> kollektorvæske (Doan 2014). .....	79
Tabell 9. Priseksempel for et vannrenseanlegg til et system med 5-10 m <sup>3</sup> kollektorvæske (Doan 2014). .....	79
Tabell 10. Tabellen viser anslagsvis investeringskostnad for ulike varmepumpeanlegg med tilhørende varmedekningsgrad (Huus-Hansen 2014). .....	81
Tabell 11. Et overslag over sammenhengen mellom levetid og lønnsom investeringskostnad for et grunt geotermisk anlegg. Her viser kolonnen i midten hva som vil være grenseverdien for en lønnsom investeringskostnad. Den høyre kolonnen tar i tillegg hensyn en ny kostnad på 45 000 kroner i år 15. Til grunn ligger formel (21) og en kalkulasjonsrente på 7% samt en årlig besparelse på 8 814 kroner .....	83



## Symboloversikt

Symbol	Beskrivelse	Dimensjon
$A$	Tverrsnittsareal	[m <sup>2</sup> ]
$A_{gs}$	Amplituden til variasjonen i overflatetemperatur	[K]
$\alpha$	Termisk diffusivitet	[m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]
$C_{DW}$	Darcy-Weisbach «konstanten»	
$CF_t$	Inntjening, eller kontantstrøm i år t	[NOK]
$CF_0$	Investeringskostaden	[NOK]
COP	Effektfaktor	
$c_{pc}$	Spesifikk varmekapasitet til arbeidsmediet	[Jg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$c_{ph}$	Spesifikk varmekapasitet til kollektorvæsken	[Jg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$D$	Rørdiameter	[m]
$F$	Væskestrømning	[m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]
$\gamma$	Euler sin konstant	( $\approx 0,577$ )
$h$	Konveksjonskoeffisienten	[Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]
$i$	Kalkulasjonsrente	
$\lambda$	Termisk konduktivitet	[Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$\lambda_g$	Termisk konduktivitet til fyllmasse	[Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$\lambda_i$	Termisk konduktivitet for et sjikt i	[Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$L$	Lengde	[m]
$L_c$	Karakteristisk lengde	[m]
$\dot{m}_c$	Massestrøm på kald side	[g/s]
$\dot{m}_h$	Massestrøm på varm side	[g/s]
$NV$	Nåverdi	[NOK]
$n$	Levetid	[år]
$\mu$	Dynamisk viskositet	[gs <sup>-1</sup> m <sup>-1</sup> ]
SPF	Årsvarmefaktoren	
$T_{c,inn}$	Temperaturen på arbeidsmediet på tur til varmeveksleren	[K]
$T_{c,ut}$	Temperaturen på arbeidsmediet på tur ut fra varmeveksleren	[K]
$T_h$	Temperaturen på kollektorvæsken	[K]
$T_{h,inn}$	Temperaturen på kollektorvæsken på tur til varmeveksleren	[K]
$T_{h,ut}$	Temperaturen på kollektorvæsken på tur ut fra varmeveksleren	[K]
$T_s$	Overflatetemperaturen til det faste stoffet	[K]
$T_{s,b}$	Den gjennomsnittlige temperaturen til kollektorvæsken ved steady state	[K]
$T_w$	Temperaturen på kollektorveggen	[K]
$T_\infty$	Væsketemperaturen uendelig langt unna det faste stoffet	[K]
$\bar{T}_g$	Gjennomsnittstemperaturen i berggrunnen	[K]
$T_0$	Den urørte temperaturen i berggrunnen	[K]
$\Delta T$	Temperaturforskjell	[K]
$\Delta T_i$	Temperaturforskjellen i et sjikt i	[K]
$t$	Tid	[s] (alt. [d],[år])
$t_s$	Tidspunktet for steady state	[s] (alt. [d],[år])
$t_0$	Syklustiden for temperaturen i bakken	[s] (alt. [d])

$Q$	Varme	[W]
$\dot{Q}$	Overført varme	[W]
$\dot{Q}_{cond}$	Overført varme ved konduksjon	[W]
$\dot{Q}_{conv}$	Overført varme ved konveksjon	[W]
$\bar{Q}$	Gjennomsnittlig levert varme	[W]
$q_{lo}$	Lokal varmeoverføring	[W]
$q'$	Varmestrøm per meter borehull	[Wm <sup>-1</sup> ]
$\Delta P$	Trykktap	[Pa]
$R$	Termisk resistans	[m <sup>2</sup> KW <sup>-1</sup> ]
$R_b$	Termisk resistans til borehull	[m <sup>2</sup> KW <sup>-1</sup> ]
$R_i$	Termisk resistanse i sjiktet i	[m <sup>2</sup> KW <sup>-1</sup> ]
$R_1$	Termisk resistans til berggrunnen	[m <sup>2</sup> KW <sup>-1</sup> ]
$Re$	Reynolds tall	
$r$	Radius	[m]
$r_b$	Radius på borehull	[m]
$r_u$	Radiusen til en U-rørs kollektor	[m]
$\rho$	Tetthet	[gm <sup>-3</sup> ]
$S_{VC}$	Volumetrisk varmekapasitet	[Jm <sup>-3</sup> K <sup>-1</sup> ]
$V$	Strømningshastighet	[ms <sup>-1</sup> ]
$\nu$	Kinematisk viskositet	[m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]
$W$	Elektrisk energi	[W]
$\bar{W}$	Gjennomsnittlig elektrisk energi	[W]
$\Delta x$	Avstand for varmeoverføring	[m]
$z$	Dybde	[m]
$z_i$	Tykkelsen på et sjikt i	[m]



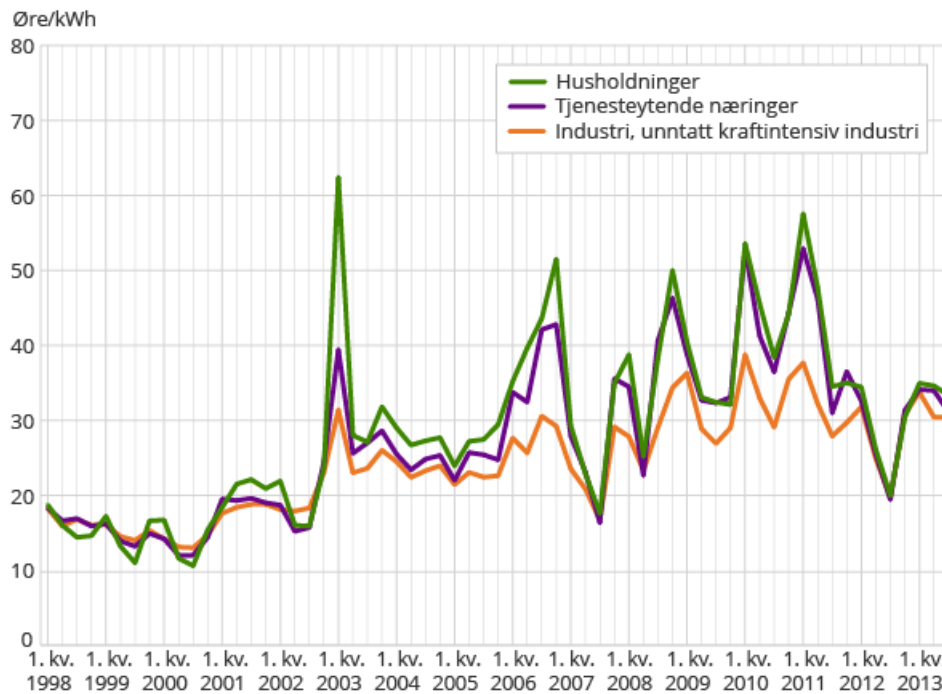
# 1. Innledning

## 1.1 Bakgrunn for oppgaven

I dag befinner en seg i en tid der det settes klimamål og tradisjonelle energiløsninger må revideres. Flere tiltak baserer seg på å erstatte fossile kilder med elektrisitet. Et eksempel er elbilen. Dette kan skape en høyere etterspørsel som utfordrer både strømnettet og produksjonen. Norge er i utgangspunktet rikelig utstyrt med rimelig vannkraft. Dette har lagt et grunnlag for å bruke elektrisitet til oppvarming av bygninger og tappevann. Norge er faktisk det landet med det suverent største elektrisitetsforbruket per innbygger (Olje og energidepartementet 2004). Elektrisitet er en høyverdig energibærer. Direkte bruk av strøm til oppvarming må begrenses når det finnes andre alternativer.

Dette kommer til uttrykk i nyere krav til bygninger. TEK 10 forbyr installasjon av oljekjel til dekning av grunnlasten. Samtidig er det bestemt at minimum 40%-60% av varmebehovet, avhengig av byggets størrelse, skal dekkes av annet en direktdrivende elektrisitet og fossile brensler. Det vil komme nye tekniske forskrifter som kan stille enda strengere krav.

Prisen på elektrisitet har også økt noe ujevnt de siste årene. Dette kan en se i Figur 1. Siden Norge er en del av et europeisk energimarked vil energisituasjon utenfor landegrensene påvirke prisen. Det er grunn til å tro at forbruket av elektrisk energi vil øke og at prisen vil holde en stigende trend. En slik trend vil medføre store oppgraderinger av nettet og innføring av smarte strømmålere. Dette kan gjøre andre oppvarmingskilder mer lønnsomme.



Figur 1. Grafen viser utviklingen av prisen på elektrisk energi eksklusiv avgifter og nettleie (Statistisk Sentralbyrå 2013).

En løsning som har blitt populær de senere årene er luft til luft varmepumper. Ved å utnytte effekt faktoren til varmepumpen kan en frigjøre en varmemengde som er flere ganger større enn den elektriske energien. En svakhet med denne typen varmepumper er at de leverer dårligst når behovet er størst. Om vinteren når gradestokken viser flere minusgrader, vil ikke varmepumpen lenger ha like gode driftsvilkår. En konsekvens av dette er at strømforbruket øker, uten en tilsvarende økning i varmemengden. En løsning på dette kan være å utnytte jordens egne energilager.

Ved å ta varmen fra bakken oppnår en stabile forhold for varmepumpen. Slik kan den virke effektivt hele året, også om sommeren. Fasjonabel bygningsdesign med store vindusflater har bidratt til et økende behov for kjøling om sommeren. Da kan pumpen reverseres og utnytte den lavere temperaturen i jorda til å levere kjøling.

En fordel med å bruke vann til vann varmepumper er at de lett kan kombineres med varmebidrag fra andre kilder som sol og biomasse. Slik kan en konstruere et vannbårent energisystem tilpasset flere behov.

En utfordring er derimot mangelen på vannbårne varmesystemer i eksisterende bygningsmasse. Siden det tradisjonelt sett er brukt mye elektrisk energi til oppvarming er det få bygninger som bruker vannbåren varme. Dette begrenser mye av potensialet til rehabiliterte og nyere bygg.

Bruken av geotermisk varme til oppvarmingsforhold er kjent teknologi og godt utbredt i Sverige. Forholdene skal være like gode her i Norge og spesielt i områdene rundt og sørøst for Oslo. Denne oppgaven peker på forhold som gir gode driftsvilkår for varmepumpen og aspekter som påvirker mengden avgitt varme. Deler av oppgaven omhandler hvordan ulike kollektorsystemer påvirker varmeoverføringen i berggrunnen. Hvordan ulike forhold påvirker trykktapet i systemet, og dermed hva som kreves av pumpearbeid for å sikre ønsket sirkulasjon av kollektorvæske. Arbeidet inkludert ikke brønner som er dypere en 500 meter.

## 1.2 Faglig motivasjon

Geotermisk energi er en energikilde med et stort potensiale. Jorda kan gi fra seg 40 millioner MW uten å bli nedkjølt (Rybach 2012). Dette er en lett tilgjengelig ressurs i enkelte områder og har vært utnyttet av mennesker i mange århundrer. I land som Island og New Zealand har det lenge vært brukt grunnvarme til oppvarming. Grunn geotermisk energi består for det mest av solenergi som har trengt ned i bakken. I tillegg til et lite bidrag med frigjort energi fra radioaktive stoffer i jordskorpa og varme lagret i jordas indre fra da jorda ble dannet (Rybach 2012). For 2030 er årlig varme- og kjølebehov i Norge beregnet til å være henholdsvis 52,7 og 2 TWh. Ved å utnytte den grunne geotermiske energien vil en kunne redusere behovet for energi til oppvarming med 70%. Tilsvarende kan energi til kjøling reduseres med 75-98% (K. Ramstad 2011)

Grunn geotermisk energi kan dermed bidra til å lette den fremtidige energisituasjonen der en bruker mindre elektrisitet til oppvarming. Dette har vist seg lønnsomt i Sverige. De har installert over 300 000 geotermiske anlegg og er verdenslendene (Hauge 2009). I Norge har vi vært litt på etterskudd, men de siste årene har det blitt installert flere tusen geotermiske anlegg også her (Kalskin Ramstad 2011). Da er det viktig at kunnskapsnivået hos norske aktører holder et høyt nivå. I denne oppgaven håper jeg å klarlegge enkelte sentrale aspekter.



### 1.3 Mål for oppgaven og begrensninger

Målet for oppgaven er å klargjøre hvilke forhold som kreves for å oppnå en effektiv utnyttelse av grunn geotermiske energi for norske forhold. I dette inngår det å studere hvor dyp en geotermisk brønn bør være for å dekke ett gitt effektbehov, og hvor lang levetid brønnen vil ha. Oppgaven vil se på og gjør rede for trykktapet som vil oppstå. Det er naturlig å se på forskjellige dybder av energibrønnene, ulik design, samt hvordan trykktap og opphenting av varme opptrer og påvirker anlegg og nærmiljø.

### 1.4 Problemstilling

Hovedproblemstillingen er:

- Hvordan påvirker dimensjonering og valg av boreddybde, varmepumpe og kollektor virkningsgraden, driften og levetiden av anlegget? Hvordan konstruere et grunt geotermisk anlegg slik at en minimerer driftskostnadene uten å øke investeringskostnadene?

For å svare på dette har jeg delt opp problemstillingen i underpunkter:

- a) Hvilke forhold gir gode driftsvilkår og høy effektfaktor for varmepumpen?
- b) Hvordan påvirker mengden kollektorvæske effektiviteten til anlegget?
- c) Hvordan foregår energiuthenting av berggrunnen?
- d) Hvilke faktorer påvirker temperaturfallet i brønnen?
- e) Hvordan kan et samspill med solfangere forbedre anlegget?
- f) Hva forårsaker trykktapet i kollektorkretsen?
- g) Hvilke konsekvenser har trykktap og hvordan kan det minimeres?
- h) Hvilke faktorer er kritisk med tanke på dimensjonering av anlegg?
- i) Hva påvirker driftskostnadene og totalregnskapet?

## 1.5 Metode

Oppgaven starter med en teoridel som er generelt rettet inn mot både globale og norske forutsetninger. Ut i fra dette gjøres en vurdering av hvilke løsninger som er mest aktuelle for norske forhold. Deretter følger teoretiske aspekter som påvirker lønnsomheten og effektiviteten. En videre vurdering omhandler kjente utfordringer og nye løsninger som kan bidra til å øke effektiviteten til et grunt geotermisk system. Ikke minst dimensjonering og utforming. Et geotermisk varmepumpesystem består av mange komponenter som påvirker hverandre. Dermed kan det være utfordrende å sammenstille et anlegg der alle faktorer er kalkulert for og medregnet.

Datamaterialet som benyttes i teoridelen er hentet fra skriftlige kilder som bøker, rapporter, forskningsartikler, akademiske avhandlinger, relevante internettsider og samtaler med personer i bransjen. For at innsamlet datamaterialet skal gjenspeile virkeligheten, er kildekritisk vurdering viktig. Samtidig er det viktig å velge oppdaterte og originale kilder.

Til slutt i oppgaven er det en del som omhandler drift, lønnsomhet og kostnader ved et geotermisk anlegg. Disse viktige faktorene må være på plass hvis noen skal ønske å investere i et slikt anlegg.

## 2. Geotermisk energi

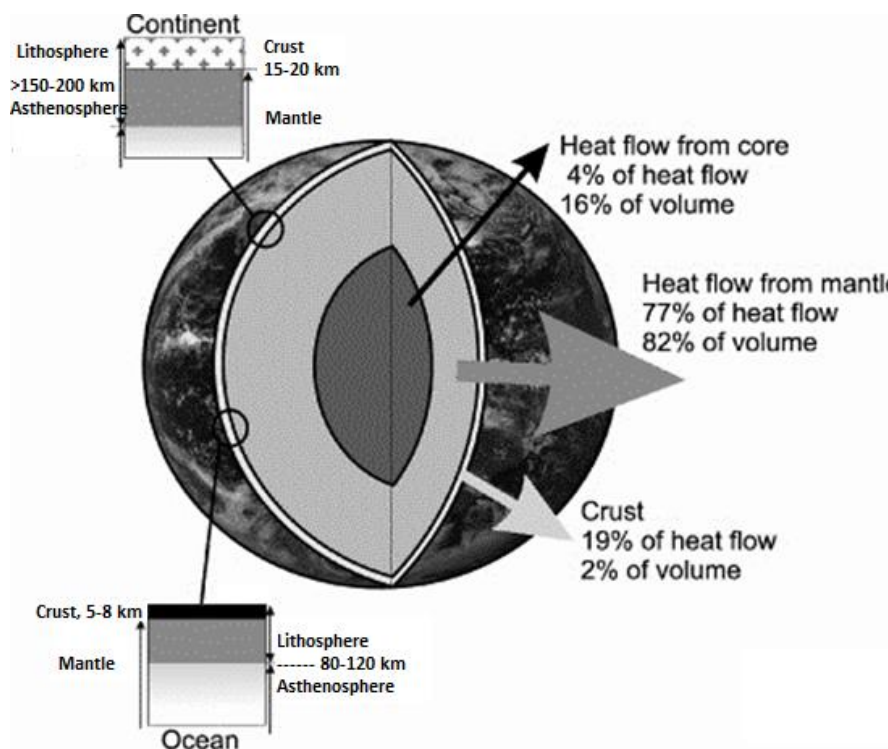
Samfunnet må redusere klimagassutslippene og opprustes for å takle morgendagens energifordringer, likeså vurdere geotermiske energiløsninger. Et viktig spørsmål som må avklares, er om geotermisk energi kan karakteriseres som en fornybar energikilde. Dette er viktig når en skal utvikle et bærekraftig samfunn. En klassisk definisjon av bærekraftig utvikling har en fra Brundtlands kommisjonen. Den sier at en bærekraftig utvikling er en utvikling som tilfredsstiller dagens behov uten å ødelegge fremtidige generasjoners muligheter til å tilfredsstille sine. For å avgjøre dette må en ha klarhet i hva geotermisk energi faktisk er og hvordan den utnyttes.

Geotermisk energi er varme lagret og produsert i bakken. Denne varmen er ikke uniformt fordelt, men varierer både med dybde, berggrunn og geografisk plassering. Dette resulterer i skiller mellom områder med stor energitetthet, altså høy-entalpi og områder med lavere entalpi der energitettheten er lavere. I geotermisk sammenheng gir lav-entalpiområder typisk en temperatur på under 40°C og vil omfatte dybder ned mot 300 meter (Banks 2012).

Geotermisk energi er lett tilgjengelig enkelte steder. Dette er gjerne karakteristiske områder preget av varme kilder, geysirer og vulkansk aktivitet. De tidlige polynesiske menneskene som bosatte New Zealand i tusen år før de europeiske oppdagerne kom på attenhundretallet, hadde tatt i bruk denne lett tilgjengelige energien. De brukte varm damp fra geotermiske kilder til matlaging og oppvarming. Varmt vann ble brukt til vasking og helbredende bad. Det er gjort historiske funn som viser at romerne og grekerne utnyttet varme kilder. Romerske bad og enkelte finere boliger var ofte tilkoblet de geotermiske kildene med enkle rørsystemer som sikret oppvarming og helbredende badevann (Boyle 2004).

### 2.1 Energi fra jorda og sola

De fleste av dagens fornybare energikilder er sterkt avhengig av værforhold som nedbør, vind og sol. Geotermisk energi derimot er en svært stabil kilde som i hovedsak utnytter lagret energi. Hvert år strømmer det  $10^{21}$  joules opp av jordoverflata (Boyle 2004). Denne energien har sitt opphav flere steder og er illustrert i Figur 2. Som antydnet er det en stor andel energi som kommer fra jordskorpa, selv om den kun utgjør 2 % av jordas volum.



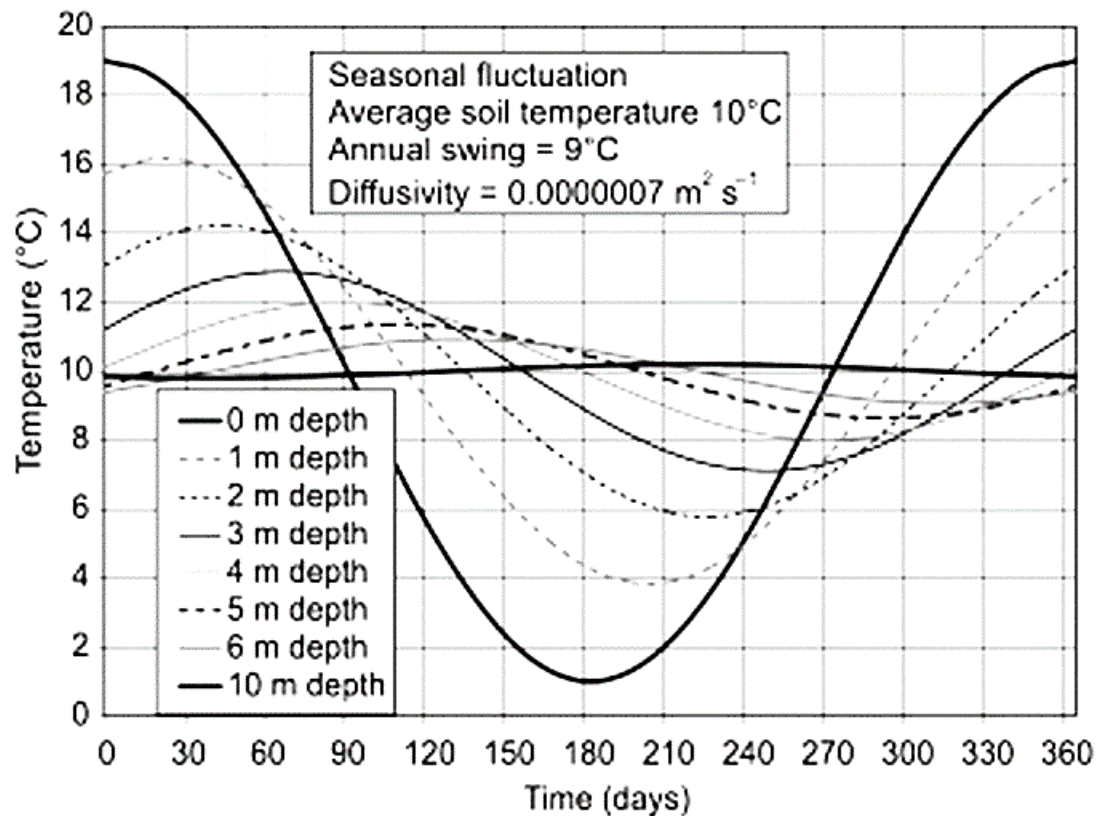
Figur 2. Figuren viser den strukturerte oppbygningen av jorda og prosentvis hvor mye av energien som kommer fra henholdsvis kjernen, mantelen og jordskorpa (Banks 2012).

Jorda ble dannet for omtrent 4600 millioner år siden og store mengder energi ble omdannet til varme. Det er fortsatt rester av denne varmen lagret i jorda. Etter dannelsen har jorda vært utsatt for kjøling, resultatet er en kjerne som holder en temperatur på rundt 7000 °C. Men hvis det bare hadde vært denne restvarmen som varmet jorda, ville jorda vært helt nedkjølt i løpet av 100 millioner år. Dette kalkulerte Lord Kelvin allerede i 1862 (Lewis 2000). Det Lord Kelvin ikke visste var at jorda inneholder små mengder med radioaktive isotoper som produserer varme ved desintegrasjon. I hovedsak er det snakk om Uranium-238, Thorium-232 og Kalium-40. Denne varmen utgjør halvparten av de  $10^{21}$  J som kommer opp av bakken (Boyle 2004).

For grunnere dyp er det energibidraget fra solinnstrålingen som dominerer. Som en ser av Figur 3, er årlig innstrålt effekt i snitt 342 W per  $m^2$  av jordoverflata. Noe av innstrålingen blir reflektert underveis, men litt under halvparten av energien vil bli absorbert av bakken. Dette er energi som trenger ned i og varmer opp bakken. Når en snakker om grunn geotermisk energi sikter en til de øverste 400 meterne av jordoverflata. Her kommer mye av energien fra solinnstrålingen med et lite bidrag fra radioaktive isotoper og restvarme fra jordas dannelse (Rybach 2012).



bakketemperatur på  $10^{\circ}\text{C}$  og med en diffusivitet til bakken på  $7 \times 10^{-7} \text{ m}^2\text{s}^{-1}$  (Banks 2012). Som en ser av figuren reduseres påvirkningen fra overflaten fort med økende dybde og allerede ved 10 meters dyp har vi en tilnærmet nøytral dybde. Det oppstår i tillegg en faseforskyvning.

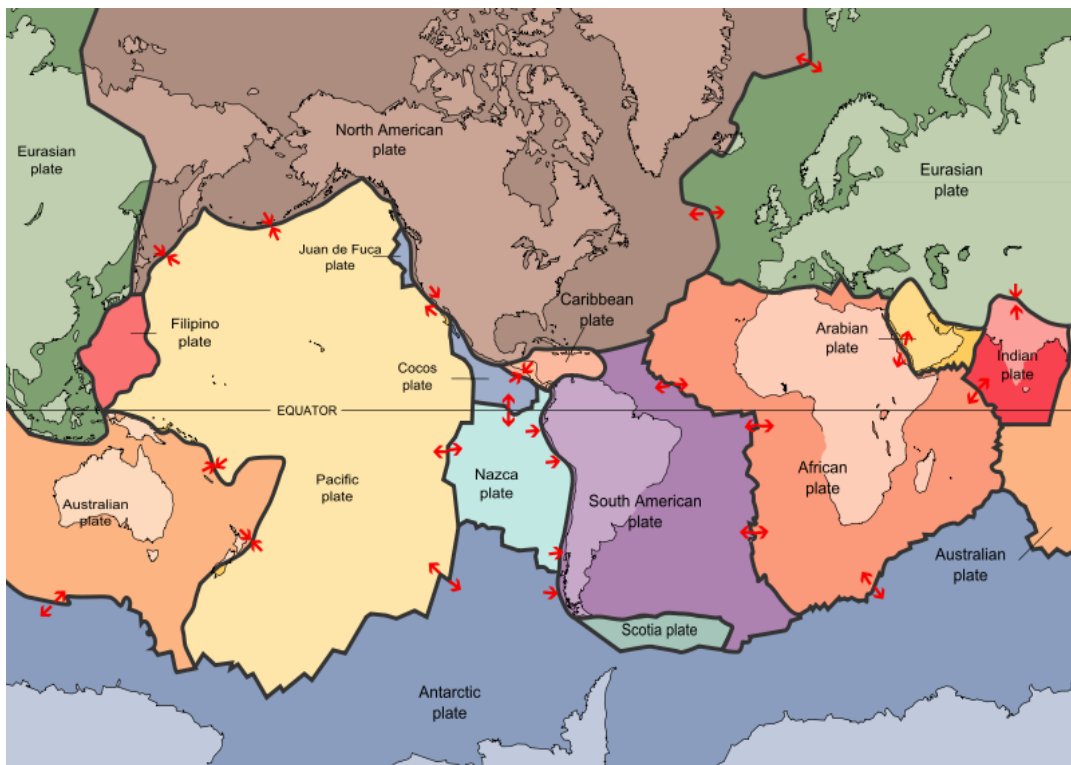


Figur 4. Grafen viser temperaturvariasjonen i bakken kalkulert ut fra formel 1 ved ulike dybder over et år. Med en sesongvariasjon på temperaturen på  $9^{\circ}\text{C}$ , en gjennomsnittlig bakketemperatur på  $10^{\circ}\text{C}$  og diffusiviteten til bakken er på  $7 \times 10^{-7} \text{ m}^2\text{s}^{-1}$  (Banks 2012).

Selv for grunn geotermisk energi har en andre energibidrag som ikke kommer fra overflaten. Temperaturfluksen grunnet varmetransport ut fra jordas kjerne og radioaktiv nedbrytning resulterer i at temperaturen stiger for dybder større enn nøytralflaten. Denne temperaturstigningen medfører en temperaturgradient, som varierer fra sted til sted, men er avgjørende for bruksmulighetene til geotermisk energi. Hvis en ser bort fra områder med unormalt gode forhold, grunnet vulkansk aktivitet eller lignende, er temperaturgradienten ofte mellom 0,01 og 0,03 kelvin per meter. Det vil si  $10\text{-}30 \text{ K km}^{-1}$  og tilsvarer en varmekraft på  $40\text{-}100 \text{ mW m}^{-2}$  (Banks 2012).

### 2.3 Høytemperaturområder

Høytemperaturområder eller såkalte «hot spots» er områder med en høyere temperaturgradient enn berggrunnen rundt. Dette er områder som ofte har geysirer, kokende gjørme og varme kilder. Det er gjerne vulkanske områder lokalisert til grenseområdet mellom to kontinentalplater. Den mest kjente er stillehavsplaten, som er den største av dem. Det omkransende grenseområdet kalles gjerne Ildringen, og består av en rekke med hundrevis av vulkaner. Som en ser i Figur 5, gir platebevegelsene gode forhold for geotermisk energiutnyttelse langs deler av vestkysten av USA, men en må også legge merke til øyene New Zealand og Island. Begge ligger på grensen mellom to kontinentalplater og har tradisjon for å utnytte de lett tilgjengelige ressursene.



Figur 5. Her ser en de ulike kontinentalplatene og deres bevegelser (Tilling 2009).

### 2.4 Anvendelse av geotermisk energi

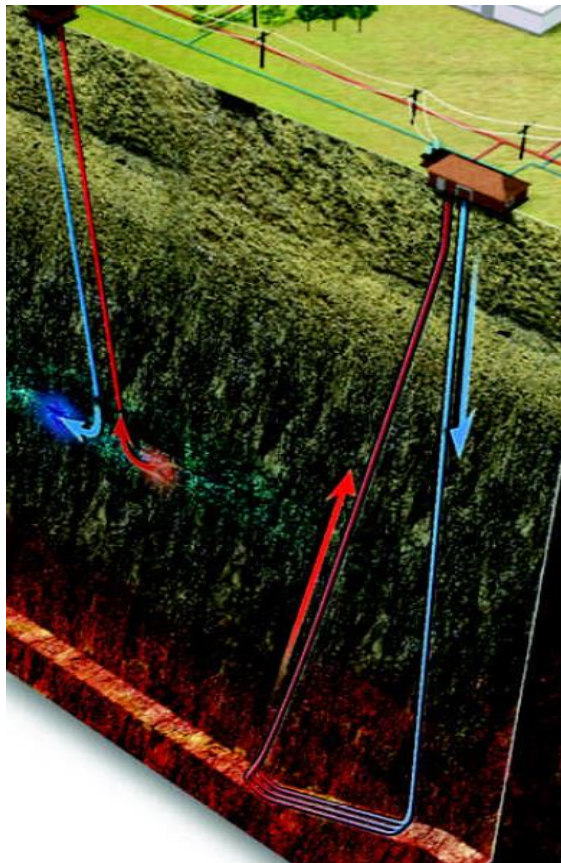
Fra da de gamle romerne levde har bruken av geotermisk energien utviklet seg. I dag har en mange anvendelsesområder, men bruken er avhengig av tilgang og behov. Utnyttelse av geoenergi krever ulike opptakssystemer som gjerne inndeles slik: (Energi 21; Evensen 2011).

#### 2.4.1 Naturlige hydrotermiske systemer

Består av varme grunnvannskilder ned til 3000 meters dyp. Blir brukt til direkte oppvarming og strømproduksjon der temperaturen er høy nok. Et typisk system er illustrert til venstre i Figur 6.

#### 2.4.2 Konstruerte geotermiske systemer

Er konstruerte systemer i krystallinske bergarter der det ikke finnes naturlige strømningsveier i berggrunnen. Dette krever avanserte teknikker og er enda på utviklingsstadiet. Et typisk system er illustrert til høyre i Figur 6.



Figur 6. Illustrasjon av et naturlig hydrotermisk system (til venstre) og et konstruert geotermisk system (til høyre) (Rock Energy AS 2014).

#### 2.4.3 Åpne og lukkede systemer

En skiller mellom åpne og lukkede system. I det åpne vil den varme bærende væsken hente ut energi fra kilden ved å sirkulere gjennom sprekker og porer i berget. I et lukket system vil den ikke være i direkte kontakt med berggrunnen, men sirkulere gjennom kolektorslanger i grunnfjellet. Et naturlig hydrotermisk system er et åpent system og et konstruert geotermisk system er gjerne lukket.



#### 2.4.4 Grunne geotermiske systemer (GSS)

Grunne geotermiske systemer muliggjør utnyttelse av energien i den øverste delen av jordskorpa. Vanlig dybde for et slikt er gjerne 250 meter, men både dypere og grunnere GGS er vanlige. De består i hovedsak av lukkede energibrønner i fastfjell og løsmasser, eller utnytter naturlige sirkulasjonssystemer i grunnvannet. GGS er som oftest tilknyttet varmepumper og benyttes til oppvarming og kjøling (Energi 21; Evensen 2011). Det er slike systemer som er mest aktuelle til oppvarmingsformål, er mest anvendelig i de aller fleste situasjoner og dermed hva denne oppgaven kommer til å se nærmere på.

#### 2.5 Grunn geotermisk energi og geologiske forhold

Grunn geotermisk energi er en betegnelse som brukes om energien enn finner i den øverste delen av jordskorpa. Her er det energien fra solinnstrålingen som dominerer. Siden en ønsker å «fange» solvarmen i bakken er det ønskelig å ha en tett og isolerende overflate. I tillegg kan lokal radioaktivitet i berggrunnen gi et markant bidrag.

I tillegg til et isolerende lag med sedimenter i overflaten er det ønskelig med bergarter med stor varmekapasitet. Samtidig er det en fordel at berget leder varme relativt godt slik at en lettere kan hente opp varmen.

Årsaken til at grunn geotermisk energi er såpass utbredt er at den kan utnyttes de fleste steder. Selv om en ikke befinner seg i et høytemperaturområde der energien kan utnyttes direkte, vil et GGS kunne tilknyttes en varmepumpe. Gjennom tilknytningen til varmepumpen dannes et anlegg som er anvendelig og leverer kjøling i varme strøk, oppvarming i kaldere klima, eller begge deler hvis ønskelig.

Det er oppdaget spesielle forhold i urbane strøk. En effekt er en høyere grunntemperatur enn for det tilstøtende området. Et område med en slik egenskap har fått navnet urban varmeøy og kommer hovedsakelig av at jordoverflaten er endret grunnet bybebyggelse. I tillegg til at asfalt og bygninger absorberer mer solinnstråling, så fungerer de også som et isolerende lag som gjør at bakken holder bedre på varmen.

En direkte årsak til høyere temperaturer i grunnen er det faktum at bygninger, kjøretøy, kloakksystemer og tilsvarende leder varme ned i jorda. Et typisk eksempel finner en i London.

Der har undergrunnsbanen generert varme over mange tiår. Tunnelene er dårlig ventilert og under en heteperiode i 2006 ble det målt temperaturer på opp mot 47 °C (Griffiths 2006).

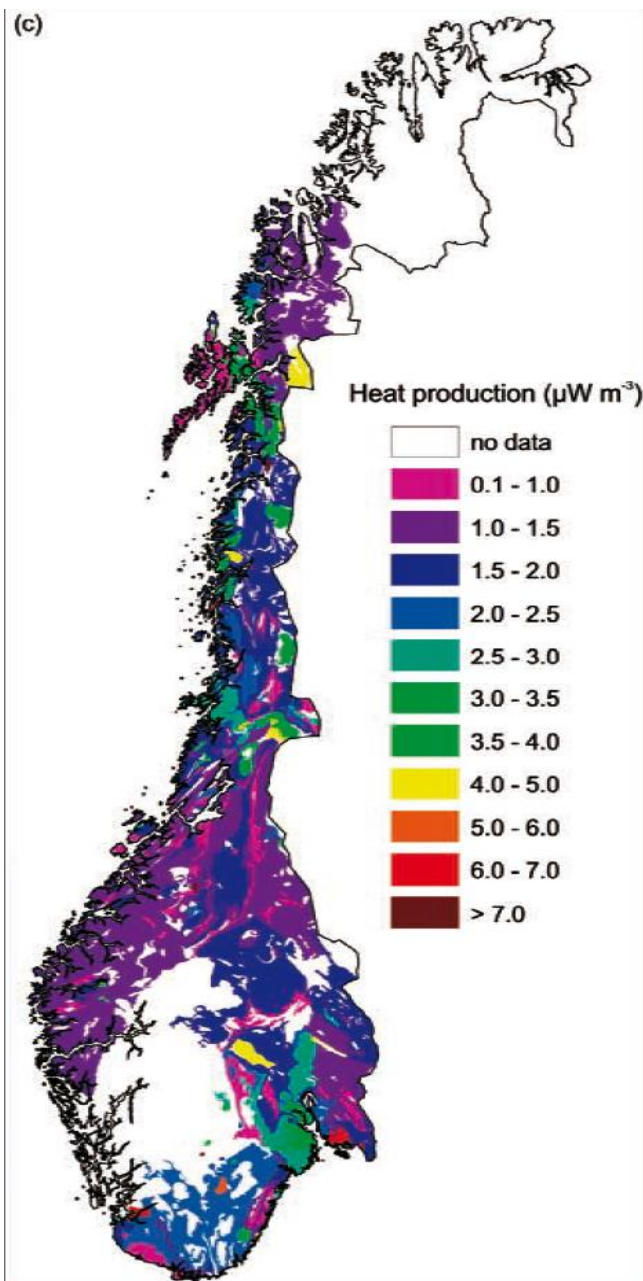
Fra et kritisk synspunkt er dette kun et eksempel på menneskelig oppvarming av jorda, med et optimistisk synspunkt kan en se på dette som en mulighet til å lagre spillvarme i jorda for senere å bruke den til oppvarming (Gago et al. 2013).

## 2.6 Norske forhold og bruk av geotermisk energi i Norge

I Norden og Norge har en ofte et stort oppvarmingsbehov om vinteren. Samtidig som behovet er størst er mulighetene for å høste energi minst. Solinnstrålingen er lavest om vinteren og enkelte steder er den til og med fraværende som en følge av mørketid. Samtidig er både luft- og vanntemperaturen nokså lav. Selv om vintrene er kalde er somrene relativt varme, noe som rent klimatisk sett er gunstig for bruk av grunne geotermiske systemer. Bakken varmes opp om sommeren og brukes som kilde om vinteren.

Norge befinner seg godt inne på den eurasiske platen og uten betydelig høytemperatur-områder. Norsk berggrunn har derimot en viss varmeproduksjon grunnet radioaktive isotoper. Der mer enn 98% av dagens varmeproduksjon er en følge av nedbrytningen av Uran-238, Thorium-232 og Kalium-40 (Slagstad 2008).

Selv om Norge ikke befinner seg i et område med høye temperaturgradienter er forholdene godt egnet til bruk av geotermiske varmepumper. I 2011 ble det utført en kartlegging av det økonomiske potensialet på oppdrag fra Norges vassdrag- og energidirektorat. Den dokumenterte at hele varme- og kjølebehovet i Norge kan dekkes av GGS tilknyttet varmepumper (Kalskin Ramstad 2011).



Figur 7. Gjennomsnittlig varmeproduksjonen i norsk berggrunn (Slagstad 2008)

Den gjennomsnittlige varme produksjonen i berget for ulike områder av landet er vist i Figur 7. Som en ser er det gode forhold flere steder. Det er generelt gode forhold på Østlandet, men i enkelt andre områder kan det også være gode forhold. Det er bergartene som avgjør varmeproduksjonen.

I Osloområdet og sørøstover er det mye iddefjordgranitt, en bergart som bidrar til høyere radioaktivitet i fjellet. I områdene rundt Lofoten befinner det seg rester av gamle vulkanske bergarter. Vulkanske steiner inneholder ofte en større andel radioaktive isotoper med lang halveringstid. Geologer tror derfor at det er disse vulkanske bergartene som fortsatt produserer varme (Slagstad 2008).

I tillegg til at Oslo-området har mye iddefjordgranitt er berggrunnen mye yngre enn det omkringliggende grunnfjellet. Jordskorpen her ble for om lag 300 millioner år siden utsatt for en strekking i øst-

vestlig retning. Dette medførte i en riftsone i jordskorpen som strekker seg fra det nordlige Mjøsa og utover i Skagerrak. Dette området omtales ofte som Osloriften.

Beveger en seg bort fra fastlandet har Svalbard jevnt over noe bedre forhold. Som vist øverst i Figur 5, ligger Svalbard mye nærmere kanten av kontinentalplaten og har dermed en høyere temperaturgradient enn fastlands-Norge. I tillegg finnes det områder med forekomster av varmt grunnvann og varme kilder. Et eksempel er Jotunkjela ved Bockfjorden som holder over 20 °C hele året. Svalbard har i tillegg et stort oppvarmingsbehov som en følge av klimaet. I

motsetning til fastlandet har Svalbard mangel på vannkraft og liten utnyttelse av fornybar energi. I 2007 var det totale forbruket på 70 000 tonn kull og 10 000 tonn diesel (Midttømme et al. 2013).

## 2.7 Miljøpåvirkninger

Geotermisk energi regnes som å være relativt miljøvennlig, men det har forekommet utslipp av gasser og væsker med uønskede effekter på miljøet. Andre konsekvenser kan være støy og små jordskjelv ved boring. Samtidig kan en risikere nedkjøling, permafrost og landsenkning ved feil dimensjonering og bruk.

Landsenkning oppstår svært sjeldent med lukkede GGS. Hovedårsaken til landsenkning er en opp-pumping av grunnvann med fraværende eller utilstrekkelig reinjeksjon. Dermed endres trykkforholdene og grunnvannsnivået og nærliggende landområder kan synke. En typisk landsenkning er som oftest på et par centimeter, men ved Wairakei-anlegget i New Zealand oppstod det en senkning på hele tre meter. Lavere trykk i grunnen medfører også en lavere varmeproduksjon. En annen konsekvens er at naturlige fenomener og turistattraksjoner som varme kilder og geysirer kan forsvinne. Dette har vært et problem og skapt utfordringer flere steder, spesielt i Japan (Boyle 2004).

I dag er reinjeksjon av grunnvann nærmest standard og landnivået, naturlige kilder og energiproduksjonen blir vanligvis lite påvirket. En stor diskusjon har vært om geotermiske anlegg øker den seismiske aktiviteten. Steder som er spesielt egnet for utnyttelse av geotermisk energi har som oftest noen naturlige jordskjelv. Det har vist seg at boring og kunstig sprekkdannelse kan føre til en økning i småskjelv. Under selve driften av anlegget har det vist seg at hvis en reinjiserer grunnvann i feil dybde kan det medføre sprekkdannelser og økt seismisk aktivitet. Er grunnvannet derimot injisert i det samme nivået som den produserende akvifieren vil det ikke øke den seismiske aktiviteten nevneverdig (Boyle 2004).

I geotermisk sammenheng er forurensende gasser i hovedsak ikke-kondenserbare gasser som karbondioksid, hydrogensulfid, svoveldioksid, hydrogen, metan og nitrogen. Hydrogensulfid har en karakteristisk lukt av råtne egg. Denne lukten har tradisjonelt sett vært til stede ved eldre anlegg, ved nyere anlegg er det mindre utslipp og lukten er borte. Det internasjonale geotermiske forbundet, IGA kom i 2002 med en undersøkelse av karbondioksidutslippene ved eksisterende kraftproduserende anlegg. Tallene varierte fra 4 til 740 gram per kWh med et

gjennomsnitt på 122 (Bertani & Thain 2002). Til sammenligning vil et moderne fossilt naturgasskraftverk operere i området 460 gram per kWh og et moderne kullkraftverk vil ligge på omtrent 960 gram per kWh (Boyle 2004).

I grunnvannet en pumper opp er det ofte oppløste mineraler som silisiumdioksid, tungmetaller, natrium, kaliumklorid og karbonat, avhengig av berggrunnen. I dag er ikke forurensning fra vannet lenger noe problem siden det ofte blir reinjisert.

For anlegg med lukkede kollektorsystemer, som denne oppgaven prioriterer, vil det hverken bli frigjort forurensende gasser eller væsker under driften av anlegget. Mineralene i grunnvannet forårsaker om noe, kun tekniske utfordringer med tanke på korrosjon og lignende.

I norsk berggrunn, spesielt i områder med mye granitt kan det forekomme radon. Radon er en gass som er et reaksjonsprodukt av uran og som forekommer når uran brytes ned. Radon er en edelgass som har vanskelig for å reagere med andre stoffer. I stedet lagres den i luftlommer i jorda eller siver opp til overflaten. Radon er helseskadelig og blir sett på som en av de største årsakene til lungekreft. Spesielt vil en kombinasjon av røyking og radoneksponering 20-doble sannsynligheten for kreft i forhold til ikke-røkere (Statens strålevern 2014).

Selve boringen kan føre til at noe mer radon vil sive opp av jorda, men det er lite som tyder på at driften av geotermiske anlegg øker forekomsten av radongass (Barbier 2002). Statens strålevern tilrår likevel alle å foreta målinger av radon i norske boliger, uavhengig av om det benyttes geotermisk energi (Statens strålevern 2014).

### 3. Varmepumper med bakken som kilde

Selv om luft til luft varmepumpen fortsatt er mest utbredt i Norge, har leveransen av vannvarmepumper økt jevnt de siste 10-15 årene. Dette er en teknologi som er bedre tilpasset nordiske forhold med gode forhold hele året gjennom. Med varmepumper generelt har det oppstått en rekke problemer. Lavere års-systemvirkningsgrad enn forventet og driftsproblemer har vært årsaken til en del reklamasjoner. Men det er ikke nødvendigvis varmepumpene det er noe feil med.

#### 3.1 Effektivitet

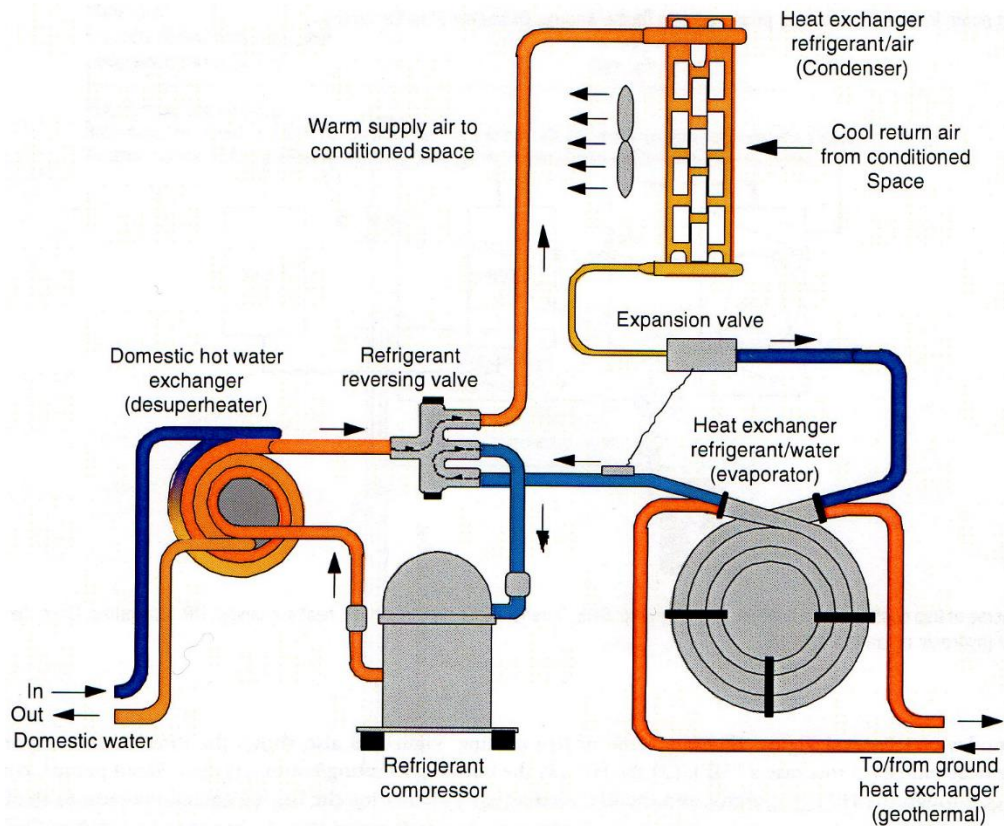
Grunnen til at en ofte trekker frem varmepumper som en bedre varmekilde enn direkte bruk av elektrisitet er at den er mer effektiv og dermed mere lønnsom og miljøvennlig. Varmepumpen utnytter høyverdig elektrisk energi til varmeproduksjon. Hvor mye energi en får ut i form av varme i forhold til den elektrisiteten en putter inn omtales som varmepumpens effektfaktor, eller «Coefficient Of Performance» (COP):

$$COP = \frac{Q}{W} \quad (2)$$

Her er Q levert varme og W er forbruket av elektrisk energi.

Det arbeidet varmepumpen gjør blir utført ved hjelp av en kompressor. Hele oppsettet av en varmepumpe som leverer varme er illustrert i Figur 8.

Effektfaktoren vil kun gjelde for en varmepumpe der det elektriske arbeidet blir utført av selve varmepumpen. Når det gjelder vannvarmepumper og en del andre systemer, er de ofte avhengige av en ekstern sirkulasjonspumpe. Da må det arbeidet som sirkulasjonspumpen gjør inkluderes i beregningen.



Figur 8. Figuren illustrerer oppsettet av en varmepumpe som leverer varme (Oklahoma State University).

Når en skal fastslå hvor effektivt et anlegg er blir det feil å se på COP for enkeltidspunkt. En må ta høyde for variasjoner gjennom året og dette kommer til uttrykk i årsvarmefaktoren, også omtalt som «Seasonal Performance Factor» (SPF). Her tar en hensyn til alt elektrisk arbeid både fra varmepumpe og sirkulasjonspumpe, og sammenligner det med levert varme over et helt år. Dette er altså gjennomsnittlig COP for anlegget over et år:

$$SPF = \frac{\bar{Q}}{\bar{W}} \quad (3)$$

Der  $\bar{Q}$  er gjennomsnittlig levert varme over et år og  $\bar{W}$  er det gjennomsnittlige forbruket av elektrisk energi over et år.

Effektiviteten til en varmepumpe er avhengig av inngangs-temperaturen til kollektorvæsken. For hver grad en hever temperaturen på varmekilden vil effektfaktoren øke med omtrent 4%. På samme måte vil varmepumpen være mer effektiv ved lavere temperaturløft. Det er dermed en viktig faktor hva varmen skal brukes til og hvilket distribusjonssystem en anvender (Stykket 2008). Nedenfor følger en tabell med typiske årsvarmefaktorer for en rekke varmedistribusjonssystemer:

Varmedistribusjonssystem (tur/retur temp)	Anleggets årsvarmefaktor (SPF)
Gulvvarmesystem (40/30°C)	4-5
Lavtemperatur radiator (55/45°C)	3-3,5
Høytemperatur radiatorer (80/60°C)	2-2,5

Tabell 1. Tabellen viser en typiske varmedistribusjonssystemer med tur- og returtemperaturer sammen med tilhørende årsvarmefaktor (Stykket 2008).

Som en ser av Tabell 1. vil forskjellen i temperaturløftet fra 40 til 80 °C kunne halvere årsvarmefaktoren.

### 3.2 Luft- kontra vann-varmepumpe

Når folk flest hører ordet varmepumpe tenker de på den tradisjonelle luftvarmepumpen. Teknologien har utviklet seg de siste årene og luftvarmepumpen har fått en forbedret effektfaktor for de kaldeste dagene. Likevel er det slik at når lufttemperaturen ute kryper ned på -5 til -10 °C vil den ikke kunne konkurrere med en bergvarmepumpe. Som Figur 4. illustrer vil bergvarmepumpen operere under stabile forhold. Om vinteren kan det tilsvare en temperaturforskjell på 20-30 K mellom varmekilden til en luftvarmepumpe og en bergvarmepumpe med energi-brønn. Hvis en da benytter 4%-regelen vil det utgjøre en forskjell på 80-120% i effektfaktoren.

Luftvarmepumpens fortrinn er den overkommelige anskaffelsesprisen. Et GGS faller dyrere uansett, så spørsmålet er hva som er mest lønnsomt over tid.

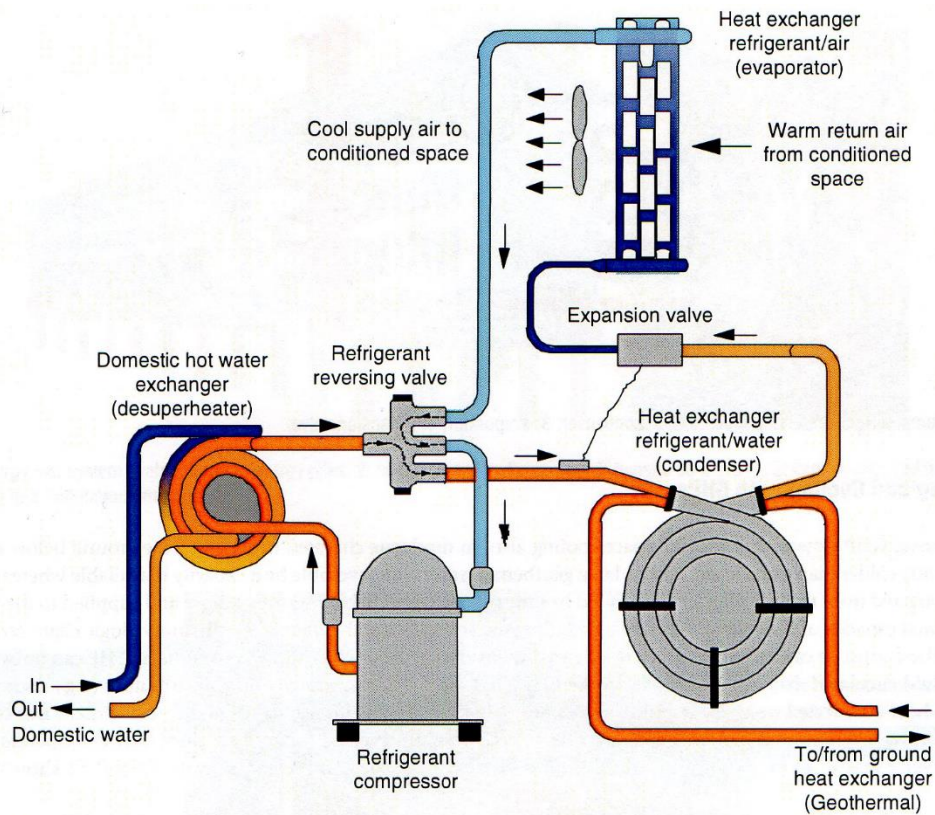
### 3.3 Kjøling –reversert kjøring

Som nevnt kan vannvarmepumper som bruker berget som varmekilde lett reverseres. For skandinaviske forhold er det spesielt i større bygg en har behov for kjøling på varme sommerdager. I varmere klima kan kjølebehovet dominere over varmebehovet. Slik er det enda ikke i Norge, en varmepumpe i kjøledrift omtales gjerne som maskinkjøling.

Et annet alternativ til maskinkjøring er det som omtales som fri- eller passivkjøling. Hvis en skal kjøle et bygg som holder 20-25°C er temperaturen på kollektorvæsken ofte tilstrekkelig lav til at den kan brukes direkte til kjøling uten bruk av varmepumpen. Dette er en svært effektiv måte å kjøle en bygning på siden en kun trenger elektrisitet til å drive sirkulasjonspumpen. En oppnår gjerne en årsvarmefaktor for fri-kjøling på over 10 (Kalskin Ramstad 2011). Temperaturdifferansen mellom kjølevæsken og lufta vil være relativt lav, og det er dermed behov for et stort areal med varmevekslere i bygningen.



Kollektorvæsken vil ikke få den samme temperaturforandringen som ved vanlig kjøring, dermed er også temperaturredifferansen i forhold til fjellet beskjeden. En trenger dermed også et stort området for varmeveksling i grunnen, altså tilstrekkelig med borehull. Dette er kritisk hvis en skal designe et anlegg som skal levere både varme og passivkjøling.



Figur 9. Figuren illustrerer oppsettet av en varmepumpe som leverer kjøling (Oklahoma State University).

Når varmepumpen kjører reversert vil den lavere temperaturen i grunnen utnytted. Tilbake får enn en noe høyere temperatur som lagres i berget. Her er altså boligen varmekilden og bakken batteriet. Oppsettet er illustrert i Figur 9. På denne måten oppnår man en høyere temperaturredifferanse mellom kjølemediet og lufta. Dette innebærer at en trenger mindre områder for varmeveksling både i bygget og i brønnen. Siden en nå kjører varmepumpen vil effekt-faktoren være lavere sammenlignet med passiv kjøling, men den vil likevel være 20-45% mer effektiv enn andre aktive kjølekilder (Kelley 2006).

Ved reversert kjøring trenger ikke varmepumpen å utføre et like stort arbeid som når den leverer varme. For nordiske forhold vil det si at i stedet for å løfte temperaturen med 30-70 K

trenger den kun å senke den med 3-15 K. Dette gir en høyere effektfaktor enn ved normal kjøring. For et system som har en væsketemperatur på 10 °C opp av fjellet, 4,5 °C etter varmpumpen og returnerer ned i fjellet igjen med en temperatur på 10 °C. Så vil en kunne få en effektfaktor på hele 6,5 (Banks 2012).

### 3.4 Ønsket væskestrøm over fordampere

Når en skal optimalisere et grunnvarmesystem er det viktig å forstå hvordan mengden kollektorvæske påvirker effektfaktoren til varmpumpen og den totale virkningsgraden.

Væskestrømmen inn til fordampere på varmpumpen er avhengig av sirkulasjonen i den indre kretsen. Denne kretsen er som oftest avskilt fra den kaldere ytre kretsen som er fylt med kollektorvæske og går gjennom energibrønnen. Det som skjer når en øker sirkulert mengde kollektorvæske er at varmestrømmen inn mot varmeveksleren øker. I følge termodynamikkens første lov vil varmeoverføringen mellom kald side til varm side være lik stor som varmeoverføringen mellom varm side til kald side (Cengel 2011):

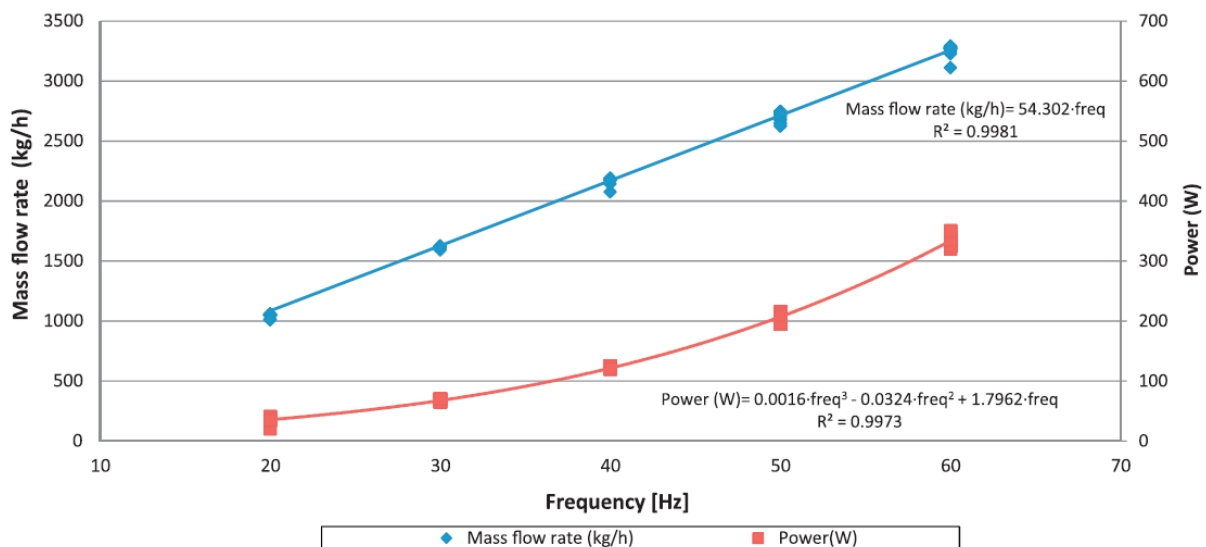
$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,ut} - T_{c,inn}) = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,inn} - T_{h,ut}) \quad (4)$$

Her er  $\dot{Q}$  overført varme,  $\dot{m}_c$  er massestrømmen på kald side,  $\dot{m}_h$  er massestrømmen på varm side,  $c_{pc}$  er den spesifikke varmekapasiteten til arbeidsmediet i den indre kretsen og  $c_{ph}$  er den spesifikke varmekapasiteten til kollektorvæsken i den ytre kretsen.  $T_{c,ut}$  er temperaturen på arbeidsmediet på tur ut fra varmeveksleren,  $T_{c,inn}$  er temperaturen på arbeidsmediet på tur inn til varmeveksleren,  $T_{h,inn}$  er temperaturen på kollektorvæsken på tur inn til varmeveksleren og  $T_{h,ut}$  er temperaturen på kollektorvæsken på tur ut fra varmeveksleren (Cengel 2011).

For varmpumpen vil dermed en større sirkulert mengde kollektorvæske bidra til at temperaturforskjellen mellom kollektorvæsken og arbeidsmediet blir mindre. Dette innebærer et mindre temperaturløft for kompressoren og effektfaktoren vil øke (Montagud et al. 2014).

Når en designer anlegget er det viktig å ta høyde for en tilstrekkelig væskestrøm. Når systemet er designet og ferdig utbygd er det kun sirkulasjonspumpen som kan gjøre noe med væskestrømmen. En sirkulasjonspumpe leverer en større effekt ved en høyere elektriskfrekvens. Figur 10. viser sammenhengen mellom frekvensen til pumpen og væskestrømmen. Som en ser av figuren er det en lineær sammenheng mellom væskestrøm og frekvensen. Det er derimot

ikke en lineær sammenheng mellom frekvens og effekt og dermed vil en komme til et punkt der det ikke vil lønne seg å øke pumpeeffekten.



Figur 10. Væskestrøm og effektforbruk ved forskjellig frekvens på pumpen (Montagud et al. 2011).

Én fordel med å øke væskestrømmen er en høyere effektfaktor grunnet et mindre kompresorarbeid, på den andre siden vil pumpearbeidet bli høyere. Dette gjør at en har et skjæringspunkt der en vil oppnå høyest effekt og samtidig opprettholde et relativt lavt kompresjon- og pumpearbeid. Dette punktet gir en maksimal effektfaktor.

En annen faktor er at væskestrømmen også påvirker strømningsforholdene og varmeoverføringen i kollektoren. Selv om en finner ut hvilken væskestrøm som gir høyest effektivitet ved varmpumpen, må en beregne strømningsforholdene og varmeoverføringen i kollektoren.

### 3.5 Optimalisering og sikker drift

Det er en gang slik at selv om en konstruerer et anlegg etter de gjeldene forholdene og tar hensyn til alle kjente faktorer, så vet en ikke hvordan anlegget fungerer i praksis før en starter driften.

Det er i utgangspunktet svært lite vedlikehold som skal til på et geotermisk varmeanlegg, men en ting som må kontrolleres med jevne mellomrom er kollektorvæsken. I tillegg til oksidering av selve kollektorvæsken vil et lukket brønnsystem kunne få tre problemer (Doan 2014):

- Luft
- Korrosjon
- Sedimentering og belegg

Luft i anlegget kan være en følge av lekkasjer ved ventiler, pumper og luftsystemer. I tillegg til dårlig utlufting ved selve fyllingen av kollektoren, kan det dannes luftbobler ved påfylling av væske. I praksis er ingen anlegg helt lufttette. Dette fører til redusert levetid på væsken som en konsekvens av mer oksygen og en større grad av forråtning. Samtidig vil det føre til økt korrosjon og kortere levetid på vitale deler. Korrosjon er en konsekvens av spenningsforskjellen mellom to metallflater, der den med lavest potensial korroderer. Væsker som benyttes har ofte den egenskapen at de forsterker denne reaksjonen. Som en følge av korrosjon, urenheter eller høyt kalkinnhold i vannet vil det også oppstå belegg eller sedimentering.

For å hindre dette kan det være lurt å installere en vakuump-utlifter for å hindre luft, tilsette en korrosjonsinhibitor som KI-12 for å hindre korrosjon og installere et filtersystem for å fjerne partikler og smuss fra væsken. Alternativet kan være en drastisk forkortning av anleggets levetid og en situasjon der driften ikke lenger er like energieffektiv (Doan 2014).

### 3.6 Levetiden til varmepumpen

En varmepumpe består av den samme teknologien som den i et vanlig kjøleskap og fryser. I et vanlig hjem er dette teknologi som gjerne holder i 15-20 år uten problemer. Det er ingen teknisk grunn til at en varmepumpe ikke kan holde like lenge. Dette er maskiner som blir grundig prøvekjørt i testtrigger på fabrikk og som kontrolleres nøye før de slippes på markedet.

Den store forskjellen mellom kjøleskapet og varmepumpe er at kjøleskapet kommer komplett fra fabrikk. Varmepumpen derimot skal sammenkobles med energioptakssystemet og -distribusjonssystemet, noe som ofte er en utfordring. En uheldig installasjon vil gi varmepumpen unødvendige dårlige driftsbetingelser fra starten av. Det kritiske er at installatøren forstår forskjellen på hvordan en varmepumpen oppfører seg i et varmeanlegg i forhold til en el- eller oljekjele. En varmepumpe arbeider i prosesser for å hente varme inn i systemet, hvor både varmeopptak og varmeavgivelse er viktig (Stykket 2008).

## 4. Geotermiske energibrønner

En energibrønn er ofte en stor utgiftspost ved bygging av et grunt geotermisk system, men det er mange viktige faktorer knyttet opp mot energibrønnen. En feil her kan gjøre at et geotermisk anlegg aldri vil bli lønnsomt.

### 4.1 Varmeoverføring

Den viktigste mekanismen ved varmeoverføringen fra berget til kollektorvæsken er konduksjon. Når en derimot har grunnvannstrømninger er det konveksjon som vil dominere. Det samme gjelder for varmeoverføringen i energibrønnen. Naturlig og tvunget konveksjon vil drive den varme kollektorvæsken opp til overflaten og den kalde ned.

Konduksjon er kjent som varmeoverføring ved molekylær interaksjon. Molekylene overfører og sprer altså varme gjennom kollisjoner og vibrasjoner. Konduksjon har størst påvirkning i faste stoffer og kan uttrykkes slik:

$$\dot{Q}_{cond} = -\lambda A \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (5)$$

Her er  $\dot{Q}_{cond}$  overført varme ved konduksjon,  $\lambda$  er den termiske konduktiviteten til materialet,  $A$  er arealet på overføringsområdet og  $\Delta T$  er temperaturforskjellen over avstanden  $\Delta x$  som varmen blir overført over (Cengel 2011).

Som en ser av formelen for konduksjon, så er det en direkte sammenheng mellom varmeledningsevnen til berget og varmeoverføringen. Varmeledningsevnen til en del vanlige bergarter er gitt i Tabell 2.

For de aller fleste lukkede kollektorsystemer påvirkes varmeoverføring i berget lite av akvifær og grunnvann. Da kan en utelate konveksjon. Er det derimot store forekomster av akvifær må en medregne konveksjon. Ved konveksjon tar en hensyn til grunnvannets bevegelse, som potensielt kan være en stor energibærer og øke varmeoverføringen betraktelig. Varmeoverføringen mellom et fast stoff og et væske er gitt ved Newtons nedkjølingslov:

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_\infty) \quad (6)$$

Her er  $\dot{Q}_{conv}$  overført varme mellom fast stoff og væske ved konveksjon,  $h$  er konveksjonskoeffisienten,  $A$  er varmeoverføringsarealet,  $T_s$  er overflatetemperaturen til det faste stoffet og  $T_\infty$  er væsketemperaturen uendelig langt unna det faste stoffet. (Cengel 2011).

Bergart	Termisk konduktivitet, $\lambda$
Kambrosilurisk leirstein og skifer	2,0
Krittbergarter	2,0
Gabbro, dioritt, amfibolitt	2,8
Granitt	3,5
Gneis	3,5
Porfyr	3,5
Kalkstein og dolomitt	3,6
Eldre kvartsitt, sparagmitt, tillitt	5,0
Sandstein, kvartsitter og skifer	5,0

Tabell 2. Varmeledningsevnen til en rekke vanlige bergarter (Stykket 2008).

Den termiske motstanden er et mål på hvor stor temperaturdifferanse et objekt eller materiale må utsettes for, slik at det oppstår en gitt varmeoverføring (Cengel 2011).

$$R = \frac{\Delta T}{Q} \quad (7)$$

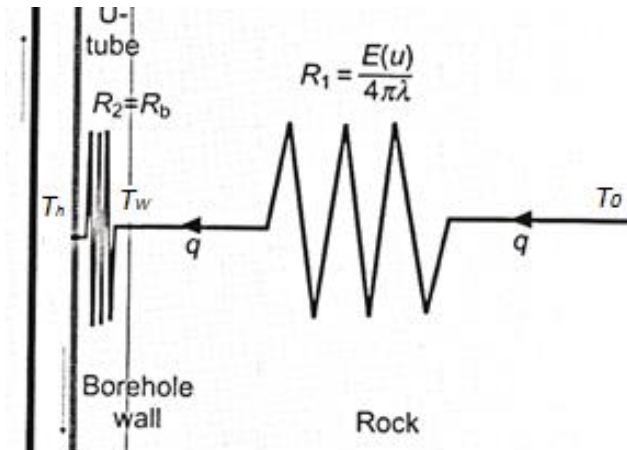
Her er  $R$  den termiske resistansen,  $\Delta T$  er temperaturdifferansen og  $Q$  er varmestrømmen.

I en energibrønn ønsker en størst mulig varmestrøm. Dermed må den termiske resistansen bli lavest mulig. Den totale termiske resistansen fra berggrunnen til det varmebærende væsken består av to komponenter.  $R_1$  som er den termiske resistansen til berggrunnen og  $R_2$  som er den termiske resistansen til energibrønnen. Den samlede resistansen  $R$ , er summen av  $R_1$  og  $R_2$  og opptrer som illustrert i Figur 11.

$R_1$  er ikke konstant men vil forandre seg med tiden som uttrykt i formel (8):

$$R_1 = \frac{E(u)}{4\pi\lambda} \approx \frac{1}{4\pi\lambda} \left[ \ln \left( \frac{4\pi t}{r_b^2 S_{VC}} \right) - 0,5772 \right] \quad (8)$$

Her er  $E(u)$  Theis brønn-funksjon,  $\lambda$  er den termiske konduktiviteten til bakken,  $t$  er tiden,  $r_b$  er radiusen på borehullet og  $S_{VC}$  er den volumetriske varmekapasiteten til bakken.



Figur 11. Illustrasjon av den termiske motstanden  $R$ , som er summen av den termiske motstanden til bakken  $R_1$  og den termiske motstanden til energibrønnen  $R_2$  i serie. På figuren er  $T_0$  temperaturen i uforstyrret berg,  $T_w$  er temperaturen til veggen i energibrønnen og  $T_h$  er temperaturen til kollekturvæsken (Banks 2012).

For å bestemme den termiske motstanden i en energibrønnen er det vanlig å foreta en termisk responstest. Grunnen til dette er at det er mange ulike forhold som påvirker motstanden. I tillegg kan det være varierende avstand mellom kollektorslangene og uregelmessigheter en ikke kan ta høyde for. Det tilbys en rekke analyseprogram som beregner termisk resistans til borehullet ut fra parametere som dimensjoner, kollektormateriale, avstanden mellom kollektorslangene, type kollekturvæske, strømningshastighet, borehulldiameter og egenskapene til fyllmassen (Banks 2012).

Flere har også foreslått forenklede formler for den termiske resistansen til energibrønnen. Et eksempel er modellen til Shonder og Beck som konkluderer med at energibrønnen sin termiske resistans kan uttrykkes ved hjelp av en relativ enkel formel:

$$R_b = \frac{\ln\left(\frac{r_b}{r_u}\right)}{2\pi\lambda_g} \quad (9)$$

Formelen gjelder for en enkel U-rør kollektor hvor  $r_u$  er radiusen til U-røret,  $r_b$  er radiusen til borehullet og  $\lambda_g$  er den termiske konduktiviteten til fyllmassen (Shonder & Beck 2000).

#### 4.2 Termisk responstest

En utfordring ved geotermisk energi er å skaffe seg en oversikt over berggrunnen og optimalisere energibrønnene slik at en oppnår høy effektivitet til lav pris. I dag er berggrunnen ofte kartlagt og det finnes en rekke simuleringsprogram til dimensjoneringen.

Som regel er en energibrønns egenskaper ukjent, men disse kan bestemmes lang på vei ved å gjennomføre en termisk responstest, som i sin tur vil bidra til å sikre en riktig dimensjonering av brønnparken

Formålet med en energibrønn er å overføre varme mellom berggrunnen og et varmebærende væske. Denne kjølingen påvirkes av den termiske motstanden i hullet. Motstanden kan bestemmes ved hjelp av en termisk responstest og brukes til å effektivisere uttaket av brønnen.

En starter testingen ved å måle normaltemperaturen i berget. Dette gjøres ved å sirkulere væske uten å tilføre energi. Temperaturen til væsken måles på vei inn og ut av brønnen og etter en tid vil den stabilisere seg. Denne temperaturen er normaltemperaturen. Så starter selve testen. Nå blir sirkulasjonsvæsken tilført en bestemt varme,  $Q$  og temperaturen ved inngangen og utgangen av kollektorkretsen måles og loggføres. Denne varmetilførselen gjør at temperaturen i sirkulasjonsvæsken øker. Økningen vil være kraftigst i begynnelsen, og etter en stund vil temperaturstigningen avta og stabilisere seg. Da slutter en å tilføre varme og testen avsluttes.

Etter utført test sitter en igjen med temperaturdata. En plotter så gjennomsnittsverdien for inn og utgangen av kollektorkretsen med hensyn på tid. Ut fra plottet kan en finne stigningstallet til grafen. Når en har denne verdien kan en beregne den midlere termiske konduktiviteten:

$$\lambda = \frac{Q}{4\pi kz} \quad (10)$$

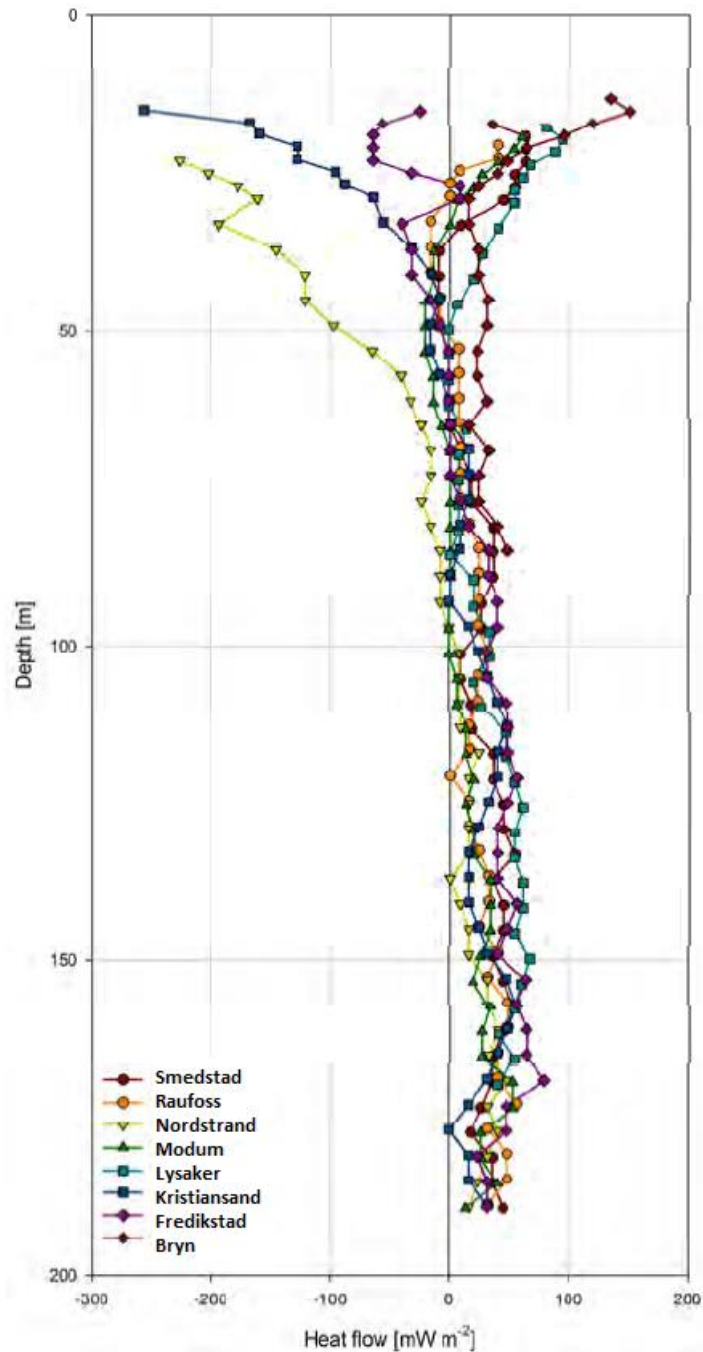
Her er  $Q$  overført varme,  $\lambda$  er den termiske konduktiviteten til materialet,  $k$  er stigningstallet fra grafen med temperaturdata og  $z$  er dybden på energibrønnen.

Hvis en betrakter et tverrsnitt av grunnen vil det ofte bestå av flere lag med ulike bergarter, jord og sand. Dette er lag med ulik termisk konduktivitet. Ved å benytte seg av  $k$ -verdi profilen kan en finne den termiske konduktiviteten til de ulike lagene (Rybach 2012). Den avgjør temperaturgradienten og den lokale varmeoverføringen for sjiktet:

$$\lambda_i = \frac{q_{i0}}{\Delta T_i} \quad (11)$$



Hvor  $q_{lo}$  er den lokale varmeoverføringen mellom væske og fjell for sjiktet.  $\Delta T_i$  er temperaturgradienten i sjiktet. Ett eksempel på hvordan varmeoverføringen varierer for ulike sjikt og dybder er vist i Figur 12. Figuren viser også de ulike varmeoverføringsprofilene for ulike steder i og rundt Osloriften (Heiko T. Liebel et al. 2009).



Figur 12. Ulike varmeoverføringsprofiler for ulike steder i og rundt Osloriften. Figuren viser varmestrøm mot dybde (Heiko T. Liebel et al. 2009).

Den totale termiske motstanden oppnår en først når en summerer alle motstandene for de ulike lagene. Hvor den termiske motstanden for hvert lag er gitt som:

$$R_i = \frac{z_i}{\lambda_i} \quad (12)$$

Her er  $R_i$  den termiske motstanden til et lag med tykkelsen  $z_i$  og  $\lambda_i$  er den termiske motstanden til laget.

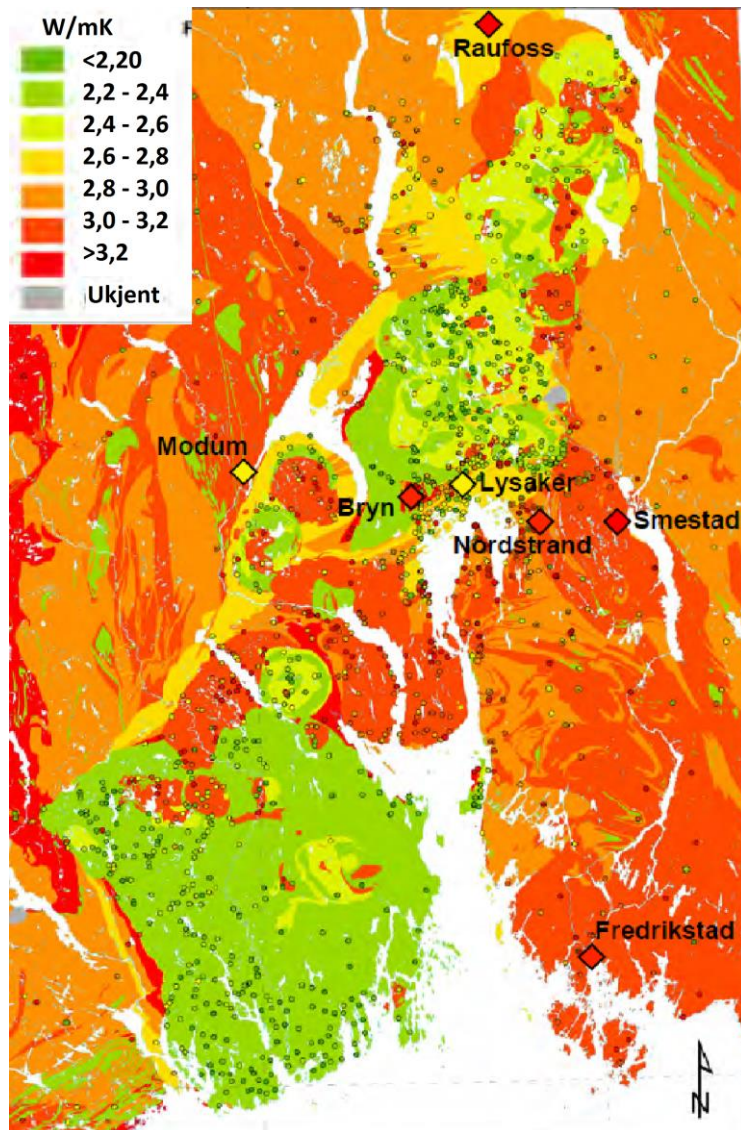
En kan også benytte formel 12 til å beregne den midlere termiske motstanden til hele brønnen, der en erstatter  $z_i$  med dybden  $z$  og  $\lambda_i$  med  $\lambda_m$ , den midlere termiske motstanden.

En rapport fra Norges Geologiske Undersøkelse (NGU) som kom i 2009 tok for seg de thermo-geologiske forholdene i Oslo og Kristiansand. De sammenlignet den termiske konduktiviteten fra termiske responstester med gjennomsnittsverdier for nærliggende bergarter en fant i overflaten og verdier basert på geologiske kart (Heiko T. Liebel et al. 2009). Resultatet er vist i tabell 3.

Sted	$\lambda_{\text{eff}} [\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}]$	$\lambda_m [\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}]$	$\lambda_{\text{kart}} [\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}]$	Avstand [km]	Steinsort
Kristiansand	3,20	Ingen data	Ingen data	Ingen data	Gneis
Nordstrand	3,23	3,04	3,33	4,1	Gneis
Smestad	3,62	3,04	3,33	3,7	Gneis
Modum	2,68	4,68	3,31	8	Gneis
Fredrikstad	3,15	3,16	2,50	2,5	Granitt
Lysaker	2,70	2,70	3,00	1,1	Kalkstein/skifer
Raufoss	3,23	2,70	2,17	26	Kalkstein/skifer
Bryn	3,20	3,46	2,40	0,4	Sandstein

Tabell 3. Den termiske konduktiviteten fra termiske responstester  $\lambda_{\text{eff}}$ , sammenlignet med gjennomsnittsverdier for nærliggende bergarter en fant i overflaten  $\lambda_m$ , og verdier fra geologiske kart  $\lambda_{\text{kart}}$ . Den oppgitt avstanden er distansen mellom hvor en tok steinprøver og hvor den termiske responstesten fant sted. (Heiko T. Liebel et al. 2009).

Gjennomsnittsverdiene til bergartene i overflaten er brukt til å lage et kart over den termiske konduktiviteten i Oslo-området som er vist i Figur 13:



Figur 13. Kart over termisk konduktivitet basert på gjennomsnittsverdier fra bergarter funnet i jordoverflaten (Heiko T. Liebel et al. 2009).

#### 4.3 Boring

En av dagens store utfordringer er å få ned borekostnadene og utvikle teknologi som lettere gjør dypere geotermisk energi tilgjengelig. Dagens forutsetninger gjør at grunn geotermisk energi er det mest modne konseptet for områder uten særskilt gode forhold. En av ulempene med geotermisk systemer er kapitalkostnaden. Her utgjør borekostnadene og resten av den utvendige delen i underkant av halve investeringskostnaden (Huus-Hansen 2014). Ved å utvikle boreteknologien samtidig som geotermiske anlegg blir mer vanlig vil investeringskostnadene gå ned.

Et viktig aspekt er valg av brønndiameteren. Den begrenser hvilke kollektortyper og dimensjoner som kan benyttes. Rett dimensjoneringen av kollektoren er viktig for å oppnå en strømning som gir høy varmeoverføring og lave trykktap. De vanligste brønndiameterne er 4 og 5 tommer, altså 116mm og 127mm.

De finnes mange ulike boreteknikker, men i både Sverige og Norge som har mye harde krystalliske steinsorter, bruker en gjerne en metode som heter «down-the-hole hammer» (DTH). Denne metoden baserer seg på trykkluft som sakte roterer hammeren som er utstyrt med en borekrone av wolfram. Denne metoden kan brukes på flere typer stein og kan bore en 100 meters dyp brønn på 1-2 dager. En svakhet med denne teknikken er at den ikke er særlig egnet for jord med mye leire, og geologi der en har mange sjikt. I Norge har en relativt uniforme geologiske forhold med få sjikt, noe som gjør at metoden ofte kan brukes (Banks 2012).

#### 4.4 Energioverføringssystemer

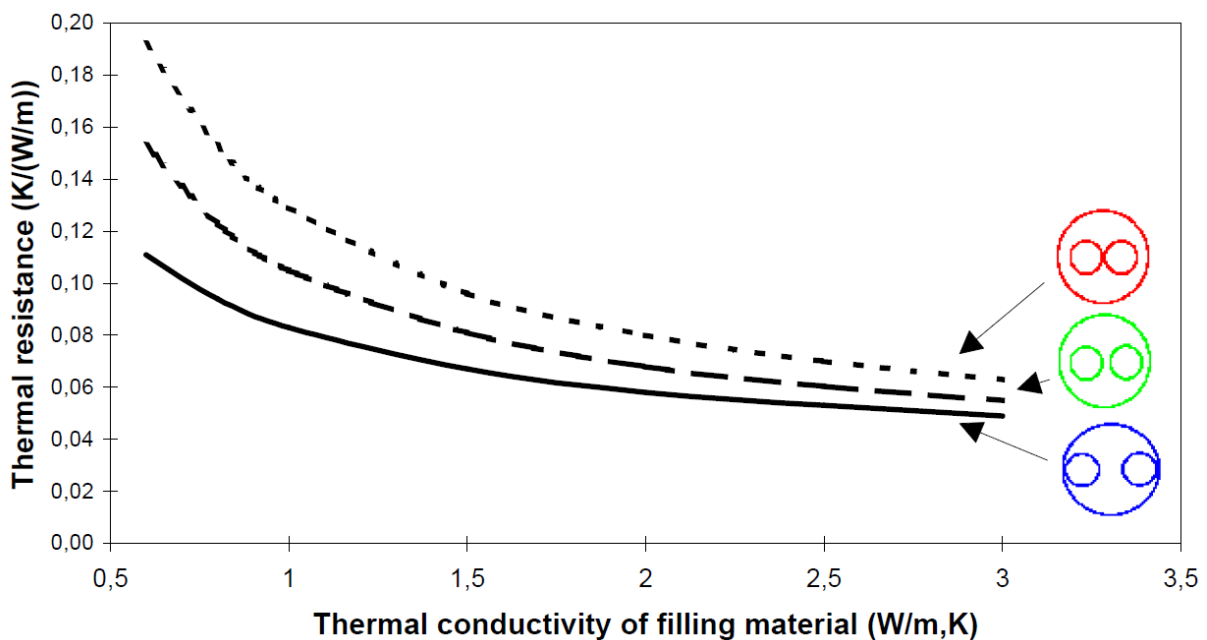
Selve poenget med et energioverføringssystem er å overføre energi fra bakken og til kollektorvæsken. For å oppnå høyest mulig varmeoverføring er det viktig at den termiske motstanden mellom kollektorvæsken og bakken er lavest mulig. For eksempel vil en 100 meters energibrønn med et varmeuttak på 4,5kW og en termisk motstand på 0,14  $\text{KmW}^{-1}$  potensielt kunne gå glipp av 6,3 °C. Hvis den termiske motstanden ble redusert til 0,1  $\text{KmW}^{-1}$  ville temperaturtapet kunne reduseres til 4,5 °C. Vi vet at en temperaturøkning på en grad vil kunne øke effektivitetsfaktoren med 4%. Her ville det utgjort en forandring på i overkant 7%. En forbedring på 7% i effektivitet kan utgjøre en stor del. Det er derfor vesentlig at en har et godt tilpasset og korrekt installert energioverføringssystem (Banks 2012).

Luft har som kjent en høy termisk motstand. For å sikre god varmeoverføring er det dermed nødvendig å fylle tomrommet mellom kollektorslanger og veggene i borehullet. På verdensbasis er det mest vanlige å benytte en mørtelblanding som fyllmasse. Det som kjennetegner de fleste blandinger er at det ofte har en høy andel kvarts, som gir en høy termisk konduktivitet. Sammen med sement eller bentonitt danner det en hydraulisk tett masse. En aktuell blanding bestående av bentonitt, kvartssand og vann har en høy termisk konduktivitet som ligger rundt 1,5-2  $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ . Blandingen går under navnet Thermal Grout 85 (Banks 2012). Det er likevel verdt å merke seg at dette er en blanding som har enkelte begrensninger. Blandingen består av en høy andel vann. Det gjør at det kan oppstå isdannelser i fyllmassen, oppsprekking

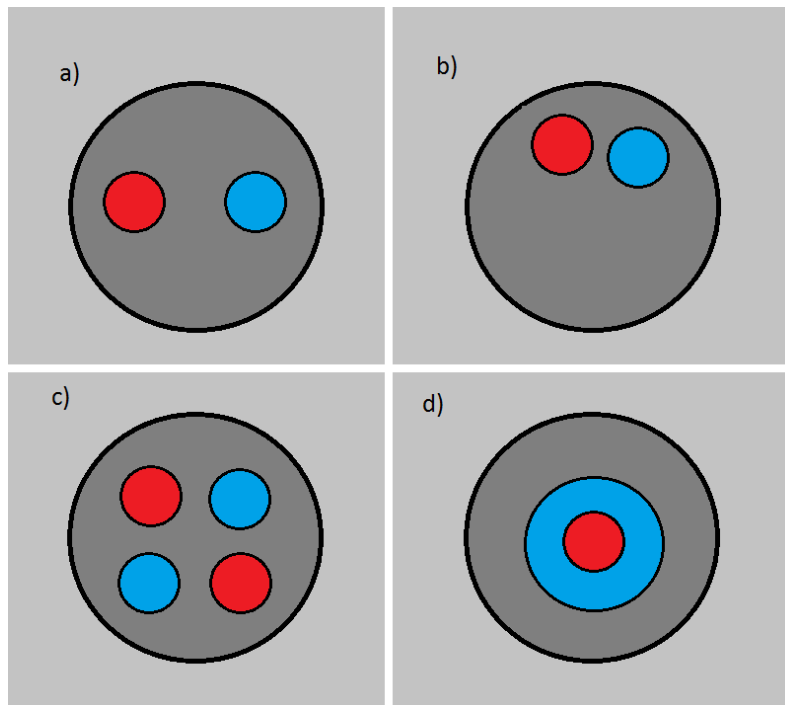
og frostskafer. Dette er et eksempel på hva som kan gå galt hvis en ikke tilpasser hver enkelt komponent til de lokale forholdene. I Norge og Skandinavia for øvrig nyter en godt av en gjennomgående høy grunnvannstand i borehullene. Som en følge av den høye termiske motstanden til luft, vil den delen av kollektoren som blir stående over grunnvannsnivået ikke få en varmeoverføring av betydning.

Selve installasjonen og plasseringen av kollektorslangene er viktig. En riktig og feil plassering er illustrert i Figur 15. Her er riktig plassering illustrert i a) og feil plassering i b). Det som er viktig med plasseringen er at en sikrer god avstand mellom oppstrøms og nedstrøms rør for å minimere termisk kortslutning. Dette er spesielt viktig når en vurderer doble U-rør og koaksiale kollektorer. Her er avstanden mellom oppstrøms og nedstrøms redusert. Oppsettet av en dobbel U-rør og en koaksial kollektor er illustrert i Figur 15. c) og d).

Plasseringen er også viktig med tanke den termiske resistans til kollektoren. Hvis kollektorslangene plasseres lengre unna veggene i borehullet vil det føre til en større termisk resistans. Innvirkningen plasseringen har på den termiske resistansen er avhengig av egenskapene til fyllmassen og illustrert for en singel U-rørs kollektor i Figur 14.



Figur 14. Den termiske resistansen for en singel U-rørs kollektor som en funksjon av den termiske konduktiviteten for fyllmassen for tre ulike plasseringer av kollektorslangene (Hellstrøm 1998).



Figur 15. Figuren viser en illustrasjon av tverrsnittet til et borehull med forskjellige kollektor-installasjoner: (a) korrekt installert singel U-rør; (b) en feilaktig installert singel U-rør; (c) en dobbel U-rør; (d) en lukket koaksial kollektor. Rødt indikerer strømningsretning oppover og blått indikerer strømningsretning nedover.

Kollektortype og dimensjon er avhengig av brønndiameteren. Vanlig brønndiameterer er som nevnt 4 og 5 tommer. I begge tilfeller vil det være mulig å benytte en U-rørs kollektor med to kollektorslanger med en ytre diameter på 40 mm. Den faktiske brønndiameteren blir ofte noe større enn borediameteren i og med at det er en tendens til at kaks løsner rundt borehullet. Ofte er det også mulig å anvende en U-rørs kollektor med 50 mm slanger i en 4 tomers brønn, men det er avhengig av beskaffenheten til den enkelte brønnen. Hvis anlegget er mest effektivt når en benytter 50 mm slanger, er det ofte sikrest å velge en 127 mm brønn (Hus-Hansen 2014).

En får ofte en høyere effektivitet i en 4 tomers brønn. Grunnen er at avstanden fra fjell til kollektor blir mindre. Hvis en hadde vært sikret korrekt installasjon ville dette ikke nødvendigvis vært tilfellet. Tilstrekkelig avstand mellom oppstrøms og nedstrøms kollektorslange, der kollektorslangene er plassert nært veggen i borehullet kan gi en bedre effektivitet. En ville sikret seg bedre mot termisk kortslutning samtidig som at avstanden til veggen ville vært den samme.

For å avgjøre hvilken kollektortype en bør velge må en først se på turbulens, væskeegenskaper, varmeoverføring og trykktapet i kollektoren. Alt avhenger av mengden kollektorvæske og dybden på brønnen. Det mest vanlige er U-rørs kollektoren. Et annet alternativ er en dobbel U-rørs kollektor (Figur 15 c). En slik kollektor har en betraktelig lavere teoretisk termisk motstand. Dessverre er den vanskeligere å installere og ompakke med fyllmasse. Den krever typisk en større væskestrøm for å oppnå turbulent strømning.

Et annet alternativ er en koaksial kollektor (Figur 15 d), som er en rør-i-rør kollektor der væsken strømmer opp i den innerste røret som er omgitt av et annet rør som væsken strømmer ned i. En utfordring med denne løsningen er å isolere tilstrekkelig mellom rørene. For en koaksial kollektor er det også mulig å unngå bruken av fyllmasse. En måte er at en lar fjellet kollapse inn mot det ytre røret etter drillingen, for så å fjerne det midlertidige foringsrøret. Dette er en metode som er typisk for løsmassebrønner. Dette kan også forekomme når kollektorer blir utsatt for høye temperaturgradienter. Da vil en oppleve en utvidelse og sammen trekning av kollektoren. Dette vil gnage på berget og det kan forårsake en ufrivillig kollaps av brønnen. Dette er forøvrig en kjent risiko og det forekommer sjeldent (Huus-Hansen 2014).

#### 4.5 Vurdering av nødvendig boreddybde

Når bakkens termiske egenskaper er gjort rede for. Gjerne gjennom en termisk responstest kommer spørsmålet om antall brønner og boreddybde.

Selve effektbehovet er svært sentralt, men også varigheten av både oppvarmingssesongen og eventuelt kjølesesongen er viktig. Selv om to anlegg har installert en like stor varmpumpe vil et anlegg som har en driftstid på 3500 timer per år ha behov for adskillig flere meter med borehull i forhold til et anlegg som kun er i drift 500 timer i året. Forholdet mellom oppvarmingsbehovet og kjølebehovet er viktig. Hvis de skulle være noenlunde balansert vil en oppleve mer stabile forhold der bakken får ekstra ladning i kjølesesongen.

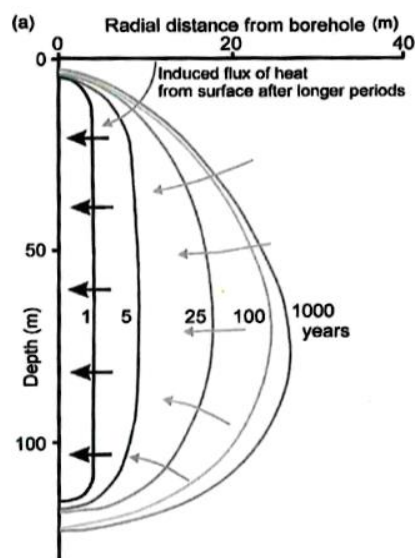
Det som ofte blir hovedfokuset er å få høyest mulig temperatur på kollektorvæsken og en høyere effektivitetsfaktor. En må ta hensyn til at temperaturdifferansen mellom bakken og væsken ofte vil bli noe mindre etter ett par års drift. Dermed blir varmeoverføringen fra bakken til væsken mindre (ligning 5). Da har en behov for flere meter med borehull for å få samme effekt.

Når en så skal vurdere om en skal gå for færre, men dypere brønner, eller flere grunne brønner er det en rekke hensyn å ta. Hvis temperaturgradienten er lav vil et hull på 200 meter kunne bli erstattet av to borehull på 100 meter, men det koster penger å flytte boreutstyret. Det kan i enkelte tilfeller påløpe kostnader til overflatestøpning og tilsvarende for hvert hull. Det som ofte er kritisk er behovet for et større tilgjengelig overflateareal.

Selv om temperaturen blir høyere desto dypere en borer vil selve boringen bli dyrere og kollektorene vanskeligere å installere. Egenskapene til kollektorvæsken påvirkes og pumpekostnadene stiger. Som et resultat vil en komme til et kritisk punkt der det heller vil lønne seg å bore en ekstra brønn.

#### 4.6 Energiuthenting, nedkjøling og levetiden til en energibrønn

Når en begynner å hente varme fra grunnen vil temperaturen i det nærliggende berget bli noe lavere. Denne utviklingen er avhengig av dybden på brønnen, hvor mye varme som hentes og den termiske diffusiviteten og konduktiviteten i grunnen. Når en dimensjonerer en brønn er det viktig å kalkulere temperaturutviklingen for en tilstrekkelig lang tid. Selv om temperaturen tilsynelatende stabiliserer seg i løpet av en ti-års periode, vil den mest sannsynlig fortsette å synke enda et par tiår. En illustrasjon av temperaturutviklingen i det nærliggende området av en energibrønn er vist i Figur 16.



Figur 16. Figuren illustrerer hvordan temperaturen endrer seg i den nærliggende berggrunnen rundt kollektoren. En isolinje illustrerer hvor temperaturdifferansen er 1 K mellom utsiden av kollektoren og berggrunnen. En ser hvordan den forflytter seg lenger bort fra energibrønnen over tid. Denne illustrasjonen baserer seg på en konstant varmeoverføringsrate på  $22\text{Wm}^{-1}$ , en termisk konduktivitet på  $3,5\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$  og en termisk diffusivitet på  $1,62 \times 10^{-6}\text{m}^2\text{s}^{-1}$ . Figuren er ikke i skala (Banks 2012).



Etter en tid  $t_s$  vil temperaturen i det nærliggende berget være stabilisert. Denne tiden er gitt ved:

$$t_s = \frac{e^{\gamma} z^2 S_{VC}}{18\lambda} \approx \frac{z^2 S_{VC}}{9\lambda} \quad (13)$$

Her er  $\gamma$  Euler sin konstant,  $z$  er dybden på borehullet,  $S_{VC}$  er volumetrisk varmekapasitet og  $\lambda$  er den termiske konduktiviteten til bakken (Banks 2012).

Etter tidspunktet for steady state  $t_s$ , så vil den gjennomsnittlige temperaturen til kollektorvæsken stabilisere seg og gå mot verdien  $T_{s,b}$ :

$$T_{s,b} = q'R_b + \frac{q'}{2\pi\lambda} \ln\left(\frac{z}{r_b\sqrt{4,5}}\right) - T_0, \text{ for } z \gg r_b \quad (14)$$

Her er  $T_{s,b}$  den gjennomsnittlige steady state temperaturen til kollektorvæsken,  $q'$  er varme-strømmen per meter borehull,  $R_b$  er den termiske resistansen til borehullet,  $\lambda$  er den termiske konduktiviteten til berget,  $z$  er dybden på borehullet,  $r_b$  er radiusen til borehullet og  $T_0$  er den urørte temperaturen til berget (Banks 2012).

Energibrønnen blir etter montering av kollektor forseglet ved overflaten. Dette hindrer at overflateforhold påvirker energibrønnen. Noe som kunne vært nedbrytende på strukturen er ultrafiolett lys fra sola. Plastprodusentene garanterer minst 50 års levetid for kollektorslanger som blir eksponert for sollys. I en brønn er det derimot ikke sollys. Samtidig er de væskene som benyttes i kollektorslangene tilpasset polyeten-plasten som benyttes i kretsen. Når det gjelder den tekniske levetiden til energibrønnen er den anslått til å kunne runde 100 år uten problemer (Stykket 2008).

Det som kan begrense den faktiske levetiden til en energibrønn er energiregnskapet. Hvis en har et høyere varmeopptak enn den naturlige varmetilstrømningen er en avhengig av kunstig ladning av borehullet for å unngå en betraktelig nedkjøling. En viss temperatursenking i borehullet må medregnes. Hvis den derimot blir for stor vil ikke energibrønnen lenger gi driftsdyktige forhold for varmepumpen.

Svenska Värmepumpeföreningen og Statens vattenfallsverk har i samarbeid med brønnborerorganisasjonen GEOTEC utarbeidet en del maler som omhandler dimensjonering og varmeopptak for ulik svensk geologi fra Kiruna i nord til og med Malmö i sør. Dette er maler som er dimensjonert for bruk av radiatoranlegg. Selv om malene er utarbeidet for svenske forhold er

det norske klimaet ikke for ulikt til at en kan benytte malene også her. En del forutsetninger ligger til grunn for malene:

- Bygget har vanlig byggeteknisk standard.
- Varmtvannsforbruket ligger på omtrent 15%.
- Ved oljefyring settes brennerens virkningsgrad til 65%.
- Momentan varmfaktor ved dimensjonerende væskesirkulasjonstemperatur er 2,2.
- Årsvarmefaktoren for varmepumpen er 2,5.
- Borehullets diameteren er mellom 115 og 150 mm.
- Temperatursenkningen gjennom varmepumpen er 3 K.
- Temperatursenkningen ( $\Delta T$ ) er definert som forskjellen mellom temperaturen i fjellet ved igangkjøring og temperaturen på inngående kollektorvæske 5 år etter igangkjøring (middeltemperaturen i februar).

Ut fra dette er det utarbeidet fire ulike soner der en kan tillate en forskjellig temperatursenkning avhengig av årsmiddeltemperaturen (Stykket 2008). Resultatet er vist i Tabell 4:

Årsmiddeltemperatur	Sone og akseptabel temperatursenkning
0-3°C	Sone A: $\Delta T = 7$ K
3-5°C	Sone B: $\Delta T = 9$ K
5-7°C	Sone C: $\Delta T = 10,5$ K
>7°C	Sone D: $\Delta T = 12$ K

Tabell 4. Oversikt over årsmiddeltemperatur og tilhørende sone og akseptabel temperatursenkning (Stykket 2008).

Hvis en tar utgangspunkt i disse tabellverdiene ville en kunne tatt ut 25 Watt per meter med borehull i Røros. Til sammenligning ville en kunne hente opp i overkant av 40 Watt per meter borehull i Bergen (Stykket 2008).

Hvis dette ikke samsvarer med ønsket varmeopptak og dimensjonering av energibrønn sitter en med et system der kompressoren må gjøre et stadig større temperaturløft. Dermed tvinges kompressoren til å arbeide under driftsforhold som reduserer levetiden og senker effekt faktoren. Til slutt kan en oppnå permafrost i brønnen. Da klarer ikke solvarmen lenger å lade opp

brønnen mellom fyringssesongene. Is har høyere varmeledningsevne enn vann, men permafrost er likevel ikke ønskelig. Isdannelse og gjentatt tining og frysing kan være ødeleggende på energibrønnen og ikke minst den nærliggende bakken. Det finnes flere anlegg bare i området rundt Oslo som har opplevd dette. Spesielt ødeleggende kan det være hvis grunnen rundt brønnen består av leire. Når leire fryser får den en krystallisk struktur som igjen kan kollapse når den tiner (Banks 2012).

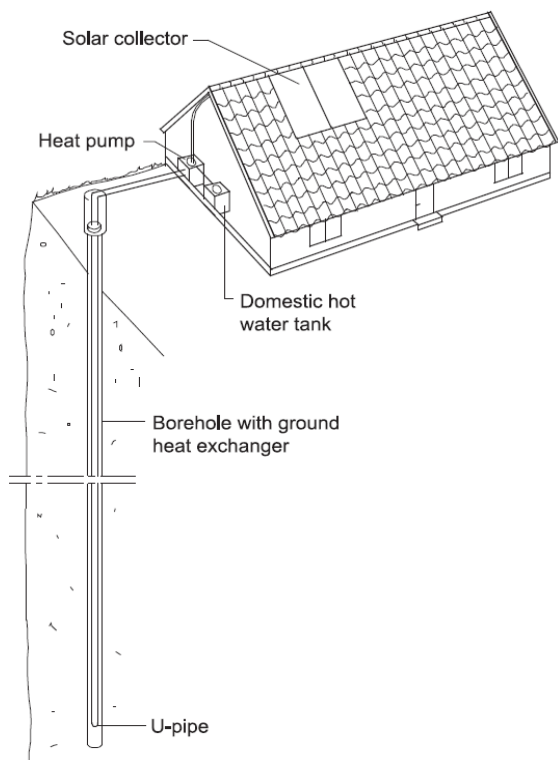
For å unngå uønskede driftsforhold er det bedre å ha ett par meter med borehull for mye enn for lite. Et annet alternativ for å sikre gode driftsforhold er ladning av borehullet ved hjelp av solfangere.

#### 4.7 Grunn geotermisk kombinert med solfangere

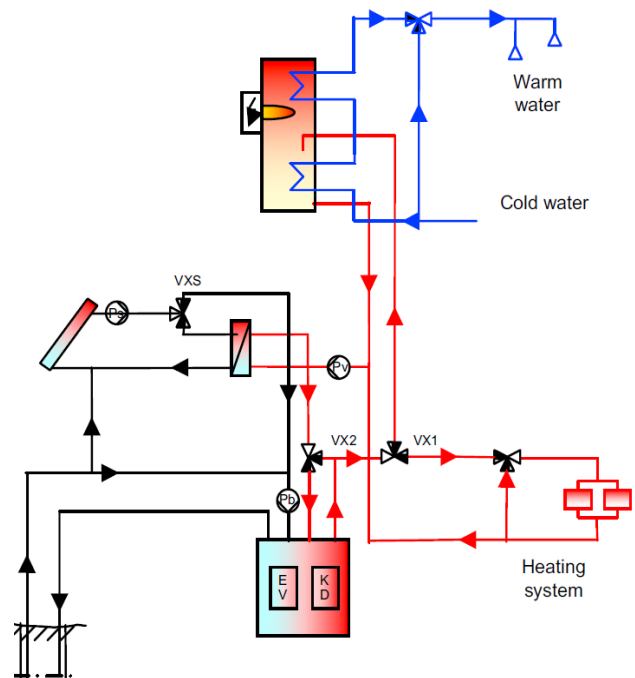
Solfangere er en effektiv måte å utnytte solenergi på. Moderne solfangere har vært i bruk siden 1920-tallet da de ble masseprodusert i USA. Solfangere har ingen bevegelige deler og er dermed driftssikre. Tusenvis av de gamle solfangere fra 1920 er fortsatt i drift i dag (Chen 2011). En kombinasjonen av solfangere og geotermisk varmepumpe er illustrert i Figur 18.

Solfangere er anvendelig og kan brukes til oppvarming av hus og tappevann, øke temperaturen på væsken inn til varmepumpen, lade opp borehullet, eller en kombinasjon av flere deler. Oppladning av borehullet kan være spesielt lønnsomt og kanskje til og med nødvendig i enkelte tilfeller. Det gjelder spesielt når energibrønnen er for grunn i forhold til energibehovet og når borehullene er så tett plassert at det ellers vil ført til en nedkjøling av bakken (Kjellsson et al. 2010).

Solvarme er brukt i kombinasjon med GGS-varmepumper de siste 30 årene. I svenske forsøk fra 1984 og 1985 kombinerte en geotermisk energi med solfangere. Forsøket konkluderte med at det var mer økonomisk å bore et dypere borehull i stedet for å investere i solfangere. Grunnen var at en kun klarte å øke temperaturen i bakken med 2K (Kjellsson 2004). Siden den tid har solfangere blitt billigere og mer effektive, samtidig har prisen på elektrisitet steget.



Figur 18. En enebolig med solfangere og et GGS med eller lade borehullet (Kjellsson et al. 2010) varmepumpe (Kjellsson et al. 2010)



Figur 17. Et system med både varmepumpe og solfangere. Solvarmen kan bli brukt til oppvarming av tappevann, oppvarming av bygningen, øke temperaturen i fordampere

Typen solfanger avgjør hvordan solvarmen kan anvendes. Hvis en bruker flatplate-solfangere og enkle solfangere uten en selektiv overflate som leverer moderat temperatur, så kan varmen brukes til enten å øke temperaturen i fordampere, eller lade borehullet. Da er det enklest å koble solfangeren på returrøret på fordampere som går ned i borehullet.

Solfangeren kobles ofte sammen med resten av systemet, ved at en benytter den samme sirkulasjonsvæsken. Hvis en benytter solfangere som leverer høytemperatur, må en vurdere andre alternativer enn alkoholbaserte kollektorvæsker. Dette er på grunn av brannfaren.

Når en benytter vakuumsolfangere som leverer en relativt høy temperatur, kan varmen med fordel benyttes til oppvarming av tappevann i deler av året. Figur 17. viser hvordan solvarmen

også kan brukes til å varme opp bygningen, fordampere i varmepumpen eller lade opp borehullet. Her er solfangeren koblet til resten av systemet med en varmeveksler (Kjellsson et al. 2010).

En mulig ulempe er at operasjonstiden til sirkulasjonspumpen øker og det vil kreves noe mer energi for å drifte sirkulasjonssystemet. Det kan være spesielt viktig å legge mer penger i en effektiv pumpe.

Det er i hovedsak tre grunner til at en ønsker å kombinere med solfangere; senke strømforbruket, øke temperaturen i energibrønnen eller senke varmeopptaket fra brønnen.

Hvis målet er å senke strømforbruket, sparer en mest elektrisitet med et system der solfangerne varmer tappevannet om sommeren og lader borehullet om vinteren. Grunnen til dette er at borehullet varmes naturlig opp om sommeren. Samtidig er varmebehovet lavt om sommeren, noe som gjør at den naturlige oppladningen er tilstrekkelig for et riktig dimensjonert anlegg. Ekstra opplading om sommeren vil øke temperaturen i borehullet, men mye av gevinsten vil forsvinne før det er behov for den. Hvis en i deler av året produserer alt tappevannet uten bruk av varmepumpen, vil det gi grunnfjellet ekstra hvile samtidig som at en sparer strøm.

Temperaturen i borehullet er på sitt laveste om vinteren, noe som bidrar positivt til det totale utbyttet av sol, fjell og strøm. Temperaturen fra solfangerne vil være lavest om vinteren. Den er ofte for lav til å kunne varme tappevannet, men er likevel tilstrekkelig til å heve temperaturen i brønnen (Kjellsson et al. 2010). Når en varmer opp kollektorvæsken og grunnvannet i brønnen, reduseres driftstiden og belastningen av fjellet.

En simuleringer gjort med programmet TRNSYS med klimadata fra Stockholm med en 10 m<sup>2</sup> flatplate-solfanger og en varmepumpe på 7 kW har vist at det vil være mest effektivt å bytte mellom opplading av borehull og oppvarming av tappevann rundt 1. november og 28. februar. Dette gir en bra pekepinn, men en skal likevel være forsiktig med å bruke dette som en absolutt regel siden de aller fleste systemer er ulike og operer under forskjellige lokale forhold (Kjellsson et al. 2010).

For anlegg som har for grunne brønner er det mange fordeler med å kombinere med solfangere. Et underdimensjonert anlegg har som regel en elektrisk varmekilde som reserve. Ved å

bruke solfangere kan en erstatte mye av den elektriske energien. Ladningen av borehullet vil være meget effektivt og en kan forhindre en eventuell nedkjøling av energibrønnen. Etter at det geotermiske anlegget er utbygd kan det i ettertid oppstå et økende oppvarmingsbehov i form av et påbygg på huset eller et nytt svømmebasseng. Da kan det være en spesielt gunstig løsning å kombinere solfangere med det eksisterende geotermiske systemet (Kjellsson et al. 2010).

Det finnes også andre måter å kombinere solvarme med geotermisk energi. Moderne arkitektur er opptatt av store glassfasader. Selv om dette gir utfordringer med tanke på oppvarming og kjøling av bygget kan disse fasadene utnyttes til å fange solenergi. Et eksempel er Lærernes hus i Oslo. Her fungerer selve vinduene som solfangere. Varmen som kommer inn gjennom vinduene, opptas i kjølesystemer og fører solvarmen direkte ned i energibrønnene. Det spesielle med denne bygningen er at det store vinduet med alle bokstavene fungerer som hovedkolektor. På denne måten får man varmet opp energibrønnene fra omtrent 7 °C om våren til 12- 14 °C om høsten (Dybdahl 2014).

Under slike forhold har en et godt utgangspunkt for kjøling om sommeren og en varm brønn til leveranse av varme om vinteren. Bygget og glassfasaden er vist i Figur 19.



*Figur 19. Bilde av glassfasaden til Lærernes Hus i Oslo. Her blir glassfasaden og spesielt bokstavutsmykningen brukt som solfangere (Oslo kommune).*

## 5. Trykktap og væskesirkulasjon

Ved utforming av en energibrønn er det en rekke faktorer å ta hensyn til, høyest prioritering har varmeoverføringsevnen i brønnen. En annen viktig faktor er trykktapet i systemet, stort trykktap, fører til høyere pumpekostnader, lavere systemvirkningsgrad og høyere driftskostnader. Det er mange forhold som påvirker hvor stort trykktap som er akseptabelt, men en generell regel kan være at pumpeeffekten ikke skal være høyere enn 10% av den elektriske effekten til varmepumpen (Banks 2012). Dette innebærer at en 20 kW varmepumpe med en COP på 3,5, kun vil gi en systemvirkningsgrad på 3,18. Trykktapet er ofte den skjulte «utgiften» som kan utgjøre forskjellen for om et geotermisk anlegg blir en suksess eller ikke.

En vil naturlig nok ønske å minimere trykktapet i systemet. Trykktapet har ulike årsaker og kan inndeles som følger:

- Internfriksjon i kollektorvæsken.
- Friksjon mot veggene i kollektor og rør.
- Motstanden i selve varmeveksleren.
- Motstand grunnet retningsendringer i kollektor og rør.
- Motstand grunnet luftlommer.

Selv om en ønsker å redusere disse tapene må brønnen fortsatt innfri en rekke krav. Den må være lang nok til å tilgjengeliggjøre nok energi og samtidig ha en høy energioverføringsevne. Dette er kriterier som ofte fører til høye trykktap og en er nødt til å foreta en rekke beregninger for å finne ut hva som er mest effektivt.

De geografiske forutsetningene og effektbehovet er utgangspunktet for å bestemme brønndybde og nødvendig væskestrøm. Videre kan en beregne strømningshastigheten ut fra diameteren på kollektoren. En større diameter er naturlig nok dyrere, men det kan også innebære enkelte fordeler.

## 5.1 Turbulent strømning og strømningsforhold

Det viser seg at varmeoverføringsevnen til væsken øker betraktelig i det en oppnår turbulent strømning, men trykktapet øker med strømningshastigheten. Det vil dermed være mest lønnsomt å oppnå en strømningshastighet som er lavest mulig, men likevel er innenfor det turbulente sjiktet.

Turbulens kan relateres til den dimensjonsløse størrelsen «Reynolds tall» som beskriver forholdet mellom treghets og friksjonskrefter. Ved turbulent strømning dominerer treghetskreftene og et høyere Reynolds tall indikerer en mere turbulent strømning. Reynolds tallet er definert som følger:

$$Re = \frac{\text{Treghetskrefter}}{\text{Friksjonskrefter}} = \frac{\rho V L_c}{\mu} \quad (15)$$

Her er  $L_c$  den karakteristiske lengden,  $V$  er strømningshastigheten,  $\rho$  er tettheten til væsken og  $\mu$  er den dynamiske viskositeten.

For et sirkulært rør er den karakteristiske lengden lik diameteren til røret. Hvordan Reynolds tallet kan kalkuleres for et sirkulært rett rør er gitt i formel 16:

$$Re = \frac{D\rho V}{\mu A} = \frac{DV}{\nu A} \quad (16)$$

Her er  $D$  diameteren til røret,  $V$  er strømningshastigheten,  $A$  er tverrsnittsarealet,  $\rho$  er tettheten til væsken,  $\mu$  er den dynamiske viskositeten og  $\nu$  den kinematiske viskositeten.

En skulle gjerne ønsket et klart definerte grensesjiktet for laminær og turbulent strømning, men dette er ikke tilfellet i praksis. Grensesjiktet blir påvirket av en rekke faktorer som overflateruheten til røret, vibrasjoner og endringer i væskestrømningen. Under de fleste realistiske forhold har en laminær strømning for Reynolds tall mindre enn 2300 og fullt utviklet turbulent strømning for Reynolds tall over 10000. I midten har en grensesjiktet. Når en designer rørsystemer og beregner trykktap er det vanlig å kunne anta turbulent strømning for verdier høyere en 4000 (Cengel 2011)

## 5.2 Strømningens trykk og temperaturavhengighet

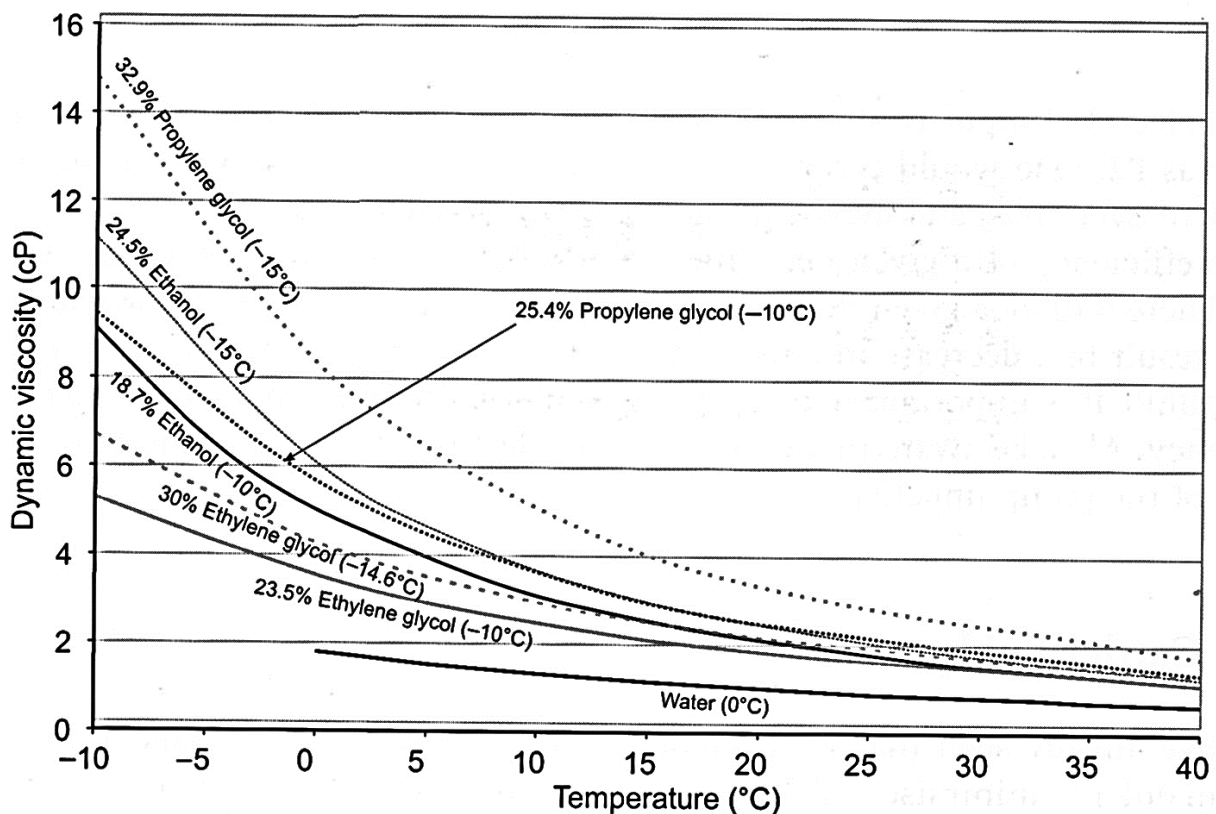
Som en ser i ligning 15, er Reynolds tallet avhengig av kollektorvæskens egenskaper. Dette er egenskaper som ikke er konstante når trykk og temperatur endrer seg. Dermed vil kollektor-



væsken ofte opptre annerledes i bunnen av en 200 meters energibrønn i forhold til ved overflaten. Det store trykket vil føre til en tykkere og seigere væske, noe som gir lavere varmeoverføring og vil kreve et større pumpearbeid.

I tillegg til å ha en innvirkning på strømningsforholdene er det andre viktige momenter ved valg av kollektorvæske. Et eksempel er etylenglykol som har en av de laveste viskositetene og er godt egnet fra et hydraulisk perspektiv. Det er mer kjent som frostvæske, et navn som indikerer at det er egnet for den kalde norske vinteren. Det som gjør at bruken av den frarådes, eller er ulovlig i Skandinavia og deler av USA, er at den er giftig. (Banks 2012).

Et alternativ er saltløsninger. De er ikke giftige, har frysepunkt under 0 °C og er mye brukt som varmebærende væske. Dessverre er det slik at salter gjerne fører til økt korrosjon. Det er utviklet et produkt som heter Freezium. Det er kaliumbasert og mindre giftig en etylenglykol. Utfordringen er det har en høy viskositet. Det gjør det vanskeligere å oppnå turbulent strømming og trykktapet kan bli stort (Banks 2012).



Figur 20. Figuren viser hvordan den dynamiske viskositeten endrer seg med temperaturen for ulike typer væsker (Banks 2012).

De mest brukte væskene i Norge er etanolene HX-35 og HX-95. HX-35 blir mest brukt. Fordele-  
lene er: Prisen, ikke giftig ved riktig bruk og det er et «fornybart», resirkulerbart kjemikalium.  
En negativ side er at det er raskt biologisk nedbrytbart. Levetiden blir kort i et forurenset an-  
legg, noe som over tid vil påvirke driften (Doan 2014). Dette kan en imidlertid unngå ved å  
innføre gode driftsrutiner.

Etanoler har høy varmekapasitet, men viskositeten øker hurtig for temperaturer under 0 °C,  
som en ser i Figur 20. Selv om bakken vil holde en temperatur på over 0 °C er det likevel vanlig  
å slippe temperaturen til væsken ned til -3 °C før det pumpes ned i energibrønnen. Grunnen  
til dette er at da får en hentet ut mest mulig av varmen med varmepumpen, samtidig oppnås  
en høyere temperaturdifferanse mellom væsken og fjellet. Egenskapene for lavere tempera-  
turer enn -3 til -5 °C er ikke like viktig. Slike temperaturer er ikke ønskelig siden det kan føre  
til permafrost rundt brønnen (Stykket 2008).

En annen egenskap ved etanol er at det er svært brennbart i høye konsentrasjoner. I tillegg vil  
alltid en høyere konsentrasjon i en vannløsning gi en lavere viskositet, uavhengig om det er  
etanol eller salter som befinner seg i løsningen.

Andre væsker som er brukt er propylenglykolene NK Antireeze 2020, MPG5 og Dowcal 20.  
Ethylenglykol er fortsatt i bruk enkelte steder, eksempler på væsker er NK Antireeze 2010,  
MEG5 og Downcal 10 (Doan 2014).

Propylenglykol har lavere viskositet enn etanol ved temperaturer under 0 °C. Ved høyere tem-  
peraturer har de to væskene lignende egenskaper. De ulike egenskapene til aktuelle og mye  
brukte væsketyper er vist i Tabell 5. (Banks 2012).

Av Tabell 5. ser en også at alle væskene utenom vann og saltløsningen med koksalt (natrium-  
klorid) vil forråtne. Det er derfor nødvendig å inspisere væsken med jevne mellomrom. For-  
råttnelse er avhengig av bakterier og oksygen. Det er derfor viktig å være så renslig som mulig  
når en installerer kollektorene og spyle de med rent vann før en fyller de med kollektorvæske  
(Banks 2012).

Konsentrasjon vekt [%]	Væske	Frysepunkt	$\lambda$ [Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	P [kgm <sup>-3</sup> ]	$\mu$ [cP]	S <sub>vc</sub> [JL <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	Giftig?	Forråtner?	Salt?
	Vann (5°C)	0	0,57	1000	1,519	4202	Nei	Nei	Nei
23,5	Etylenglykol	-10	0,471	1035	3,53	3953	Ja	Ja	Nei
30,5	Etylenglykol	-15	0,444	1046	4,38	3841	Ja	Ja	Nei
25,4	Propylenglykol	-10	0,448	1026	5,64	3962	Lite	Ja	Nei
32,9	Propylenglykol	-15	0,417	1035	8,32	3884	Lite	Ja	Nei
18,7	Etanol	-10	0,455	977	5,00	4288	Lite	Ja	Nei
24,5	Etanol	-15	0,425	972	6,05	4175	Lite	Ja	Nei
19,95	Metanol	-15	0,462	973	3,23	3962	Ja	Ja	Nei
18,82	Koksalt	-15	0,548	1147	2,59	3916	Lite	Nei	Ja
23,9	Kaliumacetat	-15	0,492	1129	3,34	3800	Relat. lite	Ja	Ja
24,0	Freezium™	-15	0,51	1149	2,21	3838	Lite	Ja	Ja

Tabell 5. Tabellen viser de ulike egenskapene til de mest brukte og aktuelle kollektorvæskene (Banks 2012).

### 5.3 Trykktapet for en jevn og rett kollektor

En jevn og glatt overflate er ikke en urealistisk tilnærming når det gjelder rette kollektorslanger av polyetylen. Når en benytter riflede kollektorer gjelder ikke denne forenklingen lenger. Da kan en ikke lenger bruke Darcy-Weisbach sin generelle formel sammen med Blasius sin tilnærming.

Darcy-Weisbach ligningen er en generell ligning som uttrykker trykkfallet for en steady-state strømning av et inkompressibel væske i et glatt sylindrisk rør:

$$\Delta P = \frac{\rho V^2 L}{4\pi^2 r^5} C_{DW} \quad (17)$$

$\Delta P$  er trykktapet,  $\rho$  er tettheten til væsken,  $V$  er strømningshastigheten,  $L$  er lengden av røret,  $r$  er radiusen til røret og  $C_{DW}$  er den dimensjonsløse Darcy-Weisbach konstanten som er avhengig av turbulensen, viskositeten og rørets ruhet.

For laminær strømning er konstanten  $C_{DW} = \frac{64}{Re}$ , og bare avhengig av Reynoldstallet,  $Re$ . For turbulent strømning kan en bruke Blasius sin tilnærming for fult utviklet turbulens i et glatt rør:

$$C_{DW} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (18)$$

Petukhov sin tilnærming gjelder for grensesjiktet mellom laminær og turbulent strømning i et glatt rør (Banks 2012):

$$C_{DW} = \frac{1}{(0,79 \ln Re - 1,64)^2} \quad (19)$$

Ved å kombinere Blasius sin tilnærming (ligning 18) og Carcy-Weisbach sin generelle formel (ligning 17) oppnår en et uttrykk for trykkfallet i en jevn sirkulært rør:

$$\Delta P = \frac{0,079 \rho V^2 L}{\sqrt[4]{Re} \pi^2 r^5} \quad (20)$$

$\Delta P$  er trykktapet,  $\rho$  er tettheten til væsken,  $V$  er strømningshastigheten,  $L$  er lengden av røret,  $r$  er radiusen til røret og  $Re$  er Reynoldstallet. Dette er et uttrykk som stemmer godt for polyetylen kollektorer som har en veldig glatt og jevn overflate. Selv om en skulle ha en glatt polyetylen kollektor er det viktig å huske at dette er uttrykk som gjelder for rette rørsesjoner. Hver sving og uregelmessighet i systemet vil øke den hydrauliske motstanden og trykktapet i kretsen (Banks 2012).

#### 5.4 Kollektorens overflate

Bruken av glatte kollektorer øker, men fordelingen mellom glatte og riflete kollektorer er svært jevn. (Huus-Hansen 2014).

En populær svensk kollektor som heter «Turbulence» er utstyrt med innvendige spiralformede riller. Denne utformingen skal gjøre at en lettere oppnår turbulent strømning ved en lavere strømningshastighet. Ut i fra tester ved den Kungliga Tekniska Høgskolan i Sverige har en sett at en kan oppnå turbulent strømning ved en væskestrøm på 0,5 l/sek. Dette er når en bruker etanol som væske i 40mm kollektorslanger. Til sammenligning måtte en ha en væskestrøm på 0,6-0,7 l/sek for å oppnå turbulens i vanlige glatte kollektorslanger (Stykket 2008). Det hersker uenighet i fagmiljøet rundt denne typen kollektorer. En er blant annet uenig om kostanden kan forsvares ut fra økt effektivitet.

## 6. Dimensjonering og viktige designfaktorer

En har sett at det er avgjørende med tilstrekkelig sirkulasjon av kollektorvæsken. Når det gjelder kollektoren og varmeoverføring i berget er det viktig å foreta beregninger som bestemmer hvor stor strømning en trenger for å unngå det laminære strømningsområdet. Det vil si at en må dimensjonere et system som er tilpasset bruken. En må ha en tilstrekkelig væskestrøm for å unngå for lav strømning over fordampere og laminær strømning ved lav effekt. Ved høyere effektbehov er det nødvendig med en pumpe og et kollektorsystem som kan levere en tilstrekkelig strømning uten at pumpeeffekten går hardt utover virkningsgraden til anlegget.

### 6.1 Vanlige designfeil

Når en designer en lukket geotermisk system er det en del feil som viser seg å bli gjentatt (Banks 2012):

- For overdreven bruk av tommelfinger-regler som ikke samsvarer med lokale forhold og klimasoner.
- For tett plassering av borehull.
- Manglende forståelse for system som også skal levere kjøling i tillegg til varme.
- For kort simuleringstidsrom, der en ikke oppnår stabile forhold i energibrønnen.
- Manglende vurdering av de hydrauliske forholdene og trykktapene i systemet.

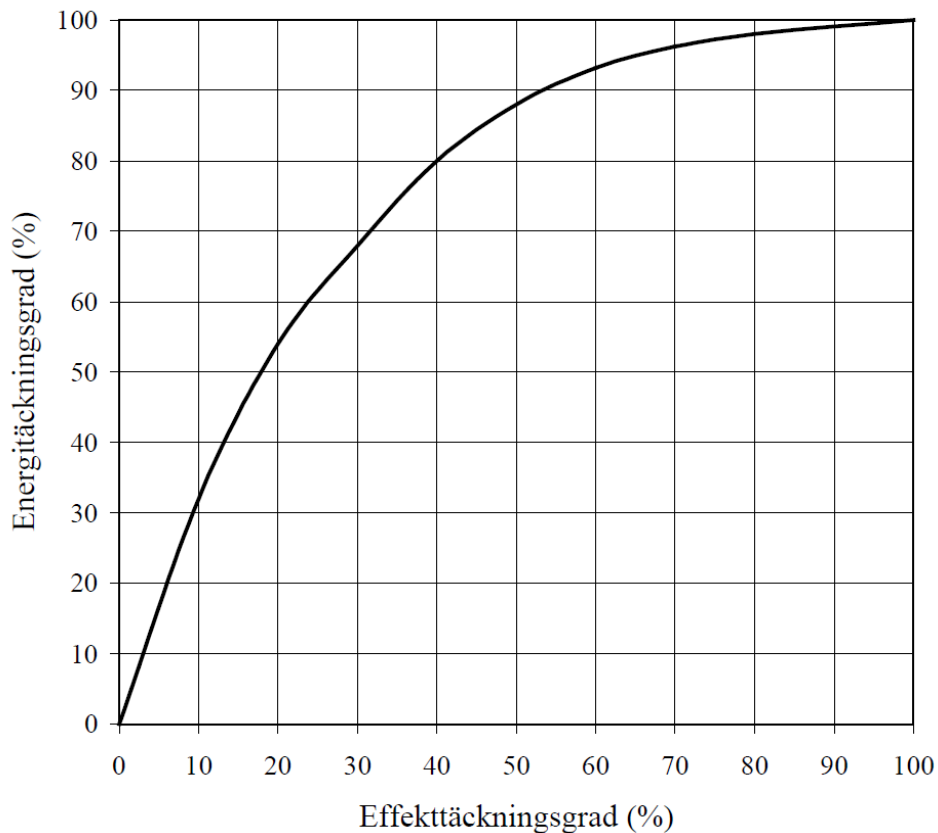
### 6.2 Designrekkefølge og prioritering

For å lage et effektivt og optimalisert anlegg har en sett at det er mange faktorer som påvirker hverandre. For å få denne floken av dimensjonerings- og designspørsmål til å gå opp, må en begynne med de overordnede spørsmålene:

#### 6.2.1 Effektbehovet og dekningsområde

I tillegg til å se på oppvarmingseffekt må det tas hensyn til om anlegget skal levere kjøling. I tillegg må en være bevisst på topplasten i valg av dekningsområdet. Det lønner seg nødvendigvis ikke å installere en varmepumpe som skal dekke de kaldeste dagene i året. Det har vist seg at en GGS med en varmepumpe som dekker 60% av den kalkulerede topplasten, vil kunne dekke over 90% av varmebehovet over et år (Rosén 2006). En større varmepumpe betyr lavere effektfaktor, men ikke minst en større investeringskostnad. Likevel er en avhengig av en annen

kilde til å dekke spisslasten hvis en kun dekker 90% av varmebehovet med varmepumpen. I Figur 21 ser en sammenhengen mellom andelen av dekt topplast og andelen av varmebehovet som blir dekt. Figuren er basert på en typisk svensk bolig, men er likevel relevant for norske forhold.



Figur 21. Her ser en forholdet mellom dekning av topplast og andel varme som dekkes av en GSS-varmepumpe for en typisk svensk bolig (Rosén 2001).

Varmepumpens driftstid bestemmes av effektdekningen, klimaet og fyringssesongen. Typisk driftstid er 1800 timer per år i det sentrale Europa, omtrent 2200 timer i Sveits og 3200-4000 timer per år i Sverige (Rosén 2001).

I Norge er det vanlig å dekke minimum 80% av topplasten. Grunnen til dette er at en økning av dekningsområdet fra 60% til 80% kun vil utgjøre en liten forskjell i investeringskostnadene for en vanlig bolig. En varmepumpe på 8 kW vil ikke nødvendigvis være så mye dyrere enn en på 6 kW. Grunnen er at i begge tilfellene vil ofte en singel-kompressor varmepumpe være tilstrekkelig, det er først ved et effektbehov på 10-15 kW det er nødvendig med en dobbel-kompressor. Prisforskjellen ligger på omtrent 10 000 NOK (Banks 2012).

En annen grunn til at en velger en større dekningsgrad er at nyere varmepumper har en stillbar effekt på kompressoren som øker effekt faktoren ved lavere laster. I tillegg har elektrisitetsprisen en tendens til å være høyest når det er kaldest. Spisslasten i norske boliger dekkes oftest med elektrisitet. Dermed vil høyere dekning gjøre at en reduserer strømforbruket når prisen er høyest.

#### 6.2.2 Valg av varmepumpe og nødvendig væskestrøm

Når effektbehovet er bestemt går veien videre til varmepumpen. Viktigst er væskestrømmen over fordampere. Denne mengden er avhengig av størrelsen og type varmepumpe.

Når nødvendig væskestrøm er kartlagt bestemmes væsketemperaturen og ønsket effekt faktor før en går videre med brønner og energioverføringssystemet.

#### 6.2.3 Minimum effekt faktor og væsketemperatur

Det er naturligvis ønskelig med en så høy årsvarmefaktor som mulig. Dette er et kriterium som henger tett sammen med væsketemperaturen. Som kjent vil en for lav væsketemperatur senke effekt faktoren til varmepumpen og kunne føre til nedkjøling og permafrost i borehullet. Det er dermed uønsket at temperaturen faller så lavt at kollektorvæsken fryser. For 25% etylen glykol er frysepunktet  $-11^{\circ}\text{C}$ . Det finnes derfor en rekke gode utformingsråd (Banks 2012):

- Kollektorvæskens gjennomsnittstemperatur skal være høyere enn  $0^{\circ}\text{C}$  for den kaldeste måneden.
- Ved topplast skal kollektorvæsken være over  $1^{\circ}\text{C}$ . Det er verdt å merke seg at temperaturen til væsken er på sitt laveste etter at den har passert varmepumpen.

Ønsket dekningsområde og tilhørende effekt faktor er sammenknyttet av temperaturen til væsken. Kollektorvæskens gjennomsnittstemperatur bør ikke være lavere enn  $-3^{\circ}\text{C}$  for å oppnå en god effekt faktor ved ønsket dekningstopp. Dette tilsvarer en temperatur inn til varmepumpen på omtrent  $-1,5^{\circ}\text{C}$ . Norge har lave temperaturer i berget, en relativ karbonfri elektrisitetsproduksjon og alternativet til varmepumpen er ofte direkte bruk av elektrisitet. Dette er argumenter for å akseptere lavere væsketemperaturer. Det svenske simuleringsprogrammet Earth Energy Designer (EED) (T. Blomberg et al. 2010), foreslår en gjennomsnittlig minimumstemperatur på  $-5^{\circ}\text{C}$  (Banks 2012).

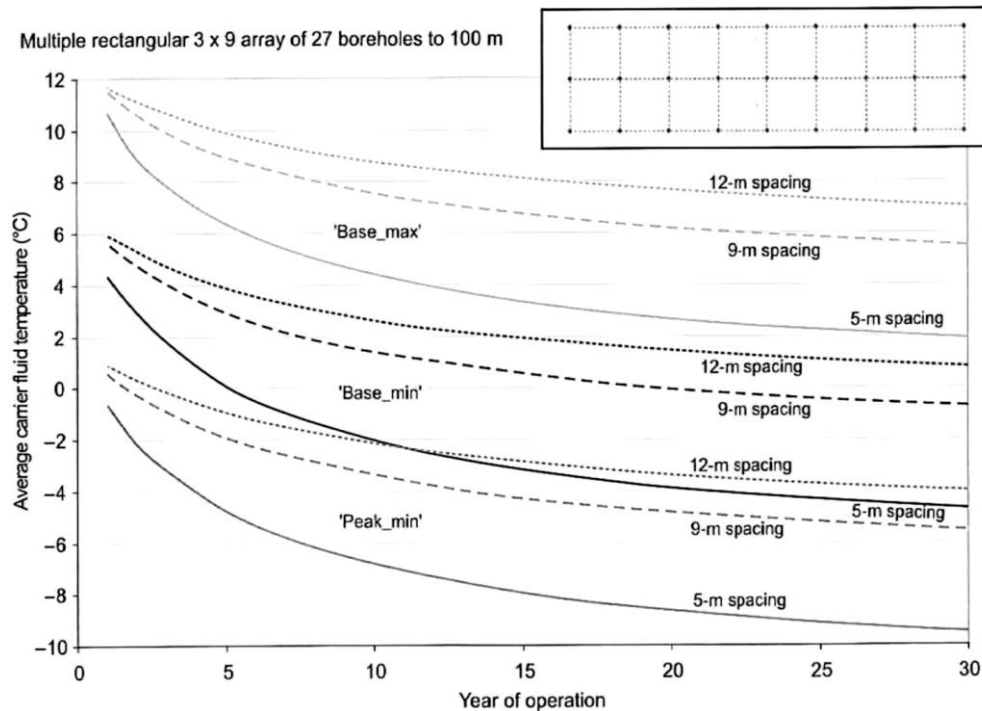
En høyere temperatur på kollektorvæsken tilsier at en henter ut mindre varme fra væsken. Høyere temperatur gir en mindre temperaturforskjell mellom væske og berg. Dermed blir energioverføringen dårligere. Ønsker en ikke å la temperaturen synke så lavt må en kompensere med flere meter borehull.

#### 6.2.4 Antall brønner, dybde og plassering

Borekostnaden og trykktapet stiger med økende dybde. Dette medfører et skjæringspunkt der det vil lønne seg med to energibrønner i stedet for en. Når en skal kalkulere det totale trykktapet må en ta hensyn til kollektorlengden medregnet samlerør. Det frarådes at den totale avstanden skal overstige 300 meter, (T/R 600m). Overskridelse av dette medfører økte driftskostnader. To brønner på 150 meter vil ofte være mer lønnsomt enn én på 300 meter. Dette er likevel noe som må vurderes for hvert enkelt tilfelle (Huus-Hansen 2014)

I tillegg til å avgjøre antall og dybden på brønnene er plasseringen kritisk. En stor brønnpark krever adskillig areal. Alternativet er at avstanden mellom brønnen blir for lav, slik at hver enkelt brønn ikke får optimal kapasitet. En simulering i EED for en brønnpark bestående av 27 borehull på 100 meter (T. Blomberg et al. 2010), viser et eksempel på hvordan utviklingen av kollektorvæskens gjennomsnittstemperatur påvirkes av avstanden mellom borehullene. Resultatet av simuleringene er illustrert i Figur 22 (Banks 2012).





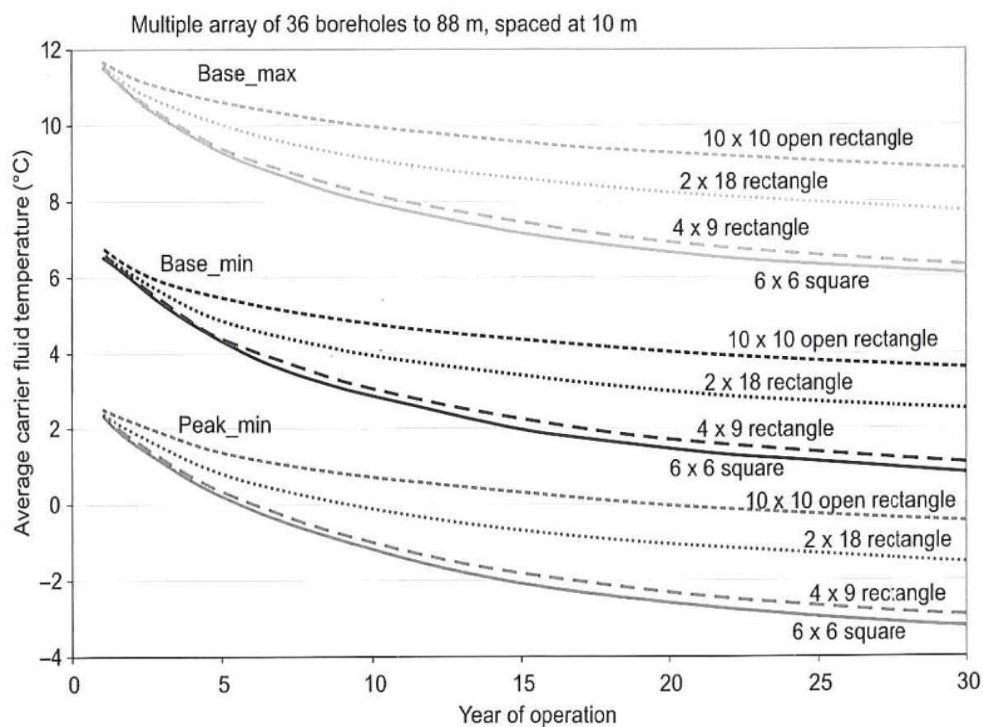
Figur 22. Et eksempel på virkningen avstanden mellom borehullene har på temperaturutviklingen til kollektorvæsken. I eksemplet er det brukt 27 borehull på 100 meter, en spisslast på 160 kW og en årlig last på 256 MWh. Borehullene er plassert som vist øverst til høyre på figuren i et 3 x 9 oppsett (Banks 2012).

Som en ser av figuren vil en avstand på omtrent 10-11 meter oppfylle kravet om en gjennomsnittlig minimumstemperatur som ikke går under  $-5^{\circ}\text{C}$  i den kaldeste måneden. Kortere avstander fører til større termisk «forstyrrelse» blant energibrønnene. En avstand på kun 5 meter mellom brønnene ved ren varmedrift, vil gi et veldig lite effektivt anlegg og en stor sannsynlighet for frostdannelser i bakken.

Det er verd å merke seg at dette er simuleringer som er gjort for en gjennomsnittlig grunn-temperatur på  $11^{\circ}\text{C}$  og en varmekraft på  $65 \text{ mWm}^{-2}$ . Slike forhold er uvanlig i Norge. Her til lands har det i praksis vist seg at en bør velge en avstand på nærmere 20 meter for minimal termisk forstyrrelse for et anlegg som kun leverer varme. Er bruken mer balansert mellom kjøling og varme, kan avstanden i enkelte tilfeller reduseres ned mot 5 meter. Det kreves da egnet boreutstyr (Huus-Hansen 2014).

Den termiske forstyrrelsen påvirkes av den geografiske utformingen av brønnparken. En kvadratisk form vil føre til at flere borehull er omgitt av andre borehull på alle kanter. Kun de som ligger ytterst vil ha en uforstyrret side mot fjellet. En mer optimal design er et åpent rektangel,

slik at hver brønn har et stort område med uforstyrret berggrunn på begge sider. Forskjellen på væsketemperaturen ved de ulike designene er illustrert i Figur 23.



Figur 23. Innvirkningen ulik geografisk utspredning av borehullene har på gjennomsnittstemperaturen til kollektorvæsken. Her er det 36 borehull på 88 meter og en avstand mellom de på 10 meter som er brukt. Spisslasten er 160 kW og årlig last er 256 MWh (Banks 2012).

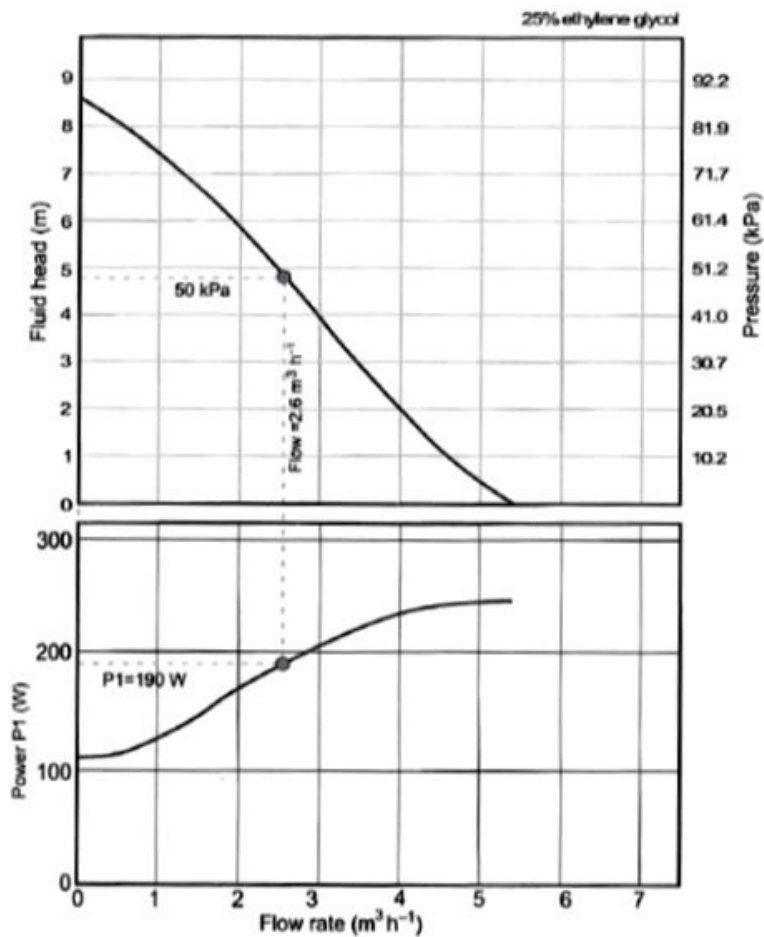
En ser av figuren at de mest kompakte brønnparkene også være dårligst. Som en følge av dyrt, eller begrenset areal kan det være nødvendig å kompensere med dypere brønner. En annen løsning kan være et større areal solfangere.

#### 6.2.5 Sirkulasjonspumpen

Den vanligste sirkulasjonspumpen innen norsk geotermi er sentrifugalpumpen. Den har fått navnet som en følge av at den utnytter sentripetalakselerasjonen til å utføre pumpearbeidet. Sentrifugalpumpen bruker et løpehjul til å øke trykket i væsken. Det skjer ved at løpehjulet er montert inne i selve pumpehuset. Når væsken så slynges ut fra hjulet vil den treffe veggene i pumpehuset. Da vil væsken miste farten den hadde ut fra hjulet og ifølge Bernoulli sitt prinsippet vil trykket øke når hastigheten avtar. På denne måten økes trykket i væsken.

Sentrifugalpumpen er en variabel fortregningspumpe som mister pumpekapasitet ettersom trykkforskjellen øker. Det er derfor viktig å velge en pumpe som er egnet for ønsket bruk. Det

er vanlig at produsenten har en pumpekurve som viser oppnåelig trykkforandring i forhold til pumperaten. En slik kurve er vist i Figur 24. Her er pumpevæsken 25% etyleneglykol.



Figur 24. Grafene viser en pumpekurve for 25% etyleneglykol, der den øverste grafen illustrerer trykkstigningen i forhold til pumpekapasiteten, den nederste grafen viser sammenhengen mellom energiforbruk og pumpekapasitet (Banks 2012).

Enkelte ganger vil varmpumpen bli levert med en integrert sirkulasjonspumpe. Denne er antagelig valgt for å fungere best mulig for en bestemt kollektorvæske, hydraulisk motstand og sirkulasjonsmengde. Det er da viktig å merke seg at pumpen vil operere dårligere for væsker med høyere tetthet.

Siden pumpeeffektiviteten varierer med væskestrømmen, vil effektiviteten til pumpen være størst for en gitt væskestrøm. Det vil dermed være ønskelig å velge en pumpe som operer opp mot dette punktet. Det kan være ønskelig å ha en total virkningsgrad på pumpen på minst 50%, men en kan ofte oppnå en virkningsgrad i området 60-70%. Med total virkningsgrad mener en virkningsgraden i hele prosessen fra konverteringen av elektrisk energi til mekanisk energi og videre til væskebevegelse (Banks 2012).

## 7. Økonomi og total kostnader

Hvis en stiller spørsmål om grunn geotermisk energi er økonomisk lønnsomt, må en sammenligne med andre varmekilder. Fordi direkte bruk av elektrisitet til oppvarming er vanlig i Norge vil en lønnsomhetsanalyse være avhengig av strømprisen. Konkurrerende alternativer er fjernvarme, fyrkjeler, vedovn og luft til luft varmepumpe. I dag er det vanlig å bruke oljefyr til oppvarming. Dette vil ikke lenger være tillatt i 2020 og vil ikke være vektlagt i denne analysen. Derimot vil en utskifting av eksisterende oljefyr være et økonomisk gunstig utgangspunkt for å installere en varmepumpe med energibrønner. Enova kan støtte en slik utskifting med 20% av totalsummen og maksimalt 25 000 kroner. Samtidig vil en oljefyr innebære at en allerede har et system for vannbåren varme (Enova 2014).

### 7.1 Marked

I dag er Norges oppvarmingsbehov av boliger dekt av mange ulike kilder. Hvor stor andel husholdninger som har installert de ulike energikildene er vist som en prosentvis fordeling i Tabell 6. (Statistisk Sentralbyrå 2011):

	2001	2004	2006	2009				
	I alt	I alt	I alt	I alt	Våningshus	Enebolig	Rekkehus mv	Blokk
Elektriske ovner eller varmekabler	97	97	98	94,8	93	97	93	92
Ovn for olje/parafin	15	11	16	5,0	4	7	7	0
Vedovn og/eller peis/åpen peis	69	65	69	67,3	96	88	64	26
Pelletsovn	..	..	0,3	0,7	0	1	1	0
Åpen peis	..	..	13	9,5	14	14	6	4
Lukket vedovn, peisovn	..	..	67	64,6	94	84	62	24
Kombiovn for ved og olje	10	8	7	10,5	19	12	14	3
Ovn for olje/parafin og/eller kombinert for olje og ved	20	17	19	13,7	20	16	19	3
Vedovn/peis og /eller kombinert ovn for olje og ved <sup>1</sup>	72	68	70	71,9	100	92	73	27
Andel med kun åpen peis + diverse, uten vedovn	..	..	2	2,7	2	4	2	2
Felles eller egen sentralfyr totalt, utenom fjernvarme	7	9	9	8,0	8	6	4	15
Felles sentralfyr, uten fjernvarme	5		4	4,2	0	0	2	15
Egen sentralfyr	2		5	3,9	8	6	2	0
Fjernvarme	1	1	1	2,0	0	0	2	6
Varmepumpe i alt	..	4	8	18,5	17	33	8	2
Luft-luft varmepumpe	..	3	7	16,8	12	31	8	1
Annen type varmepumpe	0,1	0,8	1	1,8	4	2	1	1
Varmegjenvinning			5	7,3	3	8	9	7
Gassovn			2	2,5	0	3	3	3
Annet	2	2	..	..	..	..	..	..

Tabell 6. Prosentvis fordeling av de ulike energikildene til oppvarming av norske husstander i 2001, 2004, 2006 og 2009 (Statistisk Sentralbyrå 2011).

Som en ser av Tabell 6. er det vanlig å kombinere flere oppvarmingskilder, men da gjerne en kombinasjon med elektriske ovner eller varmekabler.

Den gjennomsnittlige energibruken i norske boliger og fordelingen mellom ulike energibærere er vist i Tabell 7. Her ser en at elektrisitet dominerer klart og står for 78% av energibruken (Statistisk Sentralbyrå 2011).

	Total energi	Elektrisitet	Olje/parafin	Ved, kull og koks <sup>3</sup>
1993	22 706	18 064	1 761	2 872
1994	23 525	18 436	1 718	3 274
1995	23 633	18 537	1 908	3 105
2001	22 399	17 779	1 217	3 331
2004	21 143	15 991	1 562	3 504
2006 <sup>1</sup>	21 644	16 240	1 411	3 853
2009	20 415	15 977	845	3 407
2009 <sup>2</sup>	21 023	16 343	890	3 593
Prosentvis endring 2004-2009	-3,4	-0,1	-45,9	-2,8

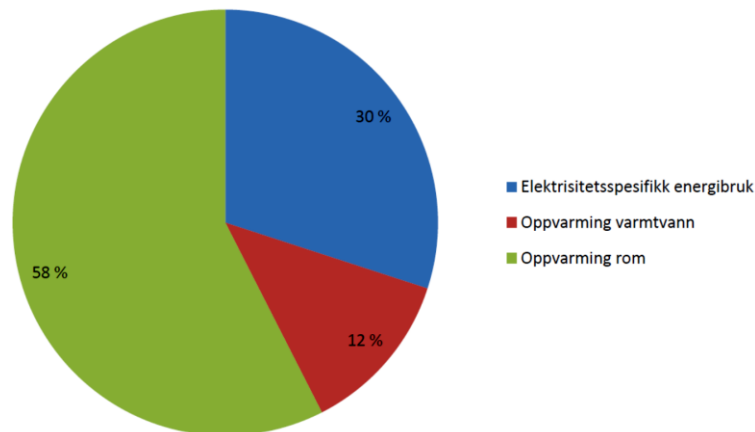
1 For 2006 er forbruk av ved og parafin i fritidshus inkludert i husholdningenes energibruk, mens dette ikke er med for øvrige år. Det innebærer at det totale energiforbruket blir om lag 1 prosent høyere enn det ellers ville vært. Det er mest merkbart for ved, som blir rundt 5 prosent, eller knapt 200 kWh høyere enn om det ikke hadde vært med.

2 Temperaturkorrigert forbruk.

3 For 2009 er det ikke bruk av kull og koks i husholdningene, men noe pellets og vedbriketter.

Tabell 7. Gjennomsnittlig energiforbruk, totalt og fordelt på energibærere. 1993-1995, 2001, 2004, 2006 og 2009. Benevnningen er kWh tilført energi per husholdning (Statistisk Sentralbyrå 2011).

Energibehovet til oppvarming ligger på 70% av det totale energiforbruket i norske husstander. Økt innetemperatur og boligstørrelse drar opp forbruket, likevel er det sannsynlig at oppvarmingsbehovet vil gå noe ned som en følge av bedre isolerte boliger og skjerpede byggeforskrifter. De resterende 30% er elektrisitetsspesifikk energibruk. Det vil si energi som går til hvitevarer og elektriske apparater. Denne andelen er økende, blant annet som en følge av mer teknisk utstyr. Det er verdt å merke seg at dette er utsyr som vil gi fra seg varme. Dermed er skillet mellom elektrisitetsspesifikk energibruk og energi til oppvarming noe flytende. Dagens energibruk er illustrert i Figur 25 (Magnussen et al. 2011).



Figur 25. Fordelingen av energibruken i norske boliger mellom oppvarming av varmtvann, oppvarming av rom og elektrisitetsspesifikk energibruk (Magnussen et al. 2011).

Selv om mye av energibruken går til oppvarming er det ikke alle boliger som er like egnet til å bruke grunn geotermisk energi til oppvarming. Et vannbårent varmedistribusjonssystem er ofte nødvendig. Å legge om til et vannbårent system innebærer så store kostnader at det ikke vil være lønnsomt hvis ikke bygningen skal rehabiliteres. Dermed begrenses bruken av varmepumpe med energibrønner ofte til hus med vannbåren varme, ny bygningsmasse og rehabiliterte hus.

I 2011 kom Norges vassdrag- og energidirektorat ut med en rapport som skulle kartlegge den økonomiske potensialet til grunnvarme i Norge (Kalskin Ramstad 2011). Rapporten konkluderte med at i 2030 er det forventete oppvarmingsbehovet i norske husstander, næring og industri på 52,7 TWh, hvor ny og rehabilitert bygningsmasse står for 28,7 og 11 TWh. Husholdninger har ikke nevneverdig behov for kjøling, men i 2030 vil nye og rehabiliterte næring- og industribygg vil ha behov for omtrent 2 TWh.

Hvis en legger til grunn en effektfaktor på 3,5 innebærer det at av varmebehovet i hovedsak dekkes med 71,4% av energi fra brønnen. Det utgjør potensielt 28,3 TWh. De resterende 28,6% kommer fra elektrisitet som går til å drifte varmepumpen. Denne effektfaktoren overstiger dagens verdi, men i rapporten fra NVE argumenterer de for at videreutviklingen av dagens teknologi gjør en slik verdi reell for fremtidskartlegging. (Kalskin Ramstad 2011).

## 7.2 Investeringskostnad

Grunnvarme krever ofte et vannbårent system, og samlet blir det en høy investeringskostnad. Kostnadene er knyttet til boring, grøfter, varmepumpe og montering. Selve energibrønnen er ofte den største enkeltutgiften og det største usikkerhetsmomentet.

Boring i fast fjell koster 150-250 kroner per meter, ekskludert merverdiavgift. Ved boring og stabilisering i løsmassedekket ned til fjellet trenger en å sette ned foringsrør i stål. Dette er tre til fem ganger så dyrt som boring i fast fjell. Dermed blir tykkelsen på løsmassene viktig for å kunne beregne borekostnadene. I 65% av bebygd areal i Norge er tykkelsen på løsmassene under 30 meter, men i enkelte dalfører på Østlandet, i Trøndelag, Jæren og Finnmark finnes det områder med betraktelig tykkere lag (Kalskin Ramstad 2011).

Selve energibrønnen, kollektor og resten av den utvendige delen vil anslagsvis koste 65 000 til 70 000 kroner med en brønn på 200 meter. Dette er uten løsmasser, hvis det er løsmasser blir det noe dyrere. Eksempelvis vil 50 meter i løsmasser gi en ekstrakostnad på omtrent 25 000 kroner. Antall brønner og boreddybde påvirker prisen, og den gjennomsnittlige prisen varierer gjerne fra 292 kroner per meter og opp til 429 kroner per meter (Kalskin Ramstad 2011).

Varmepumpeprisen er først og fremst avhengig av størrelsen. En større varmepumpe vil gi en noe lavere effektfaktor ved lavere laster, men samtidig vil effektdekningsgraden øke og en vil kunne spare elektrisitet når strømprisen er på sitt høyeste. Prisen på en varmepumpe varierer fra 15 000 kr/kW installert varmeeffekt for de minste varmepumpene til 3300 kr/kW for de største pumpene med en varmeeffekt på over 100 kW. Dermed utgjør den spesifikke kostanden til varmepumpa under ¼ av det den ville gjort ved et mindre anlegg (Kalskin Ramstad 2011).

For grunne geotermiske anlegg kan en generelt si at den kalde siden med energibrønn og kollektorsystem ofte utgjør 45-50 % av kostnadene. Den resterende andelen er knyttet opp mot en eventuell akkumulatortank, sirkulasjonspumpe, varmevekslere, elektro og automatikk samt rørlegger i tillegg til varmepumpen (Huus-Hansen 2014).

I tillegg kan det være nødvendig med et vannbehandlingsanlegg for å sikre driften over mange år. Prisen er avhengig av hvor mye kollektorvæske som brukes. I Tabell 8 og 9 er det to priseksempler. Førstnevnte viser et prisoverslag for et anlegg med 1-5 m<sup>3</sup> væske, og den siste et anlegg med 5-10 m<sup>3</sup> væske (Doan 2014):

Anlegg med mellom 1-5 m<sup>3</sup> væske:

Produkt	Antall	Enhetspris	Sum, eks. mva
KI 12 (korrosjonsinhibitor)	25	101	2 380
Metallfilterhus FOSBN-908 1"- 30"	1	8 927	8 927
Filterpatron MS30-P/P 30» 10 my plastkjerne	6	205	1 230
Oppstart vannbehandling*	1	1500	1 500
			Total sum: 14 185

Tabell 8. Priseksempel for et vannrenseanlegg til et system med 1-5 m<sup>3</sup> kollektorvæske (Doan 2014).

Anlegg med mellom 5-20 m<sup>3</sup> væske:

Produkt	Antall	Enhetspris	Sum, eks. mva
KI 12 (korrosjonsinhibitor)	50	101	5 056
Metallfilterhus 4FOS3 2"-30"	1	17 635	17 635
Filterpatron MS30-P/P 30» 10 my plastkjerne	15	205	3 075
Oppstart vannbehandling*	1	1500	1 500
			Total sum: 27 266

Tabell 9. Priseksempel for et vannrenseanlegg til et system med 5-10 m<sup>3</sup> kollektorvæske (Doan 2014).

Dette gir en total sum på 14 185 kroner for et anlegg med 1-5 m<sup>3</sup> væske og en totalsum på 27 266 kroner for et anlegg med 5-10 m<sup>3</sup> væske, prisene er ekskludert merverdiavgiften.

Det totale volumet i ulike anlegg varierer en del. I praksis vil det kreves omtrent 1 liter væske per meter med 40 mm kollektorslange.

### 7.3 Drift og vedlikehold

Driftskostnadene er i hovedsak knyttet til elektrisitet som går til drift av sirkulasjonspumpen og varmpumpen. Strømprisen vil variere, noe som gjør det vanskelig å fastslå driftskostnadene. Strømforbruket er avhengig av effekt faktoren og årsvarmefaktoren. Eksempelvis vil en årsvarmefaktor på 4, tilsa at en forbruker kun ¼ av elektrisiteten sammenlignet med direkte bruk av strøm til oppvarming.

I tillegg til at en reduserer effektbehovet når behovet og strømprisen er på sitt høyest, egner varmpumper med energibrønner seg godt til akkumulering over døgnet. Dette kombinert med energiavlesere som Smart Grid gjør det mulig å akkumulere når strømprisen og effekten



på nettet er minst. Dette vil ikke bare påvirke driftskostnadene, men også bidra til å minke belastningen på strømmettet og gjøre det lettere å koble inn sol- og vindenergi til nettet.

I tillegg til kostandene som er direkte knyttet opp mot driften, vil det påløpe noe til vedlikehold. Det er viktig med forebyggende vedlikehold og sikre driftsavtaler. Det er anbefalt å utføre periodisk kontroll av kollektorvæsken og renseanlegget en eller to ganger i løpet av et år (Doan 2014).

I kartleggingen av det økonomiske potensialet for grunnvarme i Norge (Kalskin Ramstad 2011), ble vedlikeholdskostnadene satt til 1% av investeringskostnadene for et lukket grunt geotermisk anlegg. Et annet anslag er at vedlikeholdskostnadene ligger på 5-10 øre/kWh som blir produsert. Det er betinget at anlegget er riktig dimensjonert og konstruert (Huus-Hansen 2014).

#### 7.4 Levetid for anlegget

Levetiden er avhengig av korrekt dimensjonering og drift. Det er vanlig å sette en driftsdyktig levetid på varmepumpen til 15 år. Energibrønnen blir gjerne satt til å ha en levetid på 40 år (Kalskin Ramstad 2011). Selv om den har en teknisk levetid på over 100 år (Stykket 2008). Denne begrensningen av levetiden til brønnen kommer som en følge av energioptaket fra brønnen. Det vil si at et anlegg som er dimensjonert for varmeopptaket, eller får tilført ekstra varme til oppladning av brønnen kan overstige levetiden på 40 år.

#### 7.5 Totalkostnad

Selv om et grunt geotermisk anlegg medfører store investeringskostnader må en se om en slik investering vil være økonomisk lønnsom i tillegg til miljøvennlig.

Enova har i tillegg til støtteordningen som kan gi 25 000 kroner for utfasing av oljekjel, også andre ordninger som er rettet mot energiltak i bolig. Dette innebærer inntil 10 000 kroner for solfangere, inntil 20 000 kroner ved omlegging fra elektrisk oppvarming til fornybar vannbåren varme og 10 000 kroner for å oppgradere eksisterende vannbårent anlegg. Felles for disse tilskuddene er at de maks dekker 20% av utgiftene. En kan også få inntil 4 000 kroner til et sentralt varmestyringssystem eller opptil 35% av totalkostnaden (Enova 2014).

For å lage anslag vil et anlegg for en gjennomsnittlig norsk bolig koste fra 100 000 til 250 000 kroner avhengig av type anlegg, dekningsgrad, behov og geologiske forhold. Dette vil da være uten eventuelle støtteordninger.

En kan kort oppsummere anslagene av investeringskostnadene for ulike varmepumpeanlegg som følgende (Huus-Hansen 2014):

Type anlegg	Investeringskostnad	Varmedekningsgrad
Luft/luft	25 000	40% av romoppvarming
Luft/vann	100 000 – 150 000	< 60% av rom- og tappevannoppvarming
Vann/vann	150 000 – 250 000	> 60% av rom- og tappevannoppvarming uten solfangere. Kan dekke oppimot 100% med solfangere, normalt vil være 70-75%

Tabell 10. Tabellen viser anslagsvis investeringskostnad for ulike varmepumpeanlegg med tilhørende varmedekningsgrad (Huus-Hansen 2014).

En kan lage et enkelt regneeksempel med utgangspunkt i en gjennomsnittlig norsk husstand. Som en ser av Tabell 7, ligger den gjennomsnittlige energiforbruket på omtrent 21 000 kWh per år. Fra Figur 25. vet en at 58% av dette går til romoppvarming og 12% går til oppvarming av tappevann. Utfra et typisk vann/vann anlegg vil varmepumpen dekke 75% av energien som går til rom- og tappevannoppvarming. Dette er 11 025 kWh per år.

Med en årsvarmefaktor på 3,5 vil 71,4% av denne energien komme fra energibrønnen og de resterende 28,6% kommer fra elektrisitet. Det vil si at 7 872 kWh kommer fra berget og kan regnes som gratis energi. Hvis en legger en strømpris på 1 kr/kWh til grunn, vil dette tilsvare en årlig besparelse på 7 872 kroner. Varmepumpen er den komponenten som regnes for å ha kortest levetid, men over de 15 årene den leverer vil den totale besparelsen ha utgjort 118 080 kroner. Når en vet at de resterende komponentene i et velfungerende anlegg kan driftes i minst 40 år, ser en fort mulighetene for lønnsomhet i et slikt anlegg. Nå skal det være sagt at dette er et enkelt regnestykke som verken tar med vedlikeholdskostnader, nåverdi, verdiavskrivninger eller variasjoner i strømprisen.

For å gjøre en mer nøyaktig lønnsomhetsanalyse bør en i første rekke inkludere vedlikeholdskostnader og bruke nåverdimetoden. Ved hjelp av denne metoden tar en hensyn til risiko og rentenivået i samfunnet. Metoden kan beskrives ved følgende formel:

$$NV = -CF_0 + \sum_{t=1}^n \frac{CF_t}{(1+i)^t} \quad (21)$$

Her er  $NV$  nåverdien,  $CF_0$  er investeringskostnaden,  $CF_t$  er inntjening i år  $t$ ,  $n$  er levetiden og  $i$  er kalkulasjonsrenten. En positiv nåverdi vil tilsa at investeringen er lønnsom, en negativ verdi indikerer en ulønnsom investering (Hoff 2009).

En investeringskostnad på 180 000 kroner, fordelt som 130 000 kroner til det geotermiske anlegget og 50 000 kroner til solfangeranlegget, der 34 000 kroner blir dekt med støtte fra Enova, så blir  $CF_0 = 146\,000$ . Årlig besparelse i strøm er 7 872 kroner og en årlig vedlikeholdskostnad på 1% av investeringskostnaden til det geotermiske anlegget medfører at vedlikeholdet på et slikt anlegg blir på 1 300 kroner i året. Dermed blir  $CF_t = 6\,572$  det første året. Strømprisen settes til å ha en årlig vekst på 4%. Det er vanlig å sette kalkulasjonsrenten på geotermiske anlegg til 7%. (Olje og energidepartementet 1998).

Hvis en legger dette til grunn vil en oppnå en sammenheng mellom lønnsom investeringskostnad og levetiden til anlegget. Denne sammenhengen er vist i Tabell 11. I den samme tabellen er det også vist en nytt estimat av hva som vil være lønnsom investeringskostnad for et anlegg der det blir kjøpt nye komponenter i år nummer 15 etter oppstart. Denne nye utgiften er satt til 45 000 kroner.

Som en ser av dataene i Tabell 11 er en slik investering inntjent i løpet av 20 til 27 år, avhengig av støtteordninger og nye utgifter. Det er derimot enkelte begrensninger som må tas høyde for. Beregningene tar ikke hensyn til verdien en sitter igjen med etter den satte levetiden. Energibrønnen i seg selv vil ha en lang levetid. Skulle den bli for kald til å driftes, så vil den etter driftsstans naturlig lades opp igjen. Dermed kan den gjennomgå enda en produksjonsyklus.

Strømprisen vil etter all sannsynlighet stige de kommende årene og med tanke på at strømprisen er høyest når varmebehovet også er størst, så kan en pris på 1kr/kWh med en 4% årlig økning forsvares. Til sammenligning har det årlige gjennomsnittet i de siste årene vært i prisområdet 80-90 øre/kWh (Statistisk Sentralbyrå 2013)

Både kalkulasjonsrenten og utviklingen i strømprisen er viktige faktorer i en slik analyse. En lavere kalkulasjonsrente vil korte ned tilbakebetalingstiden. Hadde renten vært på 3,5% ville anlegget i dette eksemplet vært tjent inn i løpet av 16 til 21 år. En kalkulasjonsrente på 9% ville forlenget tiden til 23 til 31 år.

Levetid	Lønnsom investeringskostnad	Ny investeringskostnad
15	103 657	70 038
16	111 811	78 192
17	120 176	86 557
18	128 776	95 157
19	137 608	103 989
20	146 685	113 066
21	156 032	122 413
22	165 653	132 034
23	175 564	141 945
24	185 780	152 161
25	196 316	162 697
26	207 188	173 569
27	218 410	184 791
28	229 986	196 367
29	241 956	208 337
30	254 336	220 717
31	267 128	233 509
32	280 349	246 730
33	294 039	260 420
34	308 201	274 582
35	322 863	289 244
36	338 055	304 436
37	353 779	320 160
38	370 077	336 458
39	386 964	353 345
40	404 471	370 852

Tabell 11. Et overslag over sammenhengen mellom levetid og lønnsom investeringskostnad for et grunt geotermisk anlegg. Her viser kolonnen i midten hva som vil være grenseverdien for en lønnsom investeringskostnad. Den høyre kolonnen tar i tillegg hensyn en ny kostnad på 45 000 kroner i år 15. Til grunn ligger formel (21) og en kalkulasjonsrente på 7%, årlig økning i strømprisen på 4%, samt en årlig besparelse på 6 572 kroner i år 1.

Eksemplet er basert på den norske gjennomsnittshusholdningen. Her er leiligheter og rekkehus medregnet. Det er verd å merke seg at lønnsomheten øker med anleggsstørrelsen. Den spesifikke investeringskostnaden (kr/kW varmeeffekt) blir lavere, samtidig som at prisen per produserte kWh vil avta. Et grunt geotermisk anlegg har ofte en betydelig kortere tilbakebetalingstid enn det som kommer frem i analysen. Den typiske tilbakebetalingstiden for et grunt geotermisk anlegg med solfangere er på 7 år (Huus-Hansen 2014; Nowacki 2008).

Siden grunne geotermiske anlegg er dominert av en høy investeringskostnad, men relativt billig drift, vil prisen per kWh også avta med driftstiden. Et anlegg med et god energidekning og mange driftstimer kan dermed være mer lønnsomt (Olje og energidepartementet 1998).

## 8. Diskusjon

Grunne energibrønner og varmepumper har potensiale til å dekke store deler av varme- og kjølebehovet for norske bygninger, men begrenses noe av mangelen på vannbårne varmesystemer i eksisterende boligmasse. I rapporten fra NVE begrenses potensialet til nye og rehabiliterte bygninger. Rapporten tar ikke hensyn til muligheten for å bruke viftekonvektorer. Dette er en rimelig og effektiv løsning som vil kunne gi GGS et større potensialet i Norge.

Selv om varmepumpen har et forbruk av elektrisk energi, vil dette forbruket være betraktelig mindre sammenlignet med direkte bruk. Dette effektkuttet vil være størst når varmebehovet er størst. Da er effektbelastningen på det norske strømmettet og prisen på elektrisitet på sitt høyeste. Dermed vil et høyere antall geotermiske anlegg senke det norske energiforbruket, men ikke minst vil det avlaste det norske strømmettet. Slik kan det bidra til å redusere kostbare nettutbygninger.

Et effektivt grunt geotermisk anlegg leverer varme med en årsvarmefaktor på 3,5, og ved kjøling som domineres av fri-kjøling kan en oppnå en effektfaktor på over 10. Ved kjøling vil en levere varme tilbake til brønnen. Denne varmen vil bli lagret i berggrunnen og kan hentes opp når det blir behov for oppvarming.

Mengden varme som hentes opp av bakken er kritisk for driften av anlegget. Selv om en henter ut for mye varme av en energibrønn, vil den naturlige oppladningen vedvare. Slik vil en avstengt brønn kun trenge tid for å gjenoppnå sin naturlige temperatur. Dette kombinert med at et lukket geotermisk anlegg ikke slipper ut klimagasser, gjør dette til en bærekraftig og fornybar energiressurs. Likevel skal en være oppmerksom på at en ikke går i en felle og dimensjonerer et system som henter opp mer varme enn berget får tilsig på.

Er varmeopptaket for stort vil temperaturen i berget og kollektorvæsken synke. Effektfaktoren avtar med 4% for hver grad kollektorvæsken synker med. Dette fører til at effektfaktoren og årsvarmefaktoren til anlegget vil synke i takt med nedkjølingen av berget. Vedvarende nedkjøling vil føre til frostdannelser i berggrunnen rundt energibrønnen. Dette kan være spesielt skummelt i områder med leiregrunn. Strukturen i leiren blir ødelagt under gjentatt frysing og tining, dermed risikerer en at bakken gir etter. Hvis en slik drift pågår over tid vil det dannes permafrost. Permafrost kan medføre skader på anlegg, samtidig kreves det store energimengder for å tine opp bakken.

Det finnes en rekke smarte kombinasjonsmuligheter med geotermisk og solenergi. En kombinasjon med solfangere er spesielt egnet for eksisterende geotermiske anlegg som har for få meter med energibrønn, for lite overflateareal til brønnpark, eller for et bygg som øker energibehovet utover det opprinnelige anleggets kapasitet.

Når en skal designe en brønnpark beregnet for å lagre energi er det ønskelig at den skal være noe kompakt. På den måten vil varmen som sprer seg ut fra en energibrønn bare flytte seg til en nærliggende brønn. Når en derimot kun skal levere varme og ikke tilfører brønnparken varme med kjøling eller solfangere, må brønnene være mer spredd. Da er det ønskelig at hver enkelt brønn grenser til mest mulig uforstyrret berg, slik minimeres termiske forstyrrelser og det naturlige varmetilsiget blir tilstrekkelig stort.

Mengden varme en kan hente opp fra berget er avhengig av en rekke forhold. Grunn geotermisk energi er sterkt tilknyttet overflateforholdene og dermed er klimasonen viktig. En annen faktor er berggrunnen. Her er varmeledningsevnen og varmeproduksjonen i berget kritisk. I områder som Osloriften der det finnes varmeprodukerende radioaktive stoffer, kan det tillates en noe høyere varmeopphenting. På generelt grunnlag kan en benytte kartlagte data av berggrunnen og klimadata som grunnlag for dimensjoneringen. Det vil ofte være bedre å bore noen meter ekstra, enn noen for lite. Er anlegget og brønnparken av en viss størrelse, bør en gjennomføre en termisk responstest, for å nærmere avdekke de faktiske grunnforholdene.

Et kritisk punkt som ofte blir neglisjert er trykktapet i kollektorkretsen. Trykktapet øker med dybden på brønnen, strømningshastigheten og den totale lengden på kollektorsløyfen. De vil ofte frarådes at den samlede lengden på en kollektorsløyfen overskrider 300 meter. Et annet viktig moment er simuleringstiden som benyttes for brønnen. Ofte velges det for korte simuleringintervaller der en ikke oppnår stabile temperaturprofiler. En konsekvens av dette er at temperaturen vil fortsette og avta etter endt simuleringstid. Brønnen vil da få dårligere driftsforhold enn antatt.

I Norge holdes grunn geotermisk energi tilbake av den tradisjonelt lave strømprisen. I tillegg har feltet fått liten oppmerksomhet. Samtidig er det en teknologi som krever en relativt store investering. Bruken av elektrisitet vil være mindre lønnsom i fremtiden med nye forskrifter og høyere strømpriser. Likevel skal det store omvendinger til for å få norske bygninger med elektrisk oppvarming til å installere vannbåren varme.

Geotermisk energi er en miljøvennlig og effektiv energikilde, men av folk flest blir den ofte glemt. Dette kommer som en konsekvens av at geotermiske anlegg er lite synlige. Kun som kumlokk i bakken og en godt gjemt varmepumpe. Motstykket er solceller som plasseres på hustakene og store vindmøller som alle ser og dermed har meninger om.

Når det kommer til investeringskostnaden er dette noe som kan virke avskrekkende. En må derfor kunne kvalitetssikre utbyggingen av geotermiske anlegg, slik at en sikrer gode driftsforhold og problemfrie anlegg. På samme måte må en oppnå sikre kostnadsoverslag slik at en kan vise forbrukeren fremtidige besparelser. For enkelthusstander er støtteordninger fra staten i øyeblikket viktig for å bidra til økt lønnsomhet og styrke sikkerheten. En kan aldri forutsi fremtidig støtte, dermed bør fremtidige utbygninger gjerne være lønnsomme uten statlig støtte.

Lønnsomheten ved et grunt geotermisk anlegg vil øke med størrelsen. Både de spesifikke investeringskostnadene vil avta i forhold til installert effekt, samtidig vil større bygg ofte ha behov for kjøling. Et kjølebehov vil øke lønnsomheten betraktelig, ikke bare som en følge av rimelig kjøling, men det vil bidra til en høyere temperatur i grunnen og bedre forholdene for oppvarming. I tillegg vil dagens og fremtidige byggtekniske forskrifter gjøre varmepumper med energibrønner enda mer aktuelt.

Kostadanalysen for den gjennomsnittlige norske husholdningen baserer seg på energibruken i leiligheter og rekkehus i like stor grad som enmannsboliger. Dette medfører et lavere energibehov og dermed blir tilbakebetalingstiden lengre enn det som er vanlig for et grunt geotermisk anlegg.

### 8.1 Konklusjon

Norske forhold egner seg godt til å bruke geotermisk energi som varmekilde. Det er ikke særskilte gode forhold som på Island og New Zealand. Likevel vil grunne energibrønner på et par hundre meters dyp jevne ut sesongvariasjonene i overflatetemperaturen og gi et godt grunnlag for bruk av varmepumper. Lukkede systemer er mest anvendelig, samtidig som at de ikke har innvirkning på grunnvann eller bidrar til utslipp av miljøskadelige og klimafiendtlige stoffer. Et korrekt konstruert lukket grunt geotermisk anlegg vil innfri Brundtlands kommisjonens definisjon på en bærekraftig ressursbruk.

Er anlegget riktig konstruert medfører dette at det ikke hentes ut mer varme enn berget får tilsig på. Denne varmemengden er avhengig av klimasonen, eventuell varmeproduksjon i berggrunnen og grunnvannstrømninger. Når det er lite akvifler og bevegelser i grunnvannet kan en kombinere med solfangere for å øke effektiviteten og lade opp borehullet. Svenske forskere har funnet ut at det ofte vil lønne seg å bruke varmen fra solfangerne til å lade opp energibrønnen i de fire kaldeste månedene i året. I den resterende delen er det mest lønnsomt å bruke solvarme til å varme tappevann.

En varmepumpe vil operere mest effektivt når den foretar et relativt lite kompresjonsarbeid og temperaturløft. Det gjør det ønskelig å benytte et distribusjonssystem med et stort areal for varmeoverføring. På den måten kan en senke temperaturen og årsvarmefaktoren vil stige. Eksempelvis vil et anlegg som benytter et gulvvarmesystem med en temperatur på 40 °C kunne oppnå en årsvarmefaktor mellom 4 og 5. Det samme prinsippet gjør kjøling svært effektivt. Hvis anlegget er designet for det, trenger en ikke å reversere varmepumpen, men kan benytte sirkulasjonspumpen og den lavere temperaturen i borehullet til å levere passiv kjøling.

En temperaturøkning på en grad inn til varmepumpen vil kunne øke effektivitetsfaktoren med 4%. Det er dermed viktig å optimalisere varmeopptaket fra energibrønnen. Det gjør en ved å minimere den termiske motstanden mellom berget og kollektorvæsken. Det er viktig å oppnå turbulent strømningsforhold for Reynolds tall over 4000. Det er viktig at dette tallet ikke blir betraktelig høyere. Et høyere Reynoldstall medfører et høyere trykktap. Et høyere trykktap gir et større behov for arbeid av sirkulasjonspumpen og det medfører en lavere årsvarmefaktor. Både lengden på hele kollektorkretsen og dybden på brønnen påvirker trykktapet. Trykket på bunnen av en energibrønn vil være betraktelig større enn ved overflaten. Kollektorvæsken vil bli seigere og kreve et større pumpearbeid og gi lavere varmeoverføring. Det frarådes at den totale distansen for tur- retur overstiger 600 meter. Dette medfører at to brønner på 150 meter ofte vil være mer lønnsomt enn en brønn på 300 meter.

To brønner krever et større overflateareal enn en brønn. Likevel kan dette tilgjengeliggjøre et større areal i berget og minske faren for nedkjøling. Det samme prinsippet gjelder når en bestemmer plasseringen av brønnene. En mer kompakt plassering av brønnparken kan være



ønskelig når en benytter den til lagring av termisk solenergi. Benyttes brønnen kun til oppheating av varme, bør avstanden være betraktelig større.

Det reelle potensiale i Norge begrenses noe til rehabiliterte og nyere bygg, grunnet mangelen på vannbårne systemer. I 2030 vil det anslagsvis være et forventet årlig oppvarmingsbehov på 39,7 TWh for ny og rehabilitert bygningsmasse. Kjølebehovet vil være på omtrent 2 TWh. Hvis en vurderer viftekonvektorer vil dette potensialet bli større.

Grunn geotermisk energi medfører en høy investeringskostnad, men lave drift- og vedlikeholdskostnader. Det finnes en rekke støtteordninger fra Enova, ved hjelp av disse vil tilbakebetalingstiden forkortes. En gjennomsnittlig husholdning kan oppnå en tilbakebetalingstid på 20 år med støtte, uten vil det kreves noe mer tid. Et behov for kjøling vil gjøre geotermisk energi mer lønnsomt. Investeringskostnaden per kWh avtar med størrelsen på anlegget og den årlige driftstiden. Dermed vil lønnsomheten for geotermiske anlegg øke med energibehovet. Gjennomsnittshusholdningen har et lavt behov. Til sammenligning er tilbakebetalingstiden på vanlige norske anlegg på 7 år.

Dette kombinert med kravene i nyere TEK forskrifter, gjør grunn geotermisk energi svært aktuelt for næringsbygg og bygg av en viss størrelse. Et annet viktig moment er at dette er en miljøvennlig og bærekraftig energikilde som bidrar til å kutte i klimagassutslippene. Samtidig bidrar grunn geotermisk energi til å kutte i spisslasten og dermed reduseres behovet for kostbare utbygninger av strømmettet.

## 8.2 Forslag til videre arbeid

Denne oppgaven utgjør 30 studiepoeng. Oppgavens omfang er dermed noe avgrenset. Det er likevel en del uoppklarte punkter rundt grunn geotermisk energi som oppfordrer til videre arbeid:

- Vurdering av strømningsforhold og termisk motstand for nye kollektortyper.
- Sammenligne ulike typer anlegg og anleggsstørrelser med driftsforhold og årsvarmefaktor.

## 9. Kilder

Banks, D. (2012). *An Introduction to Thermogeology: Ground Source Heating and Cooling - 2nd Editon*. 526 s.

Barbier, E. (2002). Geothermal energy technology and current status: an overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.

Bertani, R. & Thain, I. (2002). Geothermal power generating plant CO2 emission survey. *IGA News*, 49.

T. Blomberg, J. Clasesson, P. Eskilson, G. Hellström & B. Sanner. (2010). *Earth Energy Designer (EED)*. 3.16 utg. Sweden, Blocon Software.

Boyle, G. (2004). *Renewable Energy: power for a sustainable future*.

Cengel, Y. A. G., A. J. (2011). *Heat and Mass Tranfser: Fundamentals and Applications*. 4 utg. New York, McGraw-Hill.

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

Doan, V. H. (2014). Vannbehandling av vann/vann varmepumpe. I. <http://www.norkjemi.no/>, Norkjemi AS.

Dybdahl, J. P. (2014). *Solkollektorer "Smykkeskrinet"*.

Energi 21; Evensen, E. J. N. A., Jane; Berre, Inga; Bergan, Håkon; Næss, Erling; Olesen, Odleiv; Østhassel, Einar. (2011). IG-rapport Fornybar Termisk Energi -Geotermisk -med veikart.

Enova. (2014). *Få en mer energismart bolig*. <http://www.enova.no/finansiering/privat/tilskuddsordningen/130/0/> (lest 01.04).

Gago, E. J., Roldan, J., Pacheco-Torres, R. & Ordóñez, J. (2013). The city and urban heat islands: A review of strategies to mitigate adverse effects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 25 (0): 749-758.

Griffiths, E. (2006). Baking hot at Baker Street. *BBC News*.

Hauge, K. (2009). *Mer vind i geoseilene*, forskning.no; Norges Geotermiske Institutt. Tilgjengelig fra: <http://www.forskning.no/artikler/2009/juni/223247>.

Heiko T. Liebel, Kilian Huber, Bjørn Frengstad, Randi K. Ramstad & Brattli, B. (2009). Thermogeology in the Oslo region and Kristiansand - Results from thermal response tests (TRT) with and without artificially induced groundwater flow. *NGU Rapport* (2009.069).

Hellstrøm, G. (1998). Thermal Performance of Borehole Heat Exchangers. *The Second Stockholm International Geothermal Conference*.

Hoff, K. G. (2009). *Grunnleggende bedriftsøkonomisk analyse*, b. 6, Universitetsforlaget.

Huus-Hansen, W. (2014). (E-post og samtaler).

Kalskin Ramstad, R. (2011). Grunnvarme i Norge -Kartlegging av økonomisk potensial.

Kelley, I. (2006). Ground-source heat pumps deliver both high efficiency and reliability: good news for both contractors and their customers. *Wisconsin Perspective*

Kjellsson, E. (2004). Solvärme i bostäder medanalys av kombinationensolfångare och bergvärmepump. *Lunds Tekniska Högskola*.

Kjellsson, E., Hellström, G. & Perers, B. (2010). Optimization of systems with the combination of ground-source heat pump and solar collectors in dwellings. *Energy*, 35 (6): 2667-2673.

Lewis, C. (2000). *The Dating Game: One Man's Search for the Age of Earth*. 258.

Magnussen, I. H., Spilde, D. & Killingland, M. (2011). Energibruk, energibruk i Fastlands-Norge, Norges vassdrag- og energidirektorat.

Midttømme, K., Koç, N., Birkelund, Y., Øiseth, O., Braathen, A., Eriksson, M. & Oie, V. (2013). *Geotermisk energi for Svalbard*. Geoenergi2013, Bergen. Norwegian Center for Geothermal Energy Research.

Montagud, C., Corberán, J. M., Montero, Á. & Urchueguía, J. F. (2011). Analysis of the energy performance of a ground source heat pump system after five years of operation. *Energy and Buildings*, 43 (12): 3618-3626.

Montagud, C., Corberán, J. M. & Montero, Á. (2014). In situ optimization methodology for the water circulation pumps frequency of ground source heat pump systems. *Energy and Buildings*, 68, Part A (0): 42-53.

NASA, K. T. [http://ceres.larc.nasa.gov/ceres\\_brochure.php?page=2](http://ceres.larc.nasa.gov/ceres_brochure.php?page=2), NASA (lest 23.01).

Nowacki, J.-E. (2008). Underskatta inte värmepump- investeringen! *Borrsvängen*, 3.

Oklahoma State University. <http://www.igshpa.okstate.edu/geothermal/> (lest 20.03).

Olje og energidepartementet. (1998). *Energi- og kraftbalansen mot 2020*. <http://www.regjeringen.no/nb/dep/oed/dok/NOU-er/1998/NOU-1998-11/24/5.html?id=349222> (lest 09.04).

Olje og energidepartementet. (2004). Energi- og vassdragsvirksomhet i Norge.

Oslo kommune. *Smykkeskrinet*. [http://www.miljo.oslo.kommune.no/get-file.php/Milj%C3%B8portalen%20\(PMJ\)/Internett%20\(PMJ\)/Dokumenter/Seminar%20og%20foredrag/klimaforum/Smykkeskrinet\\_%20prosjektark\\_2010%5B1%5D.pdf](http://www.miljo.oslo.kommune.no/get-file.php/Milj%C3%B8portalen%20(PMJ)/Internett%20(PMJ)/Dokumenter/Seminar%20og%20foredrag/klimaforum/Smykkeskrinet_%20prosjektark_2010%5B1%5D.pdf) (lest 26.03).

Rock Energy AS. (2014). <http://www.rockenergy.no/> (lest 18.02.2014). Rybach. (2012). Comprehensive renewable energy. I: b. 7, s. 189-207.

Rosén, B. G., Anna; Fallsvik, Jan; Hellstrøm, Gøran; Nilsson, Gunnel (2001). System för värme och kyla ur mark- En nulägesbeskrivning. *Varia 511*.

Rosén, B. G., Anna; Hellstrøm, Gøran; Nilsson, Gunnel (2006). System för värme och kyla ur mark: Demonstrationsobjekt över jordvärmeanläggningar. *Varia 556*.

Rybach. (2012). *Comprehensive renewable energy*. I: b. 7, s. 189-207.

Shonder, J. A. & Beck, J. V. (2000). A New Method to Determine the Thermal Properties of Soil Formations from In Situ Field Tests.

Slagstad, T. (2008). Radiogenic heat production of Archaean to Permian geological provinces in Norway. *Norwegian Journal of Geology*, 88: 149-166.

Statens strålevern. (2014). *Radon*. <http://www.nrpa.no/radon> (lest 12.03).

Statistisk Sentralbyrå. (2011). *Energibruk i husholdningene*. <http://www.ssb.no/husenergi/> (lest 27.03).

Statistisk Sentralbyrå. (2013). *Elektrisitetspriser*. <http://www.ssb.no/energi-og-industri/statistikker/elkraftpris> (lest 27.03).

Stykket, P. (2008). Varmeopptakets betydning for virkningsgraden for varmpumpeanlegget.

Tilling, K. (2009). *This Dynamic Earth: The Story of Plate Tectonics*. <http://pubs.usgs.gov/gip/dynamic/slabs.html>, USGS (lest 27.01).

William, G. P. G., L. W. (1976). Ground temperature. *Canadian Building Digest*Banks, D. (2012). *An Introduction to Thermogeology: Ground Source Heating and Cooling -2nd Editon*. 526 s



Norges miljø- og  
biovitenskapelige  
universitet

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