



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Masteroppgave 2017 60 stp
Fakultet for realfag og teknologi

Sesonglagring av solenergi i termisk borehullslager med koaksiale borehullsvarmevekslere

Seasonal storage of solar energy in borehole
thermal energy storage with coaxial borehole heat
exchangers

Helene Bøe Tømmerbakke
Miljøfysikk

Forord

Denne masteroppgaven er skrevet som er gjennomført som en del av studieretningen Miljøfysikk på Institutt for teknologi og realfag ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet. Oppgaven utgjør 60 studiepoeng.

Takk til hovedveileder Petter H Heyerdahl for introdusert meg for et veldig spennende fagfelt, takk for god hjelp, inspirasjon og motivasjon underveis. Jeg vil også takke biveiledere Amund Jakobsen Føyn, Wilhelm Huus Hansen og Carlos Salas Bringas for god hjelp.

Sammendrag

Sesonglagring av solenergi i termisk borehullslager gjør det mulig å bruke solenergi til oppvarming hele året. Et termisk borehullslager består hovedsakelig av et volum av berggrunn eller løsmasser, som gir termisk lagringskapasitet, og borehullsvarmevekslere som brukes til å overføre varme til og fra lagervolumet. Teknologien har vist gode resultater i stor skala. I 2016 startet oppføring av et test- og demonstrasjonsanlegg for sesonglagring av solenergi i småskala termisk borehullslager ved NMBU. Hensikten med testanlegget er å videreutvikle teknologien for å bli attraktiv også i mindre skala. Dersom solvarmesystem med sesonglagring i termisk borehullslager kan tas i bruk i norske eneboliger kan dette begrense boligernes behov for elektrisitet fra kraftnettet betydelig, også i vinterhalvåret. Denne masteroppgaven handler om varmeoverføring og sesonglagring av solenergi i småskala termisk borehullslager. I varmesystem med solfangere og termisk borehullslager bør borehullslager ha tilstrekkelig kapasitet for varmeoverføring til å sikre god samdrift med solfangeranlegg. I første del av masteroppgaven ble termisk motstand i en nyutviklet koaksial borehullsvarmeveksler fra Anergy AS, testet gjennom termiske responstester. Termisk motstand i kollektoren ble estimert til 0,054 W/mK og 0,051 W/mK i tester med volumstrøm henholdsvis 0,28L/s og 0,33L/s. Videre ble metode for numerisk simulering av varmeoverføring med koaksialkollektor, i CFD-programvaren Solidworks flow simulation, utarbeidet. Simuleringsmetoden ble testet mot måledata fra de termiske responstestene. I siste del av oppgaven ble det dimensjonert og utformet et termisk borehullslager tilpasset enebolig i Ås. Det ble satt opp CAD-modell og analyseprosjekt for simulering av sesonglagring av solenergi i borehullslageret, basert på utarbeidet simuleringsmetode. Det ble dessverre ikke tid til å gjennomføre simuleringer av sesonglagring i borehullslageret innenfor tidsrammen av dette masterarbeidet.

Abstract

Borehole thermal energy storage makes it possible to utilize solar energy for space heating in winter as well as summer. A borehole thermal energy storage mainly consists of a large volume of rock or soil, for thermal storage capacity, and a number of borehole heat exchangers for heat transfer to and from the storage volume. The technology has shown good results in large scale heating systems. In 2016 the construction of a test- and demonstration facility for small scale borehole thermal energy storage was initiated at NMBU. Appliance of solar heating systems with borehole seasonal storage, in Norwegian homes, could reduce demand for electric power considerably, even in the winter. The theme of this master thesis is heat transfer and seasonal storage of solar energy, in small scale borehole thermal energy storage. First, thermal resistance in a new coaxial borehole heat exchanger was tested in two thermal response tests. Thermal resistance in the borehole heat exchanger was estimated to 0,054 W/mK and 0,051 W/mK in tests with flowrates of respectively 0,285 L/s and 0,333 L/s. Further on, a method for simulation of heat transfer in coaxial borehole heat exchangers, in the CFD-software Solidworks flow simulation was established. The simulation method was tested by comparison of simulation results and measured temperature data from the practical tests. Finally, a borehole thermal energy storage was sized and designed to meet the space heating needs of a residence in Ås. A CAD-model and analysis project for simulation of seasonal storage of solar energy in the borehole thermal energy storage was established. Unfortunately, there were not enough time to carry out simulation with the model, within the timeframe of this thesis.

Innholdsliste

Forord	I
Sammendrag	II
Abstract	III
Figurliste.....	VI
Tabelliste	VIII
1 Innleiing	9
1.1 Bakgrunn	9
1.2 Problembeskrivelse og struktur	12
2 Teori	14
2.1 Termodynamikk.....	14
2.1.1 Termodynamiske system og kontrollvolum.....	14
2.1.2 Indre energi og varme	14
2.1.3 Varmeoverføring	16
2.2 Hydrodynamikk.....	19
2.3 Varmebehov i bolig	20
2.3.1 Oppvarming av rom og tappevann	20
2.3.2 Beregning av energibehov til romoppvarming.....	21
2.4 Solenergi.....	22
2.4.1 Solinnstråling	22
2.4.2 Pvsyst – Simulering av solinnstråling på orientert flate.....	24
2.4.3 Platesolfangere	25
2.5 Sesonglagring av solenergi i termisk borehullslager	27
2.5.1 Grunnen som termisk lager	27
2.5.2 Borebrønn og kollektor	29
2.5.3 Varmeoverføring i borehullsvarmeveksler.....	31
2.5.4 Varmesystem med sesonglagring av solenergi i BTES	35
2.6 Termisk responstesting	40
2.6.1 Metode.....	40
2.6.2 Matematisk beskrivelse av temperaturutvikling i arbeidsvæsken.....	40

2.6.3	Dataanalyse med linjekilde likningen	42
2.6.4	Termisk responstest med distribuert temperaturmåling	43
2.7	Varme og strømningssimulering i Solidworks flowsimulation	45
2.7.1	Computational fluid dynamics med Finite volume method	45
2.7.2	CFD-analyse i Solidworks flow simulation	46
3	Metode.....	53
3.1	Termisk responstest med distribuert temperaturmåling	53
3.1.1	Forsøksanlegg.....	53
3.1.2	Forberedelser og gjennomføring	55
3.1.3	Databehandling.....	57
3.2	Simulering av varmeoverføring i koaksial borehullsvarmeveksler	64
3.3	Sesonglagring av solenergi i BTES tilpasset enebolig	73
3.3.1	Dimensjonering og utforming av BTES.....	73
3.3.2	Energi fra solfangeranlegg	78
3.3.3	Simulering av energilagring i BTES	86
4	Resultat.....	93
4.1	Termisk responstesting	93
4.2	Simulering av varmeoverføring i koaksial borehullsvarmeveksler	94
4.3	Sesonglagring av solenergi i BTES tilpasset enebolig	95
4.3.1	Dimensjonering og utforming av BTES.....	95
4.3.2	Energi fra solfangeranlegg	96
4.3.3	Simulering av BTES i drift.....	101
5	Diskusjon.....	102
5.1	Termisk responstest	103
5.1.1	Klargjøring og gjennomføring av forsøkene	103
5.1.2	Databehandling og resultat	104
5.2	Simulering av varmeoverføring i koaksialkollektor	106
5.3	Sesonglagring av solenergi i BTES	107
5.3.1	Dimensjonering og utforming	107
5.3.2	Energi fra solfangeranlegg	108

5.3.3	Simulering av BTES.....	109
6	Konklusjon	110
7	Bibliografi	111
	Vedlegg A	I

Figurliste

Figur 1:	Illustrerer hvordan sollysets veilengde gjennom atmosfæren avhenger av solas posisjon på himmelhalvkulen	23
Figur 2:	Utsnitt av kart som viser lokasjonen til målestasjoner i METEONORM (METONORM, u.d.).....	25
Figur 3:	viser oppbygning av platesolfanger, samt mekanismer som gir termiske og optiske(refleksjon) tap fra solfangeren.....	25
Figur 4	Konseptuell skisse av U-rørskollektor, koaksialkollektor og åpen kollektor. Svarte piler angir retning av væskestrøm, oransje piler angir retning av varmestrøm ved effekttilførsel i BHE	30
Figur 5:	Radiell temperaturprofil etter injeksjon/ ekstraksjon av varme fra sylinderkilde/sluk i solide omgivelser. Figuren viser resultat av simulert varmeoverføring i gneis.	33
Figur 6:	Konseptuell skisse av varmesystem med solfangere og BTES som forsyner enebolig	35
Figur 7:	Borehullskonvikurasjon og retning på væskesirkulasjon under lading av borehullslageret i demonstratoren ved NMBU.	36
Figur 8:	Lading av BTES med energi høstet i solfanger	36
Figur 9:	Forbruk av lagret solenergi fra BTES	37
Figur 10:	Lagereffektivitet ved ulike formfaktorer i anlegg tilsvarende DLSC, men konstant antall total borehullslengde(). Lagereffektiviteten er estimert gjennom simulering. Grafisk framstilling er basert på figur i «Seasonal Borehole Thermal energy storage-Guidelines for design and konstruktion (Sibbitt, 2015)	39
Figur 11:	Bevaring av masse energi og moment med FVM. Framstilling er basert på figur i (Versetee & Malalasekera, 2007).....	46
Figur 12:	Kuboideformet mesh i solisworks flowsimulation.....	49
Figur 13	Rafinerte celler i solidworks flow simulation.....	49
Figur 14	Vertikal temperaturprofil i grunnen.....	54

Figur 15	57
Figur 16	58
Figur 17	59
Figur 18	60
Figur 19	60
Figur 20	61
Figur 21	62
Figur 22	62
Figur 23	65
Figur 24	66
Figur 25	66
Figur 26	68
Figur 27	71
Figur 28	72
Figur 29	74
Figur 30	77
Figur 31	78
Figur 32	80
Figur 33	82
Figur 34	82
Figur 35	97
Figur 36	98
Figur 37	98
Figur 38	99
Figur 39Tabell 12.....	99
Figur 40	100
Figur 41	101
Figur 42	101

Tabelliste

Tabell 1: Minimumskrav til U-verdi for ulike bygningsdeler, samt maksimalt lekkasjetall, paragraf 14-3 TEK10	21
Tabell 2 Termisk konduktivitet og volumetrisk varmekapasitet for ulike bergarter og løsmasser	28
Tabell 3.....	53
Tabell 4.....	64
Tabell 5.....	69
Tabell 6.....	71
Tabell 7.....	80
Tabell 8.....	81

1 Innleiing

1.1 Bakgrunn

I en gjennomsnittlig norsk husholdning går 60% av elektrisitetsforbruket til romoppvarming og 15% til oppvarming av tappevann. Strømbasert oppvarming av boliger gir periodevis stor belastning på el-nettet. I *Energi21 fornybar varme og kjøling* trekkes det frem at *Redusert bruk av elektrisitet til oppvarming vil redusere belastningen på el-systemet i perioder da det tradisjonelt har høyest belastning (kalde vinterdager). Dette reduserer faren for overbelastning i både produksjons- og distribusjonssystemet for elektrisitet.* (Havskjold et al., 2007, p. 4)

Solenergi kan benyttes til oppvarming av boliger ved hjelp av solfangere som kan forsyne vannbårent varmesystem. En sentral utfordring med å benytte solenergi til oppvarming i Norge er at sesongvariasjonene i innstrålt energi ikke samsvarer med variasjonene i energibehovet. Det vil normalt ikke være kostnadseffektivt å dimensjonere solfangeranlegg for å dekke mer enn omtrent 50% av tappevannsbehovet og 30% av romvarmebehovet, med dagens systemer for varmelagring og norsk klima. (Havskjold et al., 2007) «*Dette skyldes hovedsakelig at systemene for varmelagring normalt er vann og brukes for lagring av varme fra dag til natt og opp til noen få dager. Systemer for langtidslagring, dvs. over uker og måneder ville gitt et betydelig løft i dekningsgraden*» (Havskjold et al., 2007, p. 47). Det er nødvendig å ta i bruk nye metoder for langtidslagring av termisk energi for å kunne utnytte solenergi til oppvarming også om vinteren, når behovet er størst.

Solenergi kan lagres fra sommer til vinter i geotermisk borehullslager. Geotermisk borehullslager omtales ofte med forkortelsen for den engelske betegnelsen «Borehole thermal energy storage» (BTES), og består hovedsakelig av:

- *Et volum av berggrunn og/eller løsmasser, som gir termisk lagringskapasitet.* Et termisk lager bør ha høy varmekapasitet og lavt varmetap til omgivelsene. Når BTES lades til høyere temperatur enn omgivelsene vil det oppstå en varmestrøm ut fra lagervolumet, men høy volumetrisk varmekapasitet og lav termisk ledningsevne gjør at varmpulser ikke beveger seg særlig langt eller raskt i stein(Banks). Disse

egenskapene gjør det mulig å lagre termisk energi i grunnen i lengre perioder, uten at all energien diffunderer til omgivelsene. Lagerets størrelse, utforming og temperatur har stor betydning lagereffektiviteten.

- *En eller flere borehullsvarmevekslere, som brukes til å overføre varme til og fra lagervolumet i berggrunnen.* Borehullsvarmevekslere (BHE), også kalt energibrønner, er vertikale borebrønner i fast fjell og løsmasser, med borehullsinntak som gjør det mulig å sirkulere en arbeidsvæske i brønnen. På denne måten kan varme overføres til grunnen via arbeidsvæsken. Brønninstallasjonene kalles kollektorer, da teknologien tradisjonelt har blitt brukt til å ekstrahere grunn geotermisk energi i grunnvarmepumpesystem (GSHP). Varmeoverføring i borehullsvarmevekslere drives av temperaturdifferanse mellom grunnen og arbeidsvæsken. De termiske egenskapene til grunnen og kollektoren avgjør hvor stor temperaturdifferanse som kreves for å overføre en viss effekt.

I varmesystem som kombinerer solfangere og BTES kan solenergi benyttes til å lade borehullslageret i løpet av sommeren. Om vinteren når det er lite solenergi å høste, og varmebehovet er stort, kan lagret energi forbrukes fra BTES. I noen systemer brukes varmepumpe til å oppgradere den lagrede energien til høyere temperatur. Det er også mulig å lagre energi i grunnen ved høy nok temperatur til at energien kan brukes direkte til oppvarming. Sistnevnte system vil bare kreve elektrisk energi til sirkulasjon av arbeidsvæske.

Solvarmesystem med BTES, uten varmepumpe, har gitt gode resultater i stor skala. Drake landing solar community (DLSC) er et boligfelt med 52 boliger i Canada som benytter solfangere og felles BTES til oppvarming. Solvarmesystemet har vært i drift i 10 år og dekker boligenes energibehov til romoppvarming hele året, med svært lavt elektrisitetsforbruk til drift (COP=30). DLSC har et borehullslager på over 11 000 m³ og to 120 m³ vanntanker for korttidslagring (Drake Landing Solar Community, 2017). I *Seasonal thermal energy storage Report on state of the art and necessary further R+D* oppgis det at sesonglager bør ha en viss størrelse, minimum 20 000 m³, for å være energimessig og økonomisk interessante.

Energimessige utfordringer er knyttet til både effektoverføring og lagereffektivitet. Mindre lagervolum forventes å være mindre effektive enn større lagervolum. I rapporten trekkes det frem at for lav kapasitet for varmeoverføring i brønnene ofte skaper behov for buffertank, for å jevne ut effekttopper ved lading eller forbruk (Mangold et al., 2015).

Borehullslagerets kapasitet for varmeoverføring kan måles i hvor høy temperaturdifferanse mellom arbeidsvæsken og borehullslageret som kreves for å avgi/ekstrahere en viss effekt i borehullslageret. Når BTES skal lades med energi fra solfangere er det fordelaktig at denne arbeidsvæskens temperatur er laves mulig, da solfangervirkningsgrad avtar når væsketemperaturen i solfangeren øker, nærmere forklart i kapittel 2.4.3. På denne måten påvirker borehullslagerets kapasitet til å ta imot effekt hvor mye energi solfangerne høster.

I 2016 startet oppføring av en demonstrator for småskala sesonglagring av solvarme i BTES, ved NMBU. Demonstratoren består av borehullslager med et aktivt volum på omkring 2000 m³, overbygd av et mindre undervisningslokale med i overkant av 60 m² solfangere på taket. Demonstratoren skal blant annet benyttes til å videreutvikle BTES-teknologi for å bli attraktiv også i mindre skala. Dette vil øke potensialet for anvendelse av teknologien betydelig. For å overkomme energimessige og økonomiske utfordringer knyttet til termisk borehullslagring i liten skala utprøves blant annet disse tiltakene:

- *Legge opp til at systemet anvendes i kombinasjon med lavtemperatur varmedistribusjonsløsning (30°C eller lavere) og kun forvarming av tappevann.* Å begrenser nødvendig temperatur i borehullslageret bidrar til å øke lagereffektiviteten. Solfangernes effektivitet øker også når de kan levere lavere temperatur.
- *Generøst dimensjonert solfangeranlegg med rimelige platesolfangere.* Det forventes lav effektivitet i borehullslager. Dette kompenseres for ved å høste flere ganger mer energi enn behovet tilsier.
- *Effektivisere varmeoverføring i borehullsvarmevexlerene, ved å benytte koaksiale borehullsvarmevexlere.* Stort solfangeranlegg betyr potensielt høye effektopper ved lading. Borehullslageret må ha kapasitet til å ta imot høy effekt. Det er ønskelig å unngå behov for buffatank og legge opp til felles sirkulasjonskrets for solfangeranlegg og borehullslager, for å redusere anleggets investeringskostnad. Effektive kollektorer kan bidra til å tillate dette. Nyutviklet koaksialkollektor, fra Aenergy AS, er installert i demonstratorens borehullslager. Koaksialkollektorer har tidligere vist lavere termisk motstand ved varmeoverføring enn tradisjonelt brukte U-rørskollektorer (Acuña & Palm, 2012).

Det første praktiske forsøket som gjennomføres i tilknytning til demonstratoren ved NMBU er en termisk responstest med Anergy-koaksialkollektor, for å estimere termisk motstand i kollektoren og termisk ledningsevne i grunnen i området.

Demonstratoren for sesonglagring av solvarme ved NMBU kalles *Effektbygget*, for å sette fokus på verdien av effektdekning fremfor energidekning. Et bygg som benytter solenergi, uten lagring, kan produsere mer energi enn det forbruker. Denne egenproduksjonen vil nødvendigvis bidra lite til å avlaste el-nettet i anstrengte kraftsituasjoner, vinterstid.

Solvarmeanlegg med sesonglagring kan derimot kutte effektbehovet i norske boliger drastisk, hele året.

1.2 Problembeskrivelse og struktur

Problembeskrivelse

Sesonglagring av solenergi i termisk borehullslager gir mulighet for å redusere elektrisitetsbehov i norske boliger betydelig. Denne masteroppgaven går inn på varmeoverføring og sesonglagring av solenergi i småskala BTES, med Anergy-koaksialkollektor, gjennom følgende arbeid:

1. Termisk responstesting med Anergy-koaksialkollektor, for å bestemme termisk motstand i kollektoren og termisk ledningsevne i grunnen i området.
2. Utarbeide metode for å simulere varmeoverføring i koaksial borehullsvarmeveksler, med CFD-programvaren Solidworks flow simulation
3. Anvende utarbeidet simuleringsmetode til å simulere sesonglagring av solenergi i BTES tilpasset en enebolig i Ås
 - Dimensjonere og utforme borehullslager med 20 borebrønner, basert på boligens energi- og effektbehov til oppvarming. I beregning av energibehov forutsettes TEK10 byggestandard og 200m² BRA.
 - Beregne solfangerproduksjon ved leveranse til borehullslager og vannbårent varmesystem. Det forutsettes 60 m² aktivt solfangerareal, sørvendt.

- Sette opp modell av borehullslageret og analyseprosjekt i Solidworks flow simulation. Simuleringen gjøres med grunnforholdene kartlagt under termisk responstest.

Struktur

Oppgaven er delt i hovedkapitlene innledning, teori, metode, diskusjon og konklusjon. I teori kapitlet presenteres teori som anvendes i besvarelse av oppgaven. Videre presenteres metode, resultat og diskusjon for problembeskrivelsens punkter 1-3 i korresponderende delkapitler i disse delene av oppgaven. Merk at i flere tilfeller baseres metode på funn fra foregående punkter. I disse tilfellene vil det bli referert til de senere delkapitlene der funnene er presentert.

2 Teori

2.1 Termodynamikk

I dette kapitlet forklares grunnleggende størrelser, begreper og formelverk i termodynamikk, som anvendes i denne masteroppgaven. Sentrale begreper er uthevet i kursiv.

2.1.1 Termodynamiske system og kontrollvolum

Når man gjør termiske studier er det praktisk å definere et kontrollvolum, som inneholder systemet som skal studeres. Et kontrollvolum er omsluttet av en kontrollflate som avgrenser systemet fra omgivelsene. Alt utenfor kontrollflaten er systemets omgivelser og alt innenfor kontrollflaten inngår i systemet. I et åpent system kan masse strømme inn og ut av kontrollvolumet (Borgnakke & Sonntag, 2009).

2.1.2 Indre energi og varme

Et termisk system inneholder en mengde *indre energi*, U . I denne oppgaven benyttes energienheten joule(J) og kilowattimer(kWh) for indre energi. Indre energi er den kinetiske og potensielle energien til molekylene i systemet. *Temperatur*, T , er et mål på molekylenees translatoriske kinetiske energi. Den translatoriske kinetiske molekylenergien i et system er proporsjonal med temperaturen i systemet. Derfor kalles denne typen indre energi ofte for *følbar energi*, *følbar varme* eller *termisk energi*. (Cengel & Ghajar, 2011) Enhetene kelvin(K) og celcius(C) benyttes videre for temperatur.

Varme er definert som indre energi som spontant overføres fra et system med høyere temperatur til et system med lavere temperatur. Varme betegnes med symbolet Q og har også enhetene joule og kilowattimer. I dagligtalen brukes begrepet varme ofte om energiinnholdet i et system. I termosfysikken er ikke varme et mål på energiinnhold, men på energimengde som overføres mellom systemer. Når et system mottar varme øker den indre energien til systemet tilsvarende, systemet inneholder ikke varme (Cengel & Ghajar, 2011).

Energioverføring i form av varme eller arbeid kan gi endring i indre energi. Definisjonen *arbeid* omfatter energioverføring som ikke skjer spontant som følge av temperaturdifferanse. I åpne systemer kan massestrøm til eller fra systemet også gi endring i indre energi.

Termodynamikkens første lov kalles *energibevaringsprinsippet* og sier at energi ikke kan skapes eller forsvinne, bare omformes fra en form til en annen. Det vil si at i ethvert system som går gjennom en prosess vil netto endring i energi være lik total tilført energi til systemet, minus total avgitt energi fra systemet.

Når varme tilføres et system øker temperaturen i systemet. *Varmekapasitet*, C , er et mål på hvor mye energi som må tilføres for å øke temperaturen i systemet med en grad. Systemets samlede varmekapasitet avhenger av varmekapasiteten til stoffene det er sammensatt av.

Spesifikk varmekapasitet er et mål på hvor mye energi som må tilføres for å øke temperaturen til en enhet av et stoff med en grad. Spesifikk varmekapasitet har symbolet c , og enheten J/kgK. Volumetrisk varmekapasitet, ρc , har enheten J/m³K. Varmekapasiteten til ulike stoffer varierer med trykk og temperatur, og avhenger av om varme tilføres i et system der volumet holdes konstant eller der trykket holdes konstant. Tettheten i væsker og fast stoff endrer seg lite med temperatur, dermed behandles de ofte som inkompressible (Cengel & Ghajar, 2011). Når man kan neglisjere kompresjon og ekspansjon kan man regne med varmekapasitet for konstant volum. Da kan temperaturendring i et system som følge av varmeoverføring uttrykkes som:

$$\Delta T = \frac{Q}{C_v} \quad [K] \quad \text{Formel 1}$$

Der Q er varme tilført systemet og C_v er systemets varmekapasitet ved konstant volum.

Endring i indre energi som følge av varmeoverføring ved konstant volum er gitt ved:

$$\Delta U = C_v \Delta T = mc \Delta T = \rho c V \Delta T \quad [J] \quad \text{Formel 2}$$

Der m er systemets masse, c er systemets spesifikke varmekapasitet, ρ er massetetthet og V er volum.

2.1.3 Varmeoverføring

Når to systemer med ulik temperatur er i termisk kontakt vil det gå en varmestrøm mellom systemene helt til systemene har lik temperatur. Størrelsen *varmestrøm* angir raten til varmeoverføringen, det vil si hvor stor varmemengde som strømmer mellom systemene per tidsenhet. Varmestrøm betegnes med symbolet \dot{Q} , og har effektenheten *watt* (W). Varme kan overføres gjennom tre ulike mekanismer; konduksjon, konveksjon og stråling.

Konduksjon er varmeoverføring som følge av interaksjon mellom nærliggende molekyler i fast stoff, væske eller gass. Termisk energi overføres fra energirike molekyler til mindre energirike molekyler, blant annet gjennom kollisjoner og vibrasjon. Konduktiv varmestrøm gjennom et medie avhenger av geometrien til mediet, material og temperaturgradienten i mediet. Konduktiv varmestrøm gjennom en plan vegg ved:

$$\dot{Q}_{cond} = -\lambda A \frac{T_1 - T_2}{x} \quad [W] \quad \text{Formel 3}$$

Der λ er den termiske konduktiviteten til materialet, A er arealet av veggen, x er veggtykkelsen, T_1 og T_2 temperatur på hver side av veggen. *Termiske konduktivitet* er et mål på den termiske ledningsevnen til et materiale, som angir varmestrøm gjennom en tykkelsesenheter av materiale per areal enhet per enhet temperturdifferanse.

Termisk diffusivitet er et mål på hvor fort varme brer seg i et materiale. Diffusivitet er forholdet mellom materialets termiske ledningsevne og volumetriske varmekapasitet, definert som:

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho c} \quad \left[\frac{m^2}{s} \right] \quad \text{Formel 4}$$

Der λ er den termiske konduktiviteten til materialet, ρ er materialets massetetthet og c er spesifikk varmekapasitet.

Lav diffusivitet betyr at varmen i stor grad absorberes av materialet og i liten grad ledes videre.

Konveksjon er forflytning av masse eller energi i strømmer av væske eller gass.

Varmeoverføring mellom en solid overflate og fluid i bevegelse langs flaten kan være konvektiv. Innad i væsker i bevegelse kan det også oppstå konduktiv varmeoverføring. Den konvektive varmeoverføringen øker når bevegelsen i fluidet øker. Størrelsen på den konvektive varmeoverføringen avhenger også av strømningsforholdene. Man skiller mellom tvungen og naturlig konveksjon. Ved tvungen konveksjon er fluidet satt i bevegelse av ytre krefter, for eksempel fra en pumpe eller vifte. Ved naturlig konveksjon kommer bevegelsen av oppdrift skapt av tetthetsforskjell mellom fluidlag med ulik temperatur. Konvektiv varmetransport kan beskrives av Newtons avkjølingslov:

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_s - T_\infty) \quad [W] \quad \text{Formel 5}$$

Der h er konveksjonskoeffisienten til overflaten, A er overflatearealet, T_s er temperaturen på overflaten og T_∞ i fluidet et stykke utenfor overflaten.

Stråling avgis i form av elektromagnetiske bølger, fra alle legemer: Netto varmestrøm fra et legemet i form av stråling beskrives av Boltzmanns lov:

$$\dot{Q} = \varepsilon\sigma A(T^4 - T_0^4) \quad [W] \quad \text{Formel 6}$$

Der A er overflateareal, ε er legemets emissivitet, T er legemets temperatur og T_0 er temperatur i legemets omgivelser. Boltzmanns konstant er $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Wm}^2/\text{K}^4$. Legemets *emissivitet* angir forholdet mellom varmestrøm fra legemet og varmestrøm fra svart legeme under tilsvarende forhold.

Termisk motstand og U-verdi

Når man beregner varmestrøm i termiske systemer må man ofte ta hensyn til at varmen skal overføres gjennom flere ulike medier og overgangen mellom disse. Da kan det være praktisk å arbeide med generelle varmeovergangstall med felles enhet for alle varmeoverføringsmekanismer. Varmestrøm kan behandles på samme måte som elektrisk strøm. Formel x og x viser at alle varmeoverføringsmekanismer drives av temperaturdifferanse, på samme måte som elektrisk strøm drives av spenningsforskjell. Man kan definere en termisk motstand på samme måte som man definerer en ohmsk elektrisk motstand:

$$R = \frac{\Delta T}{\dot{Q}} \quad [K/W] \quad \text{Formel 7}$$

Det ΔT er temperaturdifferansen som gir opphav til varmestrømmen \dot{Q} .

Kombinasjon av *formel 7* med *formel 3* og *formel 5* gir disse uttrykkene for henholdsvis konduktiv og konvektiv termisk motstand gjennom plan flate:

$$R_{cond} = \frac{x}{\lambda A} \quad [K/W] \quad \text{Formel 7}$$

Der x er flatens tykkelse, λ er flatens termiske konduktivitet og A er flatens areal.

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad [K/W] \quad \text{Formel 8}$$

Der h er flatens konveksjonskoeffisient og A er flatens areal.

Mellom flater med ujevn struktur eller ruhet vil det være glipper mellom flatene som gir en isolerende virkning. Ved varmeoverføring mellom to solide materialer kan temperaturfall i grenseovergangen forklares med begrenset termisk kontakt mellom flatene. Denne termiske motstanden avhenger av ruheten til overflatene, materialet i hver av flatene, trykket som holder dem sammen og hva som fyller lommene mellom flatene (for eksempel luft eller vann). Termisk kontaktmotstand er definert som:

$$R_{kontakt} = \frac{1}{h_{kontakt}} = \frac{\Delta T_{overgang}}{\dot{Q}/A} \quad \left[\frac{m^2 K}{W} \right] \quad \text{Formel 9}$$

Der $h_{kontakt}$ er termisk kontaktkonduktans, A tilsynelatende kontaktareal, $\Delta T_{overgang}$ er temperaturdifferanse over overgangen, \dot{Q}/A er varmestrøm per areal (Cengel & Ghajar, 2011)

Termiske motstander i parallell eller serie kan legges sammen på samme måte som elektriske motstander.

Det er også vanlig å benytte *U-verdi* som en samlet varmeovergangskoeffisient, per arealenhet for å beregne varmestrøm på denne måten:

$$\dot{Q} = UA\Delta T \quad [W] \quad \text{Formel 10}$$

Der A arealet av flaten og ΔT er temperaturdifferansen mellomflatens sider.

2.2 Hydrodynamikk

I dette kapitlet forklares sentrale begreper, størrelser og beregningsmetoder innen hydrodynamikk, som anvendes i denne masteroppgaven. Sentrale begrep er uthevet i kursiv.

Det skilles hovedsakelig mellom to typer strømning; laminær og turbulent. *Laminær* strømning har rette strømlinjer som ikke krysser hverandre. *Turbulent* strøm er mer kaotisk, med virvler og hastighetsfluktuasjoner. I laminære strømmer er varmeovergang hovedsakelig konduktiv. I turbulent strøm oppstår også konvektiv varmeoverføring. Strømning i rør er laminær ved lav nok hastighet og blir turbulent når hastigheten oversiger en kritisk grense. Overgangen fra laminær til turbulent strøm skjer gradvis. Strømning som veksler mellom å laminær og turbulent. Reynoldstall er en dimensjonsløs størrelse som angir forholdet mellom treghetskrefter og friksjonskrefter i væskestrømmen. Dette forholdet kan brukes til å vurdere om er strømning er laminær eller turbulent, eller i et overgangsområde med delvis eller vekslende turbulens. Reynoldstallet er definert slik:

$$Re = \frac{\rho v_{av} D_h}{\mu} \quad \text{Formel 11}$$

Der ρ er væskens tetthet v_{av} er gjennomsnittlig strømningshastighet, D_h er strømningskanalens hydrauliske diameter og μ er dynamisk viskositet

I sirkulære rør er rørets indre diameter den *hydrauliske diameteren*. I ytre kanal i koaksiale rør er den hydrauliske diameter:

$$D_{h \text{ ytre kanal}} = D_{i \text{ ytre kanal}} - D_{y \text{ indre kanal}} \quad [m] \quad \text{Formel 12}$$

Det er dessverre ingen klar reynoldstallgrense som skiller laminær og turbulent strøm.

Overflateruhet, fluktuasjoner i strømningshastighet eller bevegelse i røret eller andre forhold kan skape forstyrrelser som påvirker strømningsmønsteret. I de fleste tilfeller kan man forvente at rørstrøm med $Re < 2300$ er laminær og $Re > 10\,000$ er fullstendig turbulent (Cengel & Ghajar, 2011).

2.3 Varmebehov i bolig

2.3.1 Oppvarming av rom og tappevann

Tappevann

NS3031 tabell A.1 gir standardisert verdi for energibehov til tappevann. Tabellen oppgir varmebehov på 30kWh/m² BRA til tappevann for kategorien *småhus*. Varmebehov til tappevann er normalt like stort hele året. For å unngå vekst og spredning av legionella kreves det at varmtvannsbereder holder minimum 65°C (tek10 §15.5) (Direktorat for byggkvalitet, 2016)

Romoppvarming

Energibehovet til romoppvarming i en bolig er lik boligens varmetap til omgivelsene minus oppvarming fra belysning, elektrisk utstyr, personer og solvarme innstrålt gjennom vinduene. Varmetapet fra boligen avhenger av boligkonstruksjonen og det lokale klimaet. I Norge har vi forskrifter om tekniske krav til byggverk som setter minimumsgrenser for byggets egenskaper for at det skal kunne oppføres lovlig. Dette sikrer et visst nivå av energieffektivitet i Norske bygg. Gjeldende teknisk byggeforskrift er *TEK10*. TEK10 § 14-2 setter krav til energieffektivitet. Første ledd gir øvre grense for netto energibehov per kvadratmeter oppvarmet bruksareal(BRA), for ulike bygningskategorier. For kategorien *småhus* kan ikke energibehovet overskride 100 kWh + (1600/m² oppvarmet BRA) kWh. Netto energibehov skal kontrollberegnes etter reglene i NS 3031:2014. TEK10 § 14-3 gir minimumskrav til energieffektivitet. Kravene til kategorien *småhus* er gitt i tabell 1.

U-verdi Yttervegg [W/ (m ² K)]	U-verdi tak [W/(m ² K)]	U-verdi gulv på grunn og mot det fri [W/ (m ² K)]	U-verdi vindu og dør inkludert karm /ramme [W/ (m ² K)]	Lekkasjetall ved 50 Pa trykkforskjell [Luftveksling pr. time]
---	---------------------------------------	---	--	---

$\leq 0,22$	$\leq 0,18$	$\leq 0,18$	$\leq 1,2$	$\leq 1,5$
-------------	-------------	-------------	------------	------------

Tabell 1: Minimumskrav til U-verdi for ulike bygningsdeler, samt maksimalt lekkasjetall, paragraf 14-3 TEK10

2.3.2 Beregning av energibehov til romoppvarming

I dette kapittelet presenteres formelverk for beregning av varmetap fra bolig og internt varmetilskudd i boligen, hentet fra NS3031 kapittel 6.1.1.1 *Varmetap* og 6.1.1.2

Varmetilskudd:

Totalt varmetap fra bolig kan beregnes på månedsbasis som:

$$Q_H = (H_D + H_U + H_V + H_{inf})(\theta_{set,H} - \theta_{e,i})t_i + Q_{g,i} \quad [kWh] \quad \text{Formel 13}$$

Der:

H_D er koeffisient for direkte varmetransmisjonstap til det fri [W/K]

H_U er koeffisient for varmetransmisjonstap til uoppvarmede soner [W/K]

H_V er koeffisient for varmetap som følge av ventilasjon [W/K]

H_{inf} er koeffisient for varmetap som følge av infiltrasjon [W/K]

$Q_{g,i}$ er varmetap til grunnen i måned i [kWh]

$\theta_{set,H}$ er settpunkttemperatur for oppvarming [K]

$\theta_{e,i}$ er gjennomsnittlig utetemperatur for måned i [K]

t_i er antall timer i måneden delt på 1000 for omregning til kWh [h]

$Q_{g,i}$ er varmetap til grunnen i måned i [kWh]

Detaljert metode for beregning av varmetapskoeffisienter er gitt i NS3031 kapittel 6.1.1.1.1 – 6.1.1.1.5

Varmetap mot grunnen

Ved å neglisjere faseforskyvning mellom utetemperatur og varmetap til grunnen kan varmetap til grunnen beregnes slik:

$$Q_{g,i} = H_g(\theta_{set,H} - \theta_{e,i})t_i \quad [kWh] \quad \text{Formel 14}$$

$$H_g = U_i A_i \quad \left[\frac{W}{K} \right] \quad \text{Formel 15}$$

Der U_i er U-verdi mot grunnen og A_i er areal mot grunnen.

Internt varmetilskudd kan beregnes på månedlig basis med formelen:

$$Q_{int} = t_i(q_{lys} + q_{uts} + q_{per} + q_{fan}) \quad [kWh] \quad \text{Formel 16}$$

Der

t_i er antall timer i måneden delt på 1000 (for omregning til kWh)

q_{lys} er spesifikt gjennomsnittlig varmetilskudd fra belysning [W/m^2]

q_{uts} er spesifikt gjennomsnittlig varmetilskudd fra utstyr [W/m^2]

q_{per} er spesifikt gjennomsnittlig varmetilskudd fra personer [W/m^2]

q_{fan} er spesifikt gjennomsnittlig varmetilskudd fra tilluftsvifter [W/m^2]

2.4 Solenergi

2.4.1 Solinnstråling

Innstrålt effekt

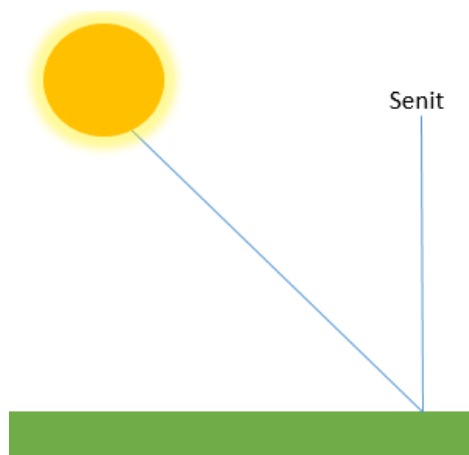
Jordens solside mottar en kontinuerlig strøm av energi fra sola i form av elektromagnetisk stråling. Intensiteten som treffer den øvre delen av atmosfæren er nær konstant.

Årsgjennomsnittet av denne intensiteten kalles solarkonstanten og er definert som

$$I_s = 1367 \text{ W}/m^2$$

Variasjoner i intensiteten like utenfor atmosfæren er på pluss/minus 3,4%, og kommer hovedsakelig av at avstanden jord-sol endrer seg gjennom året (Holtet, 2014).

Hvor mye av solinnstrålingen som når jordoverflaten varierer derimot mye. På vei gjennom atmosfæren blir intensiteten redusert som følge av at noe stråling reflekteres, absorberes eller



Figur 1: Illustrerer hvordan sollysets veilengde gjennom atmosfæren avhenger av solas posisjon på himmelhalvkulen

spres av partikler i atmosfæren. Hvor mye av innstrålingen som reflekteres, absorberes eller spres avhenger blant annet av hvor mye atmosfære strålingen må gjennom før den når jordoverflaten.

Et mål på dette er størrelsen *Air mass*(AM). AM angir strålingens veilengde gjennom atmosfæren relativ til korteste veilengde. Lyset har kortest vei gjennom atmosfæren når solen står i senit, illustrert i figur 1.

AM beskriver altså hvordan

solintensiteten avhenger av solas posisjon på

himmelhalvkulen. Solas posisjon på himmelhalvkula er

avhengig av breddegrad og varierer i løpet av dagen, når sola beveger seg over

himmelhalvkula, og i løpet av året, når jordas helning relativ til sola endrer seg syklisk. Ved

høye breddegrader er maksimal solhøyde lavere enn ved lave breddegrader, dermed man

forvente lavere strålingsintensitet ved høye breddegrader enn ved lave breddegrader.

Solintensiteten ved ulike lokasjoner på jordoverflaten påvirkes også av lokale, variable faktorer. Klima og værforhold spiller i stor grad inn på hvor mye solenergi som reflekteres, spres og absorberes i atmosfæren. AM kan brukes til å beregne «*clear sky*» innstråling ved ulike breddegrader, men metrologiske data er nødvendig for å kunne estimere reduksjon som følge av skyet vær. Redusert innstråling på grunn av forhøyninger i horisont eller skygning fra nærliggende elementer kan også være betydelig.

Stråling som treffer en flate er en kombinasjon av *direkte og diffus stråling*. Direkte stråling er solstråling som har nådd flaten uten å bli spredt eller reflektert på veien. Stråling som har blitt spredt i atmosfæren, før den nådde flaten betegnes som diffus stråling. Stråling som reflekteres fra bakken eller andre nærliggende objekter, og treffer panelet, defineres ofte også som diffus stråling. Betegnelsen *global innstråling* brukes om summen av den direkte og den diffuse innstrålingen som treffer en flate.

Albedo angir forholdet mellom reflektert stråling fra en flate og innkommende stråling på flaten. Albedo kan ha verdier fra 0 til 1, der 0 betyr at ingen refleksjon og 1 betyr at all innkommende stråling reflekteres av flaten. Denne størrelsen kan brukes til å estimere hvor mye diffus stråling, som kommer av refleksjon fra bakken, en flate mottar. Ulike bakkeforhold har forskjellige refleksjonsegenskaper og dermed ulik albedo.

Hvor høy strålingsintensitet som treffer en flate avhenger også av flatens *vinkel og orientering* i forhold til sola. Intensiteten er høyest når normalen til flaten er parallell med den direkte strålingen fra sola. På nordlig halvkule vil sørvendt flate være vendt mot sola og motta mest energi i løpet av året.

2.4.2 Pvsyst – Simulering av solinnstråling på orientert flate

Pvsyst er en programvare utviklet for systemdesign av solcelleanlegg, som blant annet bregner solinnstråling på panelene. Solinnstrålingens intensitet estimeres til ulike tider på døgnet og året for angitt geografisk lokasjon. Programmet kan ta hensyn til flatens orientering og helning, albedo, horisont og skygning fra nærliggende element. Pvsyst kan dermed brukes til å beregne innstråling på platesolfangere, som igjen kan brukes til å estimere produksjon. Programmet kan ikke beregne produksjon fra solfangere.

Pvsyst beregner innstråling på panelene basert på måledata for global horisontal innstråling, og diffus horisontal innstråling dersom det er tilgjengelig. Datakilden METONORM er innebygd i programmet, og har tilgang til metrologiske data fra målestasjoner over hele verden. Pvsyst interpolerer data fra de nærmeste målestasjonene for å estimere innstråling ved panelenes lokasjon. Fig x viser METONORMS målestasjoner i nærheten av Ås. Som oftest er bare data for månedlig innstrålt energimengde tilgjengelig. Da bruker PVsyst innebygde algoritmer til å generere syntetiske timesverdier ut fra disse dataene (Mermoud & Wittmer, 2014).

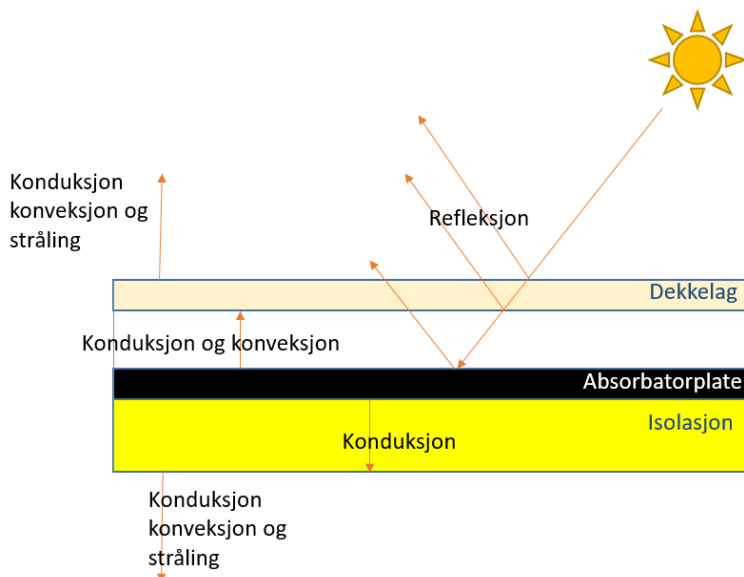


Figur 2: Utsnitt av kart som viser lokasjonen til målestasjoner i METEONORM (METONORM, u.d.)

2.4.3 Platesolfangere

Solfangere varmer opp vann eller et annet arbeidsmedium ved hjelp av strålingsenergi fra sola. Det finnes mange ulike typer solfangerteknologier, utviklet med fokus på å absorbere mest mulig strålingsenergi og begrense termiske tap til omgivelsene. I Norge er platesolfangere mest brukt. I denne typen solfangere absorberes strålingsenergi av en mørk metallplate med rør i. Slik omdannes strålingsenergi til termisk energi i platen, som igjen kan overføres til væske som strømmer i

rørene. For å hindre varmetap til omgivelsene står platen i et rammeverk, med isolasjon på baksiden og har vanligvis et gjennomsiktig dekke på framsiden. Solfangerens formfaktor angir forhold mellom *aktive areal* (absorbtorplaten) og solfangerens totale areal, inkludert rammeverk. Oppbygningen av platesolfangeren er illustrert i figur 3.



Figur 3: viser oppbygning av platesolfanger, samt mekanismer som gir termiske og optiske(refleksjon) tap fra solfangeren

Arbeidsvæsken i solfangeren, som transporterer energi fra solfangeren til den termiske lasten, kan være rent vann eller en frostvæskeblanding. Dersom man bruker rent vann er det viktig at solfangeren kan tømmes for væske i perioder med fare for frost, for å unngå skader. Dette kan for eksempel oppnås ved å installere en

drainback-tank plassert lavere enn solfangerpanelene, og sørge for at alle rør i-, til- og fra

solfangeren har nok helning til å tømmes av seg selv når sirkulasjonspumpen som driver arbeidsvæsken stoppes.

Virkningsgraden til en solfangers aktive areal kan uttrykkes som:

$$\eta_{SF} = \frac{\text{Innstrålt effekt} - \text{Termisk og optisk tap}}{\text{Innstrålt effekt}} = \frac{P_{Fra SF}}{P_{Sol}} \quad \text{Formel 17}$$

Når virkningsgraden til en solfanger skal estimeres må det skilles mellom optiske og termiske tap. Optiske tap er det effekttapet som skyldes refleksjon fra panelet. Termiske tap avhenger av differansen mellom temperaturen i solfangeren og omgivelsestemperaturen, samt innstrålt effekt på panelet. Mekanismer for varmetap er illustrert i *figur 3*. Denne formelen uttrykker sammenheng mellom virkningsgrad for en flatplatesolfanger, innstrålings intensitet og temperaturdifferanse mellom arbeidsvæsken i kollektoren og omgivelsene til solfangeren:

$$\eta_{SF} = \eta_0 - \frac{(a_1(T_{sf} - T_o) + a_2(T_{sf} - T_o)^2)}{I_s} \quad \text{Formel 18}$$

Der η_0 er den optiske virkningsgraden til panelet, a_1 og a_2 er parameter som beskriver termiske tap fra panelet T_{sf} er tempeatur i solfanger og T_o er temperatur i solfangerens omgivelser, I_s er solintensitet på panelet. Parameteren η_0 , a_1 , og a_2 kan estimeres gjennom testing av solfangeren (Quaschnig, 2004). Typiske verdier av for platesolfanger , dekkelag på fremsiden (International Energy Agency, 2004):

$$\eta_0 = 0,78$$

$$a_1 = 3,2 \text{ [W/Km}^2\text{]}$$

$$a_2 = 0,015 \text{ [W/K}^2\text{m}^2\text{]}$$

Temperatur ut fra solfangeren kan reguleres ved å regulere volumstrømmen gjennom solfangeren. Temperatur ut fra solfangeren kan uttrykkes slik:

$$T_{ut} = \frac{P_{Sol}\eta_{SF}}{\rho c \dot{V}} + T_{inn} \quad [K] \quad \text{Formel 19}$$

2.5 Sesonglagring av solenergi i termisk borehullslager

2.5.1 Grunnen som termisk lager

BTES utnytter varmekapasiteten til et stort volum av berggrunn eller løsmasser, under bakken, til å lagre termisk energi. Man benytter altså lagringsmedium som allerede er på stedet og som er gratis. Lagervolumet opptar bare plass under bakken, og arealet over kan brukes til andre formål (Sibbitt, 2015). Det betyr også at lagringsmediets egenskaper er gitt av de geologiske forholdene i området, som dermed må tas hensyn til i hvert spesifikt tilfelle der man vurderer å ta i bruk BTES. Dette kapittelet beskriver geologiske forhold som er sentrale for termisk lagring av solenergi i grunnen.

Berggrunn er fast fjell og som vanligvis er dekket av et løsmasselag, av varierende tykkelse. Ulike bergarter ligger ofte lagvis, og kan ha sprekker og lommer fylt av grunnvann eller luft. Løsmasser kan bestå av mineraler og organisk materiale i et bredt spekter av partikkelstørrelser, for eksempel torv, leire, sand, grus eller knust stein. Mellom partiklene vil det være porer fylt med luft eller vann. Under en viss dybde i grunnen vil alle sprekker og porer i fjell og løsmasser være mettet med vann, dette nivået kalles grunnvannsspeilet.

Ulike bergarter og løsmassetyper har forskjellige termiske egenskaper og kan være mer eller mindre egnet til varmelagring. Tabell x viser en oversikt over vanlige verdier for termisk konduktivitet og for ulike bergarter og løsmasser. I fast fjell overføres varme hovedsakelig gjennom konduksjon. I sprekker og lommer i fjellet kan det også oppstå konveksjon. *Effektiv ledningsevne*, benyttes som et begrep for den samlede effekten av alle mekanismer for varmetransport i grunnen. Høy effektiv ledningsevne vil være positivt i forhold til varmeoverføring til og fra grunnen, men vil også bidra til høyere varmetap ved borehullslagring. Områder med store grunnvannsstrømmer og dermed høy konvektiv varmetransport egner seg ikke til varmelagring.

Termisk konduktivitet [W/mK]	Volumetrisk varmekapasitet [kWh/m ³ K]
--	---

Bergarter

Kalkstein	1,5 - 3,0	0,53 - 0,67
Sandstein	2,0 - 6,5	0,56 - 0,58
Gneis	2,5 - 4,5	0,58 - 0,72
Granitt	3,0 - 4,0	0,44 - 0,86
Amfibolitt		
Leirskifer	1,5 - 3,5	0,64
Basalt	1,3 - 2,3	0,67 - 0,72
Kvartsitt	5,5 - 7,5	0,53 - 0,75
Løsmasser		
Grus (tørr)	0,7 - 1,7	0,33
Sand	0,7 - 2,5	0,33
Silt	0,9 - 1,7	0,36
Leire	0,5 - 1,7	0,36

Tabell 2 Termisk konduktivitet og volumetrisk varmekapasitet for ulike bergarter (Banks, 2012) og løsmasser (Chiasson, 2016)

Tabell x gir også en oversikt over vanlige volumetrisk varmekapasitet for ulike bergarter og løsmasser. Til sammenligning har vann, som ofte benyttes som termisk lagringsmedium, en volumetrisk varmekapasitet på omtrent 1,16 kWh/m³K. Bergarter har altså typisk omkring halvparten av den volumetriske varmekapasiteten til vann. Det vil si at man kan lagre omtrent samme energimengde i to kubikk stein som i en kubikk vann ved samme temperaturdifferanse, se formel xx. Varmekapasiteten til lagringsmediet er avgjørende for hvor stort lagervolum som kreves. Høy varmekapasitet bidrar også til at varmpulser propagerer saktere i mediet, noe som bidrar til å begrense hvor fort varme transporteres ut fra det aktive lagervolumet, se formel xx.

Utrørttemperaturen i grunnen er også en viktig faktor i forhold til termisk borehullslagring. Dette temperaturotgangspunktet angir hvor mye man må øke temperaturen i lagervolumet før det vil være mulig å hente ut energi ved ønsket temperatur. Temperaturen i borehullslagerets urørte omgivelser vil også spille inn på lagereffektiviteten, da konduktiv varmestrøm fra lagervolumet drives av temperaturgradienten mot omgivelsene, formel x. Den urørte temperaturen i grunnen kommer av at grunnens naturlige funksjon som lager for solenergi. Grunnvarme, også kalt grunn geotermiske energi, er hovedsakelig solenergi, magasinert som lavtemperatur varme i dybder ned mot 300m. Bakken mottar solvarme om sommeren og avgir varme om vinteren. Dette gir sesongvariasjon i grunntemperaturen nær jordoverflaten. Disse årlige svingningene er synlige ned mot omtrent 10 - 20 m. Videre er temperaturen vanligvis

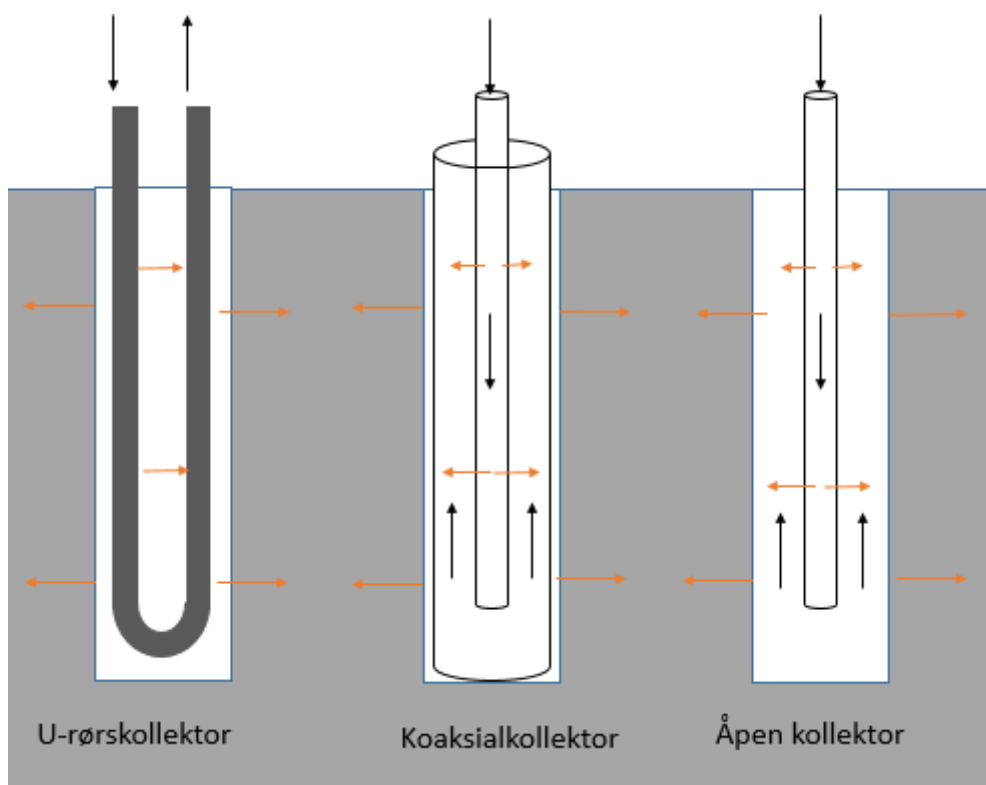
stabil gjennom året, med en svak positiv gradient i dybden. Den stabile temperaturen i grunnen kan estimeres ved å ta utgangspunkt i gjennomsnittlig lufttemperatur og korrigere med +1-2 °C som følge av snødekke. I Ås vil dette tilsvare 6-8 °C. Andre faktorer som grunnforhold, vegetasjon, topografi, solinnstråling og menneskelig aktivitet kan også gjøre betydelig utslag på grunntemperaturen. (Norges Geologiske Undersøkelser, 2015).

2.5.2 Borebrønn og kollektor

Borehullsvarmevekslere(BHE) er vertikale borebrønner i fast fjell med brønninstallasjon som legger til rette for å veksle varme med berggrunnen. Brønnene har vanligvis en diameter på 0,09 - 0,15m og dybde på opp mot 200m. Dersom berggrunnen er dekket av løsmasser settes føringsrør av stål i brønnen, ned til fast fjell, for å hindre ras. Kollektorer installeres i borebrønnene for å kunne sirkulere arbeidsvæske, som kan avgi eller motta varme. Det benyttes to typer kollektorsystem; åpne og lukkede.

Åpne systemer benyttes grunnvann som arbeidsvæske. En åpen kollektor har et senterrør der vannet pumpes ned i brønnen og kan strømme opp igjen utenfor røret i direkte kontakt med borehullsveggen, se fig x. Å bruke grunnvann som arbeidsvæske gir dermed god effektoverføring i brønnen, men kan gi store driftsproblemer på grunn av bakterievekst, igjenslamming og utfellinger i varmevekslere, pumper og rør. Det er derfor mest vanlig å bruke lukkede systemer. I lukkede systemer danner kollektoren en lukket krets der en arbeidsvæske kan sirkulere uten å blandes med grunnvannet. I lukkede systemer kan arbeidsvæsken være rent vann eller vann blandet med frostvæske. Rent vann har de beste fysiske egenskaper for effektoverføring, men i systemer som opererte med temperaturer nær eller under frysepunkt må det benyttes frostvæske. Kollektoren utformes for å oppnå best mulig termisk kontakt mellom arbeidsvæsken og berggrunnen. De kan deles inn i to hovedtyper basert på geometrisk utforming; U-rørskollektor og koaksialkollektor.

En *U-rørskollektor* består av en eller flere U-formede rørsøyfer i plastmateriale der arbeidsvæsken kan strømme til bunn av brønnen, snu og strømme opp igjen. Enkel- og dobbel U-rørskollektor er illustrert i fig xx. Grunnvann som står i borehullet vil gi termisk kontakt mellom U-rørene og berggrunnen. I områder der grunnvannsspeilet står dypt fylles borehullet med fyllmasser. Arbeidsvæsken kan veksle varme med grunnen både på vei opp og ned i brønnen. Varmestrøm mellom arbeidsvæsken og berggrunnen må gå gjennom plastrøret og grunnvann eller eventuelle fyllmasser. Når arbeidsvæsken avgir eller mottar varme på vei gjennom rørsøyfen vil det oppstå en temperaturdifferanse mellom opp- og nedstrømmende væske. Denne temperaturdifferansen gir opphav til en varmestrøm mellom kanalene, som man kan kalle en kortslutningseffekt. Kortslutningen svekker effektiviteten til borehullsvarmeveksleren. Se fig x.



Figur 4 Konseptuell skisse av U-rørskollektor, koaksialkollektor og åpen kollektor. Svarte piler angir retning av væskestrøm, oransje piler angir retning av varmestrøm ved effektivførsel i BHE

En *koaksialkollektor* består av et indre rør som står i et ytre rør, vist i figur 4. Arbeidsvæsken kan strømme ned i det indre røret og opp i det ytre, eller omvendt. Når arbeidsvæsken er i ytre kanal kan den veksle varme med grunnen. Det ytre røret kan være laget av hardt eller fleksibelt plastmateriale. Med fleksibel yttervegg kan man god kontakt med borehullsvæggen og dermed lav termisk motstand mellom kollektorveggen og borehullsvæggen. Det indre røret

er laget av hardt plastmateriale. Også i denne kollektortypen vil det oppstå kortslutning mellom opp- og nedstrømmende væske, illustrert i *figur 4*. Størrelsen på kortslutningseffekten vil blant annet avhenge av overflatearealet, veggtykkelsen og materialeegenskapene til det indre røret, samt strømningsforholdene i indre og ytre kanal. Også i denne kollektoren vil kortslutning redusere effektiviteten til kollektoren.

I systemet som vurderes i denne masteroppgaven inngår koaksialkollektor utviklet av Anergy AS. Den ytre kanalen i kollektoren består av fleksibelt materiale som presses mot borehullsveggen når den fylles med vann. På denne måten kommer ytre kanal i direkte kontakt med brønnveggen, ikke via grunnvann eller fyllmasse. Kollektoren er armert, for å unngå risiko for skader og for å tåle trykksetting. Den termiske motstanden mellom arbeidsvæsken i ytre kanal og borehullsveggen kan uttrykkes som:

$$R_{f\ ytre-bv} = R_{konv} + R_{kond} + R_{kontakt} \quad \left[\frac{K}{W} \right] \quad \text{Formel 20}$$

Der R_{konv} er konduktiv termisk motstand, R_{kond} er konduktiv termisk motstand og $R_{kontakt}$ er termisk kontaktmotstand.

2.5.3 Varmeroverføring i borehullsvarmeveksler

Total termisk effekt som overføres mellom grunnen og arbeidsvesken i en borehullsvarmeveksler kan beregnes slik:

$$\dot{Q} = \rho c \dot{V} \Delta T_{inn-ut} = \rho c \dot{V} (T_{inn} - T_{ut}) \quad [W] \quad \text{Formel 21}$$

Der ρ er tetthet, c er spesifikk varmekapasitet \dot{V} er volumstrøm T_{inn} og T_{ut} er væsketemperatur inn og ut av BHE.

Varmeroverføring mellom arbeidsvæsken og grunnen i BHE drives av temperaturdifferanse mellom de to, $\Delta T_{f.g.}$. Varmen skal drives gjennom kollektoren, til borehullsveggen og videre utover i grunnen, eller motsatt retning. For å ekstrahere varme fra grunnen må arbeidsvæsken ha lavere temperatur enn borehullets omgivelser. For å injisere varme må arbeidsvæsken ha

høyere temperatur enn borehullets omgivelser. Vider i dette kapittelet beskrives varmeoverføring gjennom kollektoren til borehullsveggen, og fra borehullsveggen og videre ut i fjellet, samt hvordan disse prosessene påvirke borehullslagerets samspill med solfangeranlegg og termisk last.

Termisk motstand i kollektoren

Totale termiske motstanden mellom arbeidsvæsken og borehullsveggen, kalles kollektormotstand eller borehullsmotstand, og defineres per meter borehull på denne måten:

$$R_b = \frac{\Delta T_{f-bv}}{\dot{Q}/H} \quad \left[\frac{Km}{W} \right] \quad \text{Formel 22}$$

ΔT_{f-bv} er differansen mellom gjennomsnittlig væsketemperatur i kollektoren og temperatur ved borehullsveggen.

Total kollektormotstand, R_b , kommer av flere faktorer (Banks, 2012):

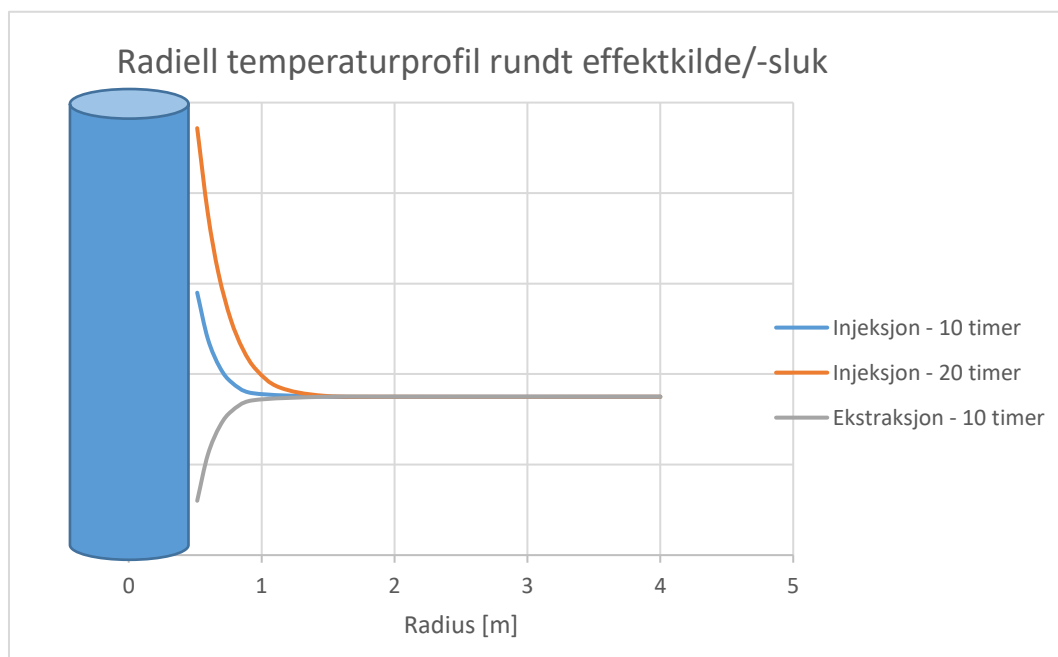
- Termisk motstand ved varmeoverføring gjennom materialer og fluider som skiller arbeidsvæsken fra borehullsveggen, og overgangene mellom dem. Disse
- Kortslutning mellom opp- og ned strømmende væske. Kortslutning i kollektoren gjør av væsken som strømmer inn kollektoren må ha høyere temperatur for at ønsket effekt skal bli overført til borehullsveggen.

Kollektormotstanden R_b brukes ofte som et mål på hvor effektiv en kollektor er. Skal man for eksempel overføre 100 W/m gjennom en kollektor med $R_b = 0,1$ krever dette $\Delta T_{f-bv} = 10^\circ\text{C}$. Skal man overføre samme effekt gjennom en kollektor med $R_b = 0,05$ krever dette $\Delta T_{f-bv} = 5^\circ\text{C}$. U-rørskollektorer har vanligvis termisk motstand på 0,06-0,12 Km/W, eller høyere (Acuña & Palm, 2012). Fleksibel koaksialkollektor testet av Jose Acuña og Bjørn Palm i to forskjellige borehull med diameter 115 mm, og med 3 forskjellige strømningshastigheter. Testene total kollektormotstand R_b lik 0,027 Km/W, 0,035 Km/W og 0,029 Km/W med strømningsrate på henholdsvis 0,58 L/s, 0,50L/s og 0,43 L/s (Acuña & Palm, 2012). Disse termiske motstandene er beregnet med gjennomsnittstemperaturapproximasjon, som beskrives i kapittel 2.6.3.

Termisk motstand i grunnen

Når man begynner å overføre varme til et borehull vil temperaturen ved borehullsveggen, T_{bv} , stige. Hvor fort T_{bv} stiger avhenger av hvor høy effekt som overføres og diffusiviteten til grunnen rundt borehullet. Diffusiviteten til fjellet avgjør hvor tregt varmen transporteres fra borehullsveggen og videre ut i grunnen. Når T_{bv} stiger må temperaturen på arbeidsvæsken stige tilsvarende for å opprettholde effektoverføringen.

Ved ekstraksjon av varme fra et borehull vil temperaturen ved borehullsveggen synke tilsvarende som den stiger ved injeksjon. Figur 5 illustrere et eksempel på radiell temperaturutvikling ut fra borehullsveggen ved injeksjon/ekstraksjon av en konstant effekt. Figuren viser at temperaturen ved borehullsveggen er svært avhengig av hvor lenge varmeoverføringen ha pågått, og hvor høy effekt som overføres.



Figur 5: Radiell temperaturprofil etter injeksjon/ ekstraksjon av varme fra sylinderkilde/sluk i solide omgivelser. Figuren viser resultat av simulert varmeoverføring i gneis.

Den termiske motstanden i grunnen kan beskrives som:

$$R_g = \frac{\Delta T_{bv-g}}{\dot{Q}/H} \quad \left[\frac{Km}{W} \right] \quad \text{Formel 23}$$

Der T_g er temperaturen i grunnen i tilstrekkelig radius fra borehullsveggen til at temperaturen er upåvirket av varmeoverføringen. I eksempel i figur 5 kan man se at den radielle temperaturprofilen konvergerer mot T_g . I motsetning til R_b kan ikke R_g betraktes som en konstant størrelse, ved en gitt effekt. R_g er svært avhengig av hvor lenge varmeoverføringen har pågått. Denne tidsavhengigheten blir nærmere beskrevet i kapittel 2.6.2.

Drivende temperaturdifferanse mellom arbeidsvæsken og grunnen

Man kan betrakte grunnen og borehullsvarmeveksleren som to termiske motstander i serie (Banks, 2012). Da kan man uttrykke den drivende temperaturdifferansen mellom arbeidsvæsken og borehullets upåvirkede omgivelser, som kreves for få avgitt effekten \dot{Q} i borehullsvarmeveksleren:

$$T_f - T_g = \Delta T_{f-g} = \dot{Q} \times (R_b + R_g) \quad [K] \quad \text{Formel 24}$$

Der T_f er gjennomsnittlig vasketemperatur i kollektoren, T_g er temperaturen i grunnen i tilstrekkelig radius fra borehullsveggen til at temperaturen er upåvirket av varmeoverføringen, R_b er termisk motstand i kollektoren og R_g er termisk motstand i grunnen.

Dersom man levere effekt til et borehull ved å sirkulere arbeidsvæske som varmes av en «stiv» effektkilde vil man etterhvert komme til en stabil tilstand der nær hele den tilførte effekten avgis i borehullet. Med «stiv» effektkilde menes at den ikke påvirkes av lasten, for eksempel en elektrisk varmekilde. Dersom arbeidsvæsken ikke avgir like mye effekt som den mottar vil temperaturen i væsken stige, helt til avgitt effekt i borehullet er like høy som mottatt effekt fra kilden.

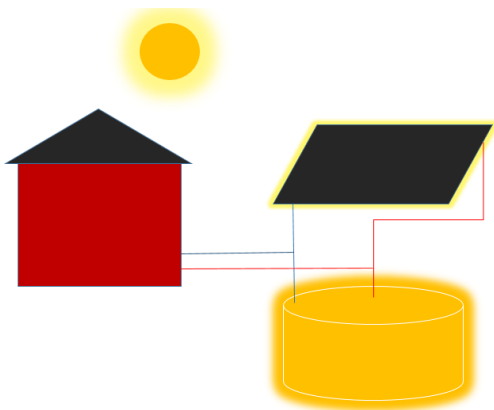
En solfanger er ikke en «stiv» effektkilde. Når arbeidsvæske sirkuleres mellom solfanger og BHE, vil solfangerens produksjon påvirkes av hvor høy temperatur arbeidsvæsken må ha for å kunne avgi effekt i BHE. Dersom arbeidsvæsken avgir mindre effekt enn den mottar vil væsketemperatur inn i solfangeren stige, solfangeren vil få lavere virkningsgrad og leverer

dermed lavere effekt til arbeidsvæsken. På denne måten begrenser ΔT_{f-g} solfangeranleggets produksjon. Ved ekstraksjon av varme fra en borehullsvarmeveksler er heller ikke den «stiv» effektkilde. Har man for eksempel behov for å ekstrahere varme ved 30°C fra BHE vil temperaturen i grunnen, T_g , og termisk motstand, R_b og R_g , begrense hvor høy effekt man kan ekstrahere. Høy termisk motstand i grunnen og/ eller kollektor kan kompenseres for med flere eller dypere borehullsvarmevekslere. Man kan også benytte buffertank for å jevne ut effekttopper i produksjon eller forbruk.

2.5.4 Varmesystem med sesonglagring av solenergi i BTES

I dette kapitlet beskrives varmesystem med sesonglagring av solenergi i BTES, uten varmpumpe.

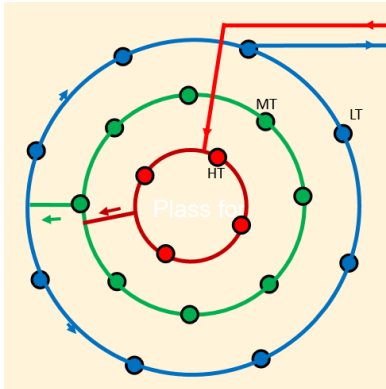
System



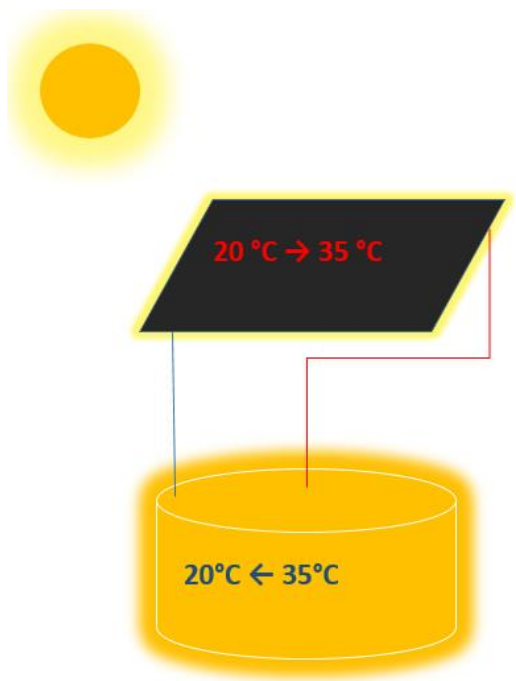
Figur 6: Konseptuell skisse av varmesystem med solfangere og BTES som forsyner enebolig

Figur 7 viser en konseptuell skisse av et varmesystem med solfangere og BTES som forsyner en enebolig med energi. Solfangeranlegget må kunne levere energi direkte til boligen, når behov og produksjon sammenfaller, og til borehullslageret ved overskudd i produksjon. Borehullslageret utformes vanligvis som en sylinder, ved at borehullsvarmevekslerne danner en sirkelformasjon på overflaten. For å begrense varmestrøm ut av BTES kan lagervolumet utformes og lades slik at man oppnår en lavest mulig temperaturgradient ut mot omgivelsene. Det er derfor vanlig å lade lageret fra senter og utover. Det sendes solvarmet arbeidsvæske først til den innerste kretsen i lageret, og så videre radielt utover. Figur 6 viser en skisse av borehullskonfigurasjon i demonstratoren ved NMBU. På denne måten oppnår man høyest temperatur i lagerets kjerne og avtakende temperatur radielt utover. Dette bidrar også til at

arbeidsvæsken får avgitt mest mulig energi før den pumpes tilbake til solfangeren. Figur 8 illustrerer en mulig driftssituasjon.



Figur 7: Borehullskonveksjon og retning på væskesirkulasjon under lading av borehullslageret i demonstratoren ved NMBU.



Figur 8: Lading av BTES med energi høstet i solfanger

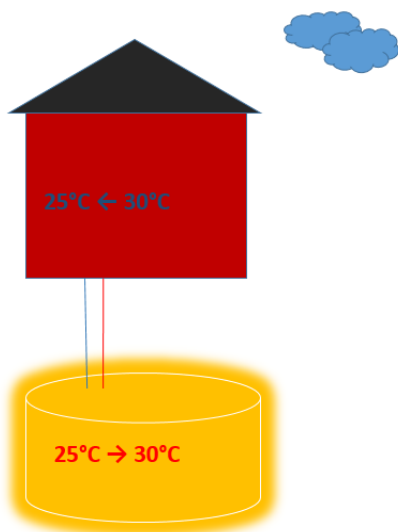
Før energi fra borehullslageret kan brukes til oppvarming må borehullslageret lades fra grunnens utrørttemperatur til en temperatur varmedistribusjonssystemet i boligen kan utnytte, for eksempel 30°C. Det er ikke hensiktsmessig å dimensjonere solfangeranlegget til å lade borehullslageret fra urørttemperatur til driftstemperatur på en sesong. Denne for-ladingen vil ta flere år. Tidsrommet der BTES lades fra urørt temperatur til driftstemperatur omtales videre

i denne masteroppgaven som borehullslagerets *for-ladefase*. Tiden etter dette, når det i perioder forbrukes energi fra BTES, omtales videre som *driftsfasen*.

Dersom varmesystem med solenergi og BTES skal dekke romvarmebehovet i en bolig hele året må solfangeranlegget må dimensjoneres for å minimum levere nok energi til å dekke varmebehov og varmetap fra BTES. Usikkerhet knyttet til lagereffektivitet eller ønske om å korte ned for-ladefasen kan gjøre at man velger å installere et større solfangeranlegg.

I tillegg til solfangeranlegg, borehullslager og varmedistribusjonskrets må systemet ha sirkulasjonspumper og rørsystem med ventiler og styringssystem som kan regulere væskestrømmen basert på produksjon og forbrukssituasjonen. Styringssystem med mulighet for å regulere i hvilken krets i borehullslageret man veksler varme med kan bidra til å øke solfangernes driftstid og gjøre energiekstraksjonen mer effektiv:

- I noen innstrålingssituasjoner vil ikke solfangerne oppnå høy nok temperatur til å levere varme til borehullslagerets innerste krets, men temperaturen kan være høy nok til å til å levere varme til kretser lenger ute i lageret.
- I noen driftssituasjoner kan ytre kretser i borehullslageret ha lavere temperatur enn returarbeidsvæsken fra boligen, da bør effektuttak fra BTES styres mot senter. Figur 9 illustrere effektuttak fra BTES. Det bør alltid prioriteres å ekstrahere varme så langt ute som mulig.



Figur 9: Forbruk av lagret solenergi fra BTES

Lagerutforming og lagereffektivitet

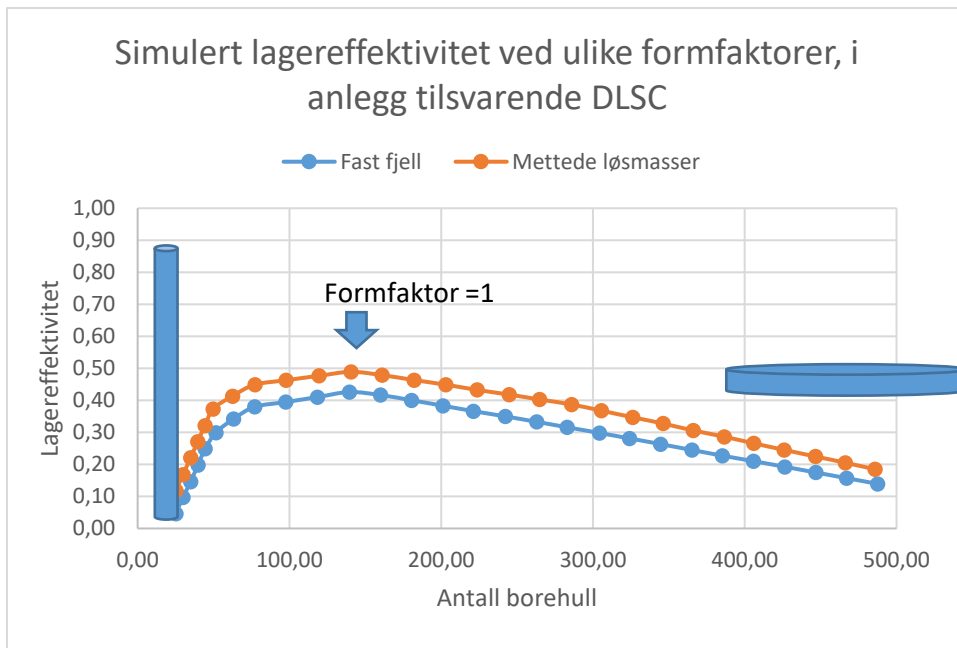
I denne masteroppgaven defineres lagereffektivitet på denne måten:

$$\eta_{BTES} = \frac{\text{Energi til lading av BTES} - \text{Varmetap fra BTES}}{\text{Energi til lading av BTES}}$$

Under stabil drift der gjennomsnittlig temperatur i BTES ikke øker fra år til år tilsvarer dette:

$$\eta_{BTES \text{ stabil drift}} = \frac{\text{Forbruk av lagret energi fra BTES}}{\text{Energi til lading av BTES}} \quad \text{Formel 25}$$

Sylinderformet eller nær sylinderformet lagervolum velges for å oppnå størst mulig volum per overflateareal. Termiske tap vil være proporsjonale med lagervolumets overflate, se kap 2.1.3. Forholdet mellom lagerets diameter og dybde kalles *formfaktor*. Dersom toppflaten til borehullslageret isoleres godt, kan varmetapsflaten reduseres til lagervolumets bunn- og sideflate. I slike tilfeller vil sylinderformet lagervolum med formfaktor 2 gi minimal varmetapsflate (Lanini et al., 2014). Formfaktor lik 2, betyr dobbelt så stor diameter som dybde. Dersom man antar like stor varmefluks fra topp-, bunn- og sideflate, vil formfaktor lik 1 teoretisk gi minst overflate per volum, for et gitt volum. I *Seasonal Borehole Thermal Energy Storage – Guidelines for design and construction*, oppgis det at BTES-formfaktor bør holdes innenfor området 0,3 – 3, for å unngå betydelig fall i lagereffektivitet. Dette resultatet er basert på simuleringer av Drake Landing Solar Communitys varmesystem, med konstant antall meter borehull, men ulike formfaktorer. Resultatene er dermed knyttet til Drake Landing Solar Communitys systemdesign og klima. Resultatet av simuleringene er plottet i figur 10. Borehullsdybden avtar fra venstre til høyre i figuren, og antall borehull øker fra venstre til høyre i figuren.



Figur 10: Lagereffektivitet ved ulike formfaktorer i anlegg tilsvarende DLSC, men konstant antall total borehullslengde(). Lagereffektiviteten er estimert gjennom simulering. Grafisk framstilling er basert på figur i «Seasonal Borehole Thermal energy storage-Guidelines for design and konstruktion (Sibbitt, 2015)

I noen tilfeller er det nødvendig å tilpasse BTES-utformingen etter tilgjengelig areal. Det er for eksempel mulig å bore skrå brønner slik at lagervolumet som en avkortet kjegle for å begrense parkens overflateareal.

Størrelse

Dimensjonering av BTES-volum kan ta utgangspunkt i

- Hvor stor energimengde det er behov for å hente fra lageret, i perioden med underskudd av solenergi
- Volumetrisk varmekapasitet i grunnen
- Forventet lagereffektivitet
- Hvor høy temperaturdifferanse man aksepterer mellom slutten av en ladesesong og starten av neste

Antall borehullsvarmevekslere og avstand mellom dem

Drake Landing Solar Community har en avstand på 2,25m mellom borehullene i sitt BTES (Drake Landing Solar Community, 2017). I studien *Improvement of Borehole Thermal Energy*

Storage Design Based on Experimental and Modeling Results (Lanini et al., 2014) ble det simulert med omkring 5m avstand mellom borehullene. Antall borebrønner er ikke bare et spørsmål om avstand mellom dem, med også om hvor mange meter BHE man har behov for, for å oppnå høy nok kapasitet for varmeoverføring i BTES. På den måten er nødvendig borehullstetthet knyttet til termisk ledningsevne i grunnen og termisk motstand i BHE som skal anvendes. Kan sei noe om kostnad, avveining mot utnyttelse av solfangere.

2.6 Termisk responstesting

Termisk responstesting er en metode for å bestemme termisk motstand i borehullsvarmeveksler og termisk ledningsevne i grunnen, gjennom in-situ forsøk.

2.6.1 Metode

Forsøket går på å overføre en konstant effekt i brønnen i noen dager, og kontinuerlig måle temperaturen på arbeidsvæsken tur og retur. Da finner man ut hvor høy temperaturdifferanse ΔT_{f-g} som kreves for å overføre denne effekten, i dette borehullet, som funksjon av tid. Disse måledataene kan brukes til å estimere grunnens effektive ledningsevne, λ_g , og termisk motstand i kollektoren, R_b . Det finnes flere metoder for å behandle måledataene. I denne masteroppgaven skal *Infinite line source model* benyttes. Metoden forutsetter at temperaturen i grunnen er nær uniform ved oppstart av forsøket. Det vil si at borehullsvarmeveksleren må være ubrukt, eller det må ha gått tilstrekkelig lag tid siden den var i bruk, til at temperaturen i grunnen har stabilisert seg på igjen. Eskilson (1987) har vist at det da ikke er nødvendig å ta hensyn til temperaturvariasjoner i dybden. Gjennomsnittlig temperatur i borehullets dybde er en god approksimasjon for homogen grunntemperatur rundt borehullet (Eskilson, 1987). Temperaturen i borehullet kan måles ved å senke temperatursensor i borehullet og logge temperatur. Det er også vanlig å estimere grunntemperaturen ved å sirkulere arbeidsvæske i BHE og måle temperaturen på væsken, i omtrent en halv time. Sistnevnte metode kan føre til et overestimat i grunntemperaturen, da arbeid tilført av sirkulasjonspumpen vil føre til en temperaturøkning i arbeidsvæsken (Gehlin, 2002).

2.6.2 Matematisk beskrivelse av temperaturutvikling i arbeidsvæsken

Når det injiseres eller ekstraheres varme i et borehull vil det bygge seg opp en radiell temperaturprofil, med avtagende gradient utover. Leonard og Alfred Ingersoll og Otto Zobel fant allerede i 1948 en metode for å beskrive denne temperaturutviklingen. Denne metoden går ut på å betrakte BHE som en linjekilde eller -sluk i omgivelser av homogent, isotropt, solid materiale. Metoden bygger dermed på disse forenklingene (Banks, 2012):

1. Vertikale temperaturvariasjoner i grunnen neglisjeres
2. Vertikal varmetransport i grunnen neglisjeres
3. Grunnen betraktes som homogent, isotropt, solid materiale med uniform starttemperatur, T_g
4. Massen i borehullet tilegnes de samme termiske egenskapene som grunnen

Den matematiske beskrivelsen av temperaturutvikling radielt ut fra en uendelig lang linjekilde i fast stoff ble utledet av Horatio Carslow i 1921. Carslows likning beskriver temperatur som funksjon av radius fra kilden og tid, ved injeksjon eller ekstraksjon av en konstant varmestrøm (Banks, 2012):

$$T(r, t) = \frac{\dot{Q}}{4\pi\lambda H} E\left(\frac{r^2}{4\alpha t}\right) + T_g \quad [K] \quad \text{Formel 26}$$

Der $E(u)$ er eksponentialintegralfunksjonen

For tilstrekkelig stor t kan eksponentialintegralfunksjonen approksimeres slik:

$$E(u) \approx \ln(u) - 0,5772$$

Approksimasjonen i likning x gir en maksimal usikkerhet på 10 % ved:

$$t \geq \frac{5r}{\alpha} \quad [s] \quad \text{Formel 27}$$

Approksimasjonen i likning x gir en usikkerhet på 2,5 % ved:

$$t \geq \frac{20r}{\alpha} \quad [s] \quad \text{Formel 28}$$

Linjekildebeskrivelsen kan brukes til å beskrive hvilken temperatur det må være ved borehullsveggen for å drive konstant effekt, \dot{Q} , til eller fra borehullet:

$$T_{bv}(t) = \frac{\dot{Q}}{4\pi\lambda H} \left[\ln\left(\frac{r_b^2}{4\alpha t}\right) - 0,5772 \right] + T_g \quad [K] \quad \text{Formel 29}$$

2.6.3 Dataanalyse med linjekilde likningen

I dataanalysen brukes måleserie av væsketemperaturer gjennom responstesten brukes til å estimere λ_g og R_b . Det er vanlig å gjøre dataanalysen med væsketemperatur T_f som et aritmetisk gjennomsnitt av målte temperaturer på væskestrøm opp og ned i BHE:

$$T_f = \frac{T_{opp} + T_{ned}}{2} \quad [K] \quad \text{Formel 30}$$

Dette omtales som gjennomsnittstemperaturapproksimasjon.

Ved å kombinere formel 29, som beskriver temperatur ved borehullsveggen, med formel 22, som beskriver temperaturfall over kollektoren, kan man uttrykke temperatur i arbeidsvæsken som funksjon av tid:

$$T_f(t) = R_b \frac{\dot{Q}}{H} + T_{bv}(t) \quad [K]$$
$$T_f(t) = R_b \frac{\dot{Q}}{H} + \frac{\dot{Q}}{4\pi\lambda H} \left[\ln\left(\frac{r_b^2}{4\alpha t}\right) - 0,5772 \right] + T_g \quad [K]$$

Denne likningen kan deles opp i tidsavhengig ledd og konstantledd:

$$T_f(t) = \left\{ \frac{\dot{Q}}{4\pi H \lambda} \right\} \ln(t) + \left\{ \frac{\dot{Q}}{4\pi H \lambda} \left[\ln\left(\frac{r_b^2}{4\alpha}\right) - 0,5772 \right] + R_b \frac{\dot{Q}}{H} + T_g \right\} \quad [K] \quad \text{Formel 31}$$

Likning x viser at ved å plote T_f som funksjon av $\ln(t)$ skal man få en lineær graf med stigningstallet:

$$A = \frac{\dot{Q}}{4\pi H \lambda} \quad [K] \quad \text{Formel 32}$$

Ved å plote $T_f(\ln t)$ og bestemme grafens stigningstall kan man bergene λ_g med formel 32. Siden varmetransporten i grunnen i realiteten kommer av en kombinasjon av konduksjon og konveksjon må λ_g betraktes som effektiv ledningsevne, se kap 2.5.1

Når man estimerer termisk ledningsevne i grunnen er det vanlig å utelate måledata fra de første timene av responstesten. Dette fordi temperaturutviklingen i starten i stor grad påvirkes av termiske egenskaper i borehullet (Gehlin, 2002). Approksimasjon av eksponentialintegralet, i linjekildemodellen, gir også høy usikkerhet ved liten t , se formel 27 og 28.

Vider kan termisk motstand i kollektoren, R_b , estimeres på følgende måte: Formel 31 brukes til å beregne temperaturutvikling under responstestens, $T_f(t)$, ved å sette inn disse parameteren:

- Estimert effektiv ledningsevne, λ_g
- Bergartens diffusivitet, α
- Borehullets radius, r_b , og dybde, H
- Temperaturen i grunnen, T_g
- Konstante tilført effekt \dot{Q}
- En vilkårlig kollektormotstand, R_b

Beregnet temperaturutvikling plottes i samme koordinatsystem som $T_f^{middel}(t)$. R_b tilpasses til beregnet temperaturutvikling sammenfaller med grafen $T_f^{middel}(t)$, som er basert på målte data, se formel 31. Minste kvadraters metode kan brukes til å bestemme beste estimat av R_b .

2.6.4 Termisk responstest med distribuert temperaturmåling

Distribuert temperaturmåling i borebrønner

Distribuert temperaturmåling (DTS) med optisk fiber gir mulighet for å måle temperaturen i hele brønnens dybde under responstest og overvåking av BHE. Et DTS-apparat er et optoelektrisk instrument som kan måle temperatur med optiske fibre, som fungerer som lineære sensorer. De optiske fibre består av dopet kvartsglass. Når laserlyspulser sendes gjennom fiberen vil temperaturavhengige gittervibrasjoner i materialstrukturen påvirke spredningen i reflektert signal. *Raman*-spredt lys har gjennomgått et frekvensskifte i forhold til det innsendte signalet, som tilsvarer resonansfrekvensen til gittervibrasjonen ved refleksjonspunktet. DTS-apparatet kan dermed estimere temperaturen i refleksjonspunktet ved å analysere *Raman*-spredning i reflektert signal (LIOS Technology, u.d.).

Nøyaktigheten i målingene avhenger av fiberens brytningsindeks, hvor stor mengde informasjon DTS-apparatet kan lese fra reflektert signal per tidsenhet, lengden på hver måleseksjon i fiberen og tidsintervall per måling. Måleusikkerheten vil være større for målepunkter i enden av fiberen enn i målepunktet nær DTS-aratet. Lengre tidsintervall og lengre avstand mellom målepunkt gir bedre presisjon i målingen (Acuna, 2013).

TRT med DTS-måling i koaksialkollektor

I koaksialkollektor kan det settes optisk fiber på mellom borehullsveggen og kollektoren og i kollektorens indre- og ytre kanal. Fiber mellom borehullsveggen og kollektoren må senkes i brønnen sammen med kollektoren.

Termisk responstest med distribuert temperaturmåling ble først gjennomført av José Acuña og Björn Palm (Acuna & Bjorn, 2010). Temperaturmåling i ytre og indre kanal i hele brønnlengden gjorde det mulig å estimere hvor stor kortslutningseffekt som går fra indre til ytre kanal. Acuna og Palm(2010) fant at omtrent 50% av effekten tilført borehullsvarmeveksleren var avgitt fra arbeidsvæsken før den nådde bunnen av det indre røre.

Distribuert temperaturmåling i borehullet gir mulighet for å beregne T_f , i formel 31, på andre måter enn ved gjennomsnitt av temperatur inn og ut av BHE (gjennomsnittsapproksimasjon). Acuna og Palm foreslår ulike framgangsmåter i *Distributed Thermal Response Tests on Pipe-in-pipe Borehole Heat Exchangers*. Man kan gjøre beregninger med formel 31, og et gjennomsnitt av temperaturen i ytre rør, $T_{f, ytre}$. Det er viktig å ta i betraktning at beregnet R_b vil ha forskjellig betydning avhengig av hvilken væsketemperatur man estimerer størrelsen med (Acuña & Palm, 2012). Estimeres R_b , ved hjelp av $T_{f, ytre}$ og likning 31, finner man den termiske motstanden mellom væsken i ytre kanal og borehullsveggen, $R_{f, ytre-bv}$. Denne størrelsen inkluderer ikke effekten av kortslutning i kollektoren.

2.7 Varme og strømnings simulering i Solidworks flowsimulation

2.7.1 Computational fluid dynamics med Finite volume method

Computational fluid dynamics(CFD) omfatter analyse av systemer som involverer væskestrøm, varmetransport og tilknyttede fysiske fenomen, gjennom databasert simulering. CFD-koder bygger på numeriske algoritmer som kan håndtere væskestrøm. Numeriske metode beregner fysiske parametere på diskrete steder i systemet som analyseres ved å erstatte gjeldende differensiallikninger med algebraiske likninger. I denne masteroppgaven beskrives CFD med den numeriske metoden Finite volume method. FVM er basert på fysiske bevaringslover for masse, moment og energi, og diskretisering av systemet til mange små volumelementer. Dette kalles meshing. Delvolumene kalles celler eller kontrollvolum(CV). Generelt vil løsningens nøyaktighet avhenge av hvor mange celler systemet diskretiseres til. En CFD-programvare bør inkludere disse tre elementene (Versetee & Malalasekera, 2007):

- **Pre-prosessor**

Preprosessering går ut på å definere et strømningsproblem til CFD-programmet. Brukeren må kunne:

Definere geometrien til systemet som skal analyseres

- Generere mesh- det vil si velge hvordan systemet skal deles inn i volumelementer. Generelt gir høyt antall celler bedre nøyaktighet i løsningen,
- Velge hvilke fysiske fenomen som skal simulere
- Definere væske- og materialegenskaper
- Spesifisere grenseverdier

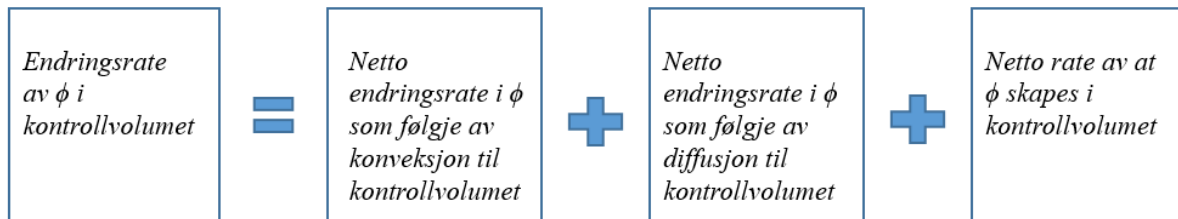
- **Solver**

Numeriske algoritmer som løser strømningsproblemet. I FVM inngår disse stegene:

- Integrere gjeldende likninger som beskriver væske og varmestrøm over hvert av kontrollvolumene i systemet

- Konvertere de resulterende integrallikningene til et system av algebraiske likninger
- Løsning av de algebraiske likningene gjennom iterativ metode.

Det første steget skiller FVM fra andre CFD teknikker. Resultatet av dette steget uttrykker bevaring av relevante egenskaper for hver celle. Bevaring av variabler innenfor et definert kontrollvolum kan uttrykkes for en generell variabel, ϕ , på denne måten:



Figur 11: Bevaring av masse energi og moment med FVM. Framstilling er basert på figur i (Verseteeeg & Malalasekera, 2007)

- **Post-prosessor**

Post-prosessor framstiller resultatet av analysen, for eksempel i visuelle overflate plott.

2.7.2 CFD-analyse i Solidworks flow simulation

I dette kapittelet forklares det hvordan man gjennomfører CFD- analyse i solidworks flow simulation. Solidworks Flow simulation kan simulere varmeoverføring, væskestrøm og væskekrefter gjennom CFD-analyse. Programmet gir mulighet for å simulere en rekke ulike fysiske forhold, blant annet: Gass- og væskestrøm med varmetransport, varmetransport i faststoff, system med varmetransport i både faststoff og væske, tidsavhengig strømning, interne og eksterne strømmer, laminær-, turbulent- og overgangsstrøm. Detaljert informasjon om beregningsmuligheter og numerisk basis som ligger til grunne for simuleringene finnes i «Numerical basis og CAD-Embedded CFD» (Sobachkin et al., 2014)

Numeriske beregninger krever behandling av store datamengder. Det kan være utfordrende å komme fram til en modell og simuleringsmetode som representerer det reelle systemet best mulig, med akseptabel beregningstid. Man blir alltid nødt til å ta antagelser og gjøre forenklinger, og det er viktig å være klar over disse når man evaluerer resultatet av

simuleringen. Selv om analyse gir ut et resultat med høyt antall desimaler eller detaljerte grafiske framstillinger er ikke dette nødvendigvis representativt for hvor nøyaktig simuleringen representerer det reelle systemet man ønsket å analysere. Her presenteres sentrale steg i denne prosessen med å sette opp en CFD-analyse i solidworks, med fokus på funksjoner og valg som er aktuelle i dette masterarbeidet. Teori er hentet fra boken «*An Introduction to SolidWorks Flow Simulation 2012*» (Matsson, 2012) og informasjon i programmet hjelp-funksjon. Nærmere beskrivelse av funksjoner og innstillinger i programmet kan finnes i programmet hjelp-funksjon.

I. Bygge modell av systemet i solidworks

Solidworks(SW) er en 3D-programvare som brukes til dataassistert konstruksjon, oftest betegnet med den engelske forkortelsen CAD (Computer Aided Design). Ved hjelp av brukervennlige grafiske verktøy kan man opprette deler som settes sammen til et *assembly*. På denne måten brukes Solidworks til å modellere komponenter eller systemer. Videre kan modellene analyseres gjennom i solidworks simuleringspakker, som for eksempel Solidworks Flow simulation.

II. Sette opp simuleringsprosjekt i Flow Simulation

For å starte et analyseprosjekt må man alltid begynne med å sette opp følgende generelle innstillinger:

Analysis type: må settes til *Internal* eller *Eksternal*. I intere analyser er fluidstrømmen bundet av modellen, for eksempel ved simulering av rørstrømning. I eksterne analyser ha man ubundet strømning som for eksempel omslutte modellen.

I *Physical features*: må man velge om enkelte fysiske faktorer skal tas hensyn til i analysen. Her kan man velge å ta hensyn til konduksjon i solide komponenter, stråling, gravitasjon og rotasjon. Man må også om dtrømningsalalysen skal være tidsavhengig eller ikke. Det vil si om simuleringen skal konvergere til et stady state resultat, eller om man skal gjøre en transient simulering av en bestemt tidsperiode.

Fluids / Solids: Man må velge default fluid for simuleringen, og om analysen inkluderer laminær strøm, turbulent strøm eller en kombinasjon. Default solid materiale må også

velges. Både fluider og solide materialer kan velges fra solidworks innebygde database, eller man kan velge egne.

Wall condition: Det må defineres en grensebetingelse for systemet. Man kan velge mellom følgende kriterier for ytterveggen si systemet:

- Adiabatisk
- Definere en konveksjonskoeffisient
- Varmeoverføringsrate fra flaten
- Temperatur på flaten. Denne kan defineres som konstant, eller som funksjon av posisjon eller tid.

Initial conditions: Det må defineres initial betingelser for systemet, blant annet initialtemperatur.

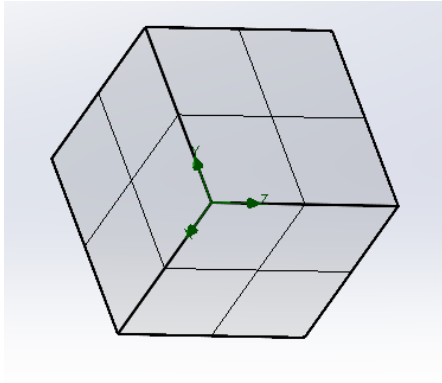
III. Velg *Computational domain*

Computational domain er det området av modellen hvor det blir gjort varme- og strømningsberegninger. Ved oppstart av et analyseprosjekt opprettes det automatisk et domene som omslutter hele modellen. Bruker kan justere domenet på flere måter. I denne masteroppgaven er *symmetri funksjonen* aktuell. Dersom man er sikker på at strømningsproblemet er symmetrisk om en eller flere akser i systemet kan man redusere beregningsdomenet ved definere symmetri. Da blir det bare gjort beregninger for en av de symmetriske delene av modellen. På denne kan man redusere beregningstid og behov for tilgjengelig data-minne.

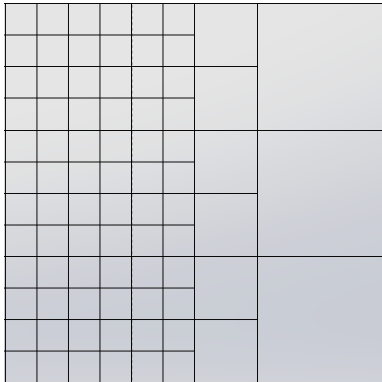
IV. Meshing

Mesh innstillingene avgjør hvor mange celler/kontrollvolum beregningsdomenet deles inn i. Celleantallet er avgjørende for løsnings nøyaktighet og for hvor lang beregningstid simuleringen krever. I tilfeller med celledetallet over 1 000 000 kan det bli et problem at tilgjengelig dataminne er for lavt til å gjennomføre simuleringen(tutorial). Nødvendig celledetallet er helt avhengig av modellens utforming og fluidstrømmen i domenet. Tynne solide vegger eller smale strømnings kanaler/passasjer krever spesielt høy celledetthet.

SW Flow simulation bruker et kuboideformet mesh i kartesisk koordinatsystem. Vis Figur (a. bildet i samme figur som viser raffinering i b bildet). Denne metoden vil gi celler i solid materiale (solid cells), celler i fluider (fluid cells) og celler som inneholder både solid materiale og fluid (*partial cells*). *Partial cells* deles inn i to eller flere CV, slik at hvert *solid* eller *fluid* område i cellen blir et eget CV med bare en fase. Informasjon om geometrien hentes fra CAD modellen simuleringen tar utgangspunkt i.



Figur 12: Kuboideformet mesh i solisworks flowsimulation



Figur 13 Rafinerte celler i solidworks flow simulation

Initial mesh

Man kan velge automatisk mesh eller manuell mesh. Automatisk generet mesh vil i mange tilfeller fungere bra, men i store systemer som inkluderer små (men viktige) geometriske komponenter eller smale strømningskanaler kan automatisk mesh resultere i et ekstremt høyt antall celler. I slike tilfeller kan manuell meshing være nødvendig for å kunne gjennomføre en simulering. Ved manuell meshing må man definere en global celletetthet i beregningsdomenets x-, y- og z-retningen. Vis figur. Videre kan man velge å definere en høyere celletetthet i noen områder av modellen på

flere måter. Man kan for eksempel velge å raffinere ulike celletyper; fluid celles, partial cells, eller solid cells. Hvert nivå av raffinering gjør at valgte celler dobles i både x-, y- og z-retning. Det vil si at en celle blir til åtte nye celler. Fig? Det er også mulig å definere lokalt mesh på definerte steder i modellen, der man kan raffinere celler innenfor det lokale området. Programmet setter opp en gradvis overgang i cellestrømme mellom raffinert og uraffinert område, illustrert i fig x.

Raffinering av *mesh* under beregning

Man kan velg å tillate løsningsadaptiv raffinering under beregningene. Da kan for eksempel celler i områder med avansert strømningsmønster raffineres ytterligere under beregningen. Bruker må definere hvor mange nivå ulike celleområder kan raffineres.

V. Velge *Boundary conditions*

Man kan legge inn tre ulike typer grensebetingelser

Strømningsåpninger – Kan defineres som Inlet eller Outlet og man kan velge å definere hastighet, massestrøm eller volumstrøm i strømningsåpningen.

Trykk åpninger

Vegg betingelser – Kan defineres for overflater i modellen. Man kan velge å definere reel vegg eller ideell vegg.

VI. Velge *Goals*

I tidsuavhengige simuleringer defineres *goal* for å bestemme konvergenskriterier som styrer når simuleringen har kommet frem til et presist nok resultat og kan avsluttes. I tidsavhengig simulering har ikke *goals* denne funksjonen. Men det kan være nyttig å definere goal for å enkelt kunne hente ut ønskede resultater og fordi størrelser som er definert som *goals* kan observeres under simulering.

Man kan definer *Surface goals*(SG), *Volume goals*(VG), *Global goals*(GG) eller *Equation goals*(EG).

VII. *Calculation control options*

Timestep

I tidsavhengige simuleringer er beregningstiden til simuleringen svært avhengig av hvor store tidssteg, per iterasjon, som blir gjort i beregningen. Tidssteg kan

defineres manuelt eller automatisk. Velger man automatisk tidssteg bestemmes størrelsen på tidsstegene av programmet basert på strømmingens egenskaper. Dersom man ønsker bedre tidsoppløsning i resultatet kan man redusere kan man velge manuell definering og sette tidssteget lavere enn det automatiske. Dersom man har stabil strømning kan og ønsker å redusere beregningstiden kan man velge manuell definering og sette tidssteg høyere enn det automatiske. Å øke tidssteg manuelt kan føre til feil i løsningen, som blir forsterket i videre iterasjoner. Manuelt definert tidssteg kan defineres som konstant, som formel definisjon eller tabell avhengig av tid eller antall iterasjoner.

Convergence criteria i tidsuavhengig analyse angir disse kriteriene når målene har konvertert og dimuleringen har nådd en løsning. Kriteriene har ikke denne funksjonen i transient simulering, men også i denne typen analyser kan det være av interesse å se om/når ulike parameter konvergerer.

Flow freezing(FF) er en funksjon som kan aktiveres for å korte ned beregningstiden i strømningssimuleringen med stabil strøm. Strømmen stoppes ikke når funksjonen er aktivert, men enkelte strømningsparametere holdes konstant. Uten flow freezing gjør programmet beregninger for trykk, hastighet og temperatur i hver celle, ved hver iterasjon. Når flow freezing er aktivert gjøres det bare beregninger for temperatur, trykk og hastighet holdes konstant. På denne måten kan både iterasjonen gå fortere og tidsstegene kan økes. Tidssteg under FF kan defineres av bruker, eller det kan velges automatisk tidssteg. Det er selvfølgelig viktig at funksjonen ikke aktiveres før trykk og hastighet har konvertert. Dersom den aktiveres for tidlig kan hele løsningen bli feil. Flow freezing kan sette på permanent eller periodevis aktivering og man kan velde hvor lange perioder funksjonen skal være aktivert og deaktivert. Periodene kan defineres i antall iterasjoner eller i fysisk tid.

VIII. Vurdering av resultatet

Etter simuleringen må bruker gjøre en vurdering av om resultatet er presist nok for formålet. Vurdering bør helst gjøres gjennom sammenligning med eksperimentelle data. Dersom eksperimentelle data ikke er tilgjengelig kan simuleringsresultatene vurderes opp mot data fra lignende strømningsproblem, tidligere erfaring med

lignende simulering, eller analytiske løsninger av lignende men enklere strømingsproblem. (Verseteeeg & Malalasekera, 2007)

3 Metode

3.1 Termisk responstest med distribuert temperaturmåling

I denne delen av masteroppgaven beskrives det hvordan koaksialkollektor fra Anergy AS ble testet gjennom termiske responstester. Målet med testene var å estimere:

- Total kollektorkotstand, R_b
- Termisk motstand mellom arbeidsvæsken og borehullsveggen
- Termisk motstand mellom kollektorens indre og ytre kanal/
- Grunnens termiske ledningsevne

3.1.1 Forsøksanlegg

Borebrønn og kollektor

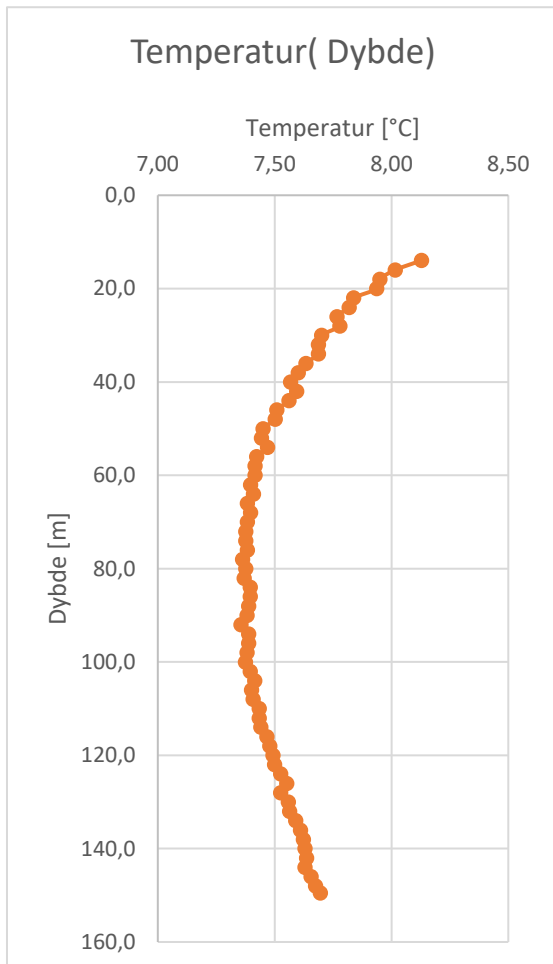
Den termiske responstesten ble gjennomført i enkeltående borebrønn på NMBU-campus. Brønnen ble boret i februar 2015. I brønnen er det installert en koaksialkollektor fra Anergy AS, informasjon i tabell 3. Brønnen ble i utgangspunktet boret til 150 meters dybde, men høsten gikk det ras i brønnen. Kollektoren ble tettet med 10 liter bentonitt over raspunktet. Etter dette var gjenstående brønndybde omtrent 66m. Ytterligere informasjon om brønnen, hentet fra borelogg er gitt i tabell 3. Det er satt opp et lite bygg over borebrønnen, til teknisk utstyr.

Borebrønn	
Diameter	115 mm
Total dybde	Ca 66 m
Dybde, løsmasser	10 m
Dybde, vannspeil	0,3 m
Lengde, fôringsrør	12m
Koaksialkollektor	
Diameter	115 mm
Material, ytre rør	PU
Material, indre rør	PEX
Ytre/indre diameter, indre rør	22 mm/ 18 mm

Tabell 3: Beskrivelse av borebrønn og kollektor

Kartlagte grunnforhold og urørttemperatur

Boreloggen viser at løsmasselag består av fast leire og blåleire. Det ble tatt prøver av borekaket underveis i boringen, som er ble indentifisert som gneis og amfibolitt av Mikael Heim, førsteamanuensis i geologi ved NMBU. Norges geologiske undersøkelses(NGU) berggrunnskart oppgir glimmergneis, glimmerskifer, metasandstein og amfibolitt i området(ngu.no/kart/berggrunn).



Figur 14 Vertikal temperaturprofil i grunnen

Våren 2016 ble brønnen nærmere kartlagt av Harald Elvebakk ved NGU. I denne undersøkelsen ble blant annet naturlig gammastråling fra berggrunnen målt. Disse målingene kan brukes til å kartlegge lagdelingen i berggrunnen, da gneis typisk gir høyere gammastråling enn amfibolitt. Målingene tyder på at det er mest gneis og gneisgranitt i grunnen, med tynne lag av amfibolitt (Elvebakk, 2016). Vertikal temperaturprofil i brønnen ble også logget i undersøkelsen, se figur 14. Gjennomsnitt av målte verdier i borehullets nåværende dybde (målepunkter ved 14 – 66 m) er 7,6 °C.

Responstest installasjon

For å kunne gjennomføre responstest i borebrønnen ble det installert en sirkulasjonspumpe på 360 W, effektkilde på 1500W, strømningsmåler (Merke: FIP) og temperatursensorer ved brønntoppen på opp- og nedstrøms rør. Strømningsmåler og temperatursensorer ble kalibrert av Tom Ringstad, Senioringeniør ved NMBU. Temperatursensorene er ikke i væsken, men festet utenpå rørene med termoisolasjonsteip og rørisolasjon for å få god termisk kontakt med arbeidsvæsken i rørene og isolere mot omgivelsene. Siden temperaturendringene i væsken går relativt sent antas det at temperatursensoren vil være nær termisk likevekt med arbeidsvæsken og gi et godt mål på temperaturen i væsken.

Borehullsvarmeveksleren ble også utstyrt med optiske fibre for distribuert temperaturmåling. DTS-apparat ble installert av Nexans AS som også bistod med å klargjøre optiske fibre og kalibrerte disse. Blant annet montasje av endestykker med olje, som slukker enderefleksjon. Fibrene ble satt i kollektorens indre og ytre rør. Det var også installert optisk fiber mellom borehullsveggen og kollektoren, men det ble dessverre brudd i denne når kollektoren ble vannfylt og trykksatt.

3.1.2 Forberedelser og gjennomføring

Termisk responstest 1 (TRT1)

Start dato: 01.02.2017

Varighet: 139 timer

Volumstrøm: 0,285 L/s

Strømningstetning: Ned i indre kanal og opp i ytre kanal

Loggerate, temperatursensorer ved brønntopp: 60 s

Distribuert temperaturmåling:

Kalibrering: Ved oppstart av DTS-apparatet ble det klart at fibrene måtte kalibreres på nytt. Fiberen ble kalibrert mot temperaturen i rommet der apparatet var plassert, med TESTO 452 temperaturstandard. På grunne av at DTS-målingen gav en ujevn temperaturprofil langs fiberlengden i rommet, ble det avvik mellom DTS-temperstumåling og romtemperaturen på omtrent $\pm 1^{\circ}\text{C}$.

Måleinnstillinger: Avstand mellom loggepunkter ble satt til 2 m. Tidsintervallet per måling ble satt til 30 s, siden DTS-apparatet gjør måling i en fiber om gangen ble tempersturprofil i indre og ytre kanal logget omtrent en gang i minuttet. *Spatial filter* var aktivert på nivå 2.

Kontroll av brønndybde

For å kontrollere borehullets dybde etter ras og tetting ble det gjort en kort test med DTS-måling i borehullet. Måleintervall ble skrudd ned til 0,5 m, spatial filter ble deaktivert og effektkilden og sirkulasjonspumpen ble startet opp igjen. Ved å observere hvor på fiberen det oppstod en temperaturøkning, ble brønntoppens posisjon på fiberlengden nærmere plassert. Brønndybden ble estimert til mellom 65,5 m og 66m. I videre beregninger blir brønndybde 65,75m anvendt.

Termisk responstest 2 (TRT2)

På grunn av utfordringer ved analyse av DTS-data, fra TRT1, og ønske om å teste termisk respons ved høy effektoverføring i BHE ble det bestemt å gjennomføre en ny responstest med effektkilde på 8000 W. Testen ble startet 13 dager etter at TRT1 var avsluttet.

Temperatur i BHE før oppstart

Før oppstart av sirkulasjonspumpen viset DTS-måling i indre rør og ytre rør gjennomsnittlig temperaturen i BHE på henholdsvis 8,5 °C og 8,9 °C (målepunkter under 4 m dybde). Etter sirkulasjon i en time, før effektkilden ble skrudd på, stabiliserte temperatur tur/retur BHE seg på $8,5 \pm 0,2$ °C/ $8,4 \pm 0,1$ °C.

Start dato: 20.02.2017

Varighet: 50 timer

Volumstrøm: 0,335 L/s

Strømningstetning: Nedover i indre kanal og oppover i ytre kanal

Loggerate, temperatursensorer ved brønntopp: 60 s

Distribuert temperaturmåling:

Kalibrering: Fibrene ble på nytt kalibrert mot temperaturen i rommet der DTS-apparatet er plassert.

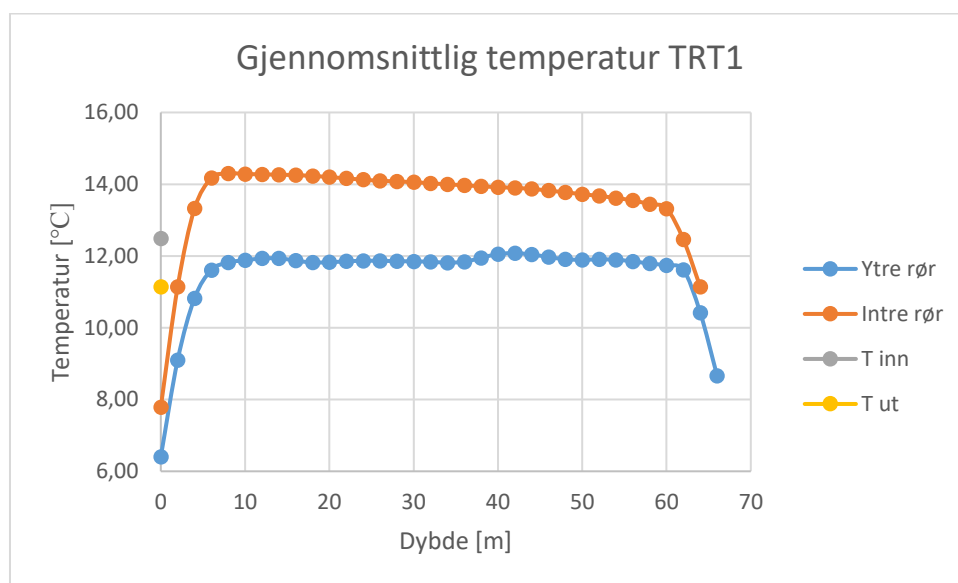
Måleinnstillinger: Avstand mellom målepunktene ble satt til 1 m. Tidsintervall per måling ble satt til 300 s. Det vil si at temperaturen i hver fiber ble logget hvert 10 min.

3.1.3 Databehandling

Termisk responstest 1

Vurdering av måledata

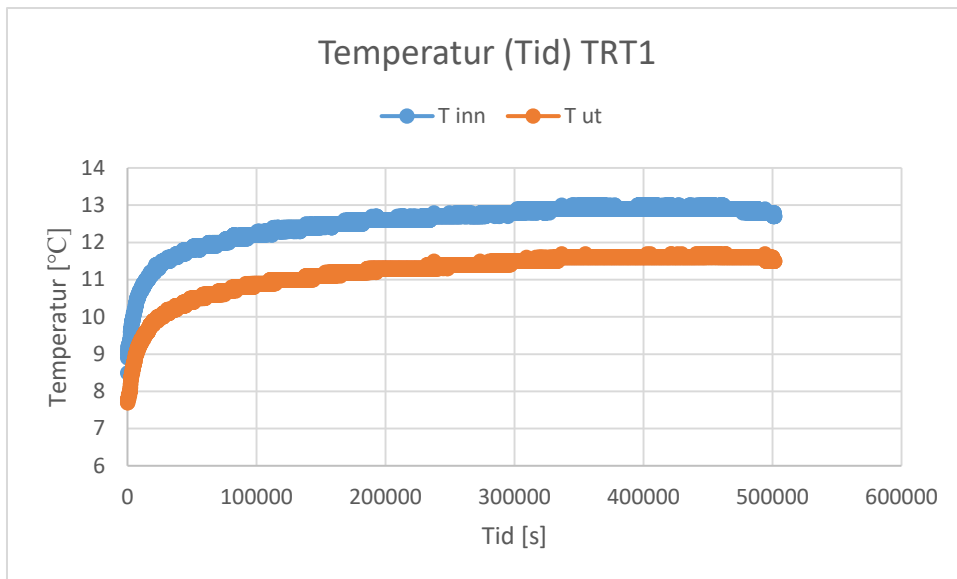
Under forsøket ble det observert avvik mellom DTS-temperaturmåling og temperaturmåling ved brønntopp. Det ble også observert at temperaturprofilen fra ytre fiber fikk en stadig økende offset i forhold til indre fiber og romtemperaturen ved DTS-apparatet. *Figur 15* viser målt temperaturprofil viser svært usannsynlige verdier i de øverste og nederste målepunktene. Avvik nær enden av fiberen kan komme av et enderefleksjon i fiberen ikke er fullstendig terminert. Avvik nær brønntoppen ble antatt å skyldes at *spatial filter* var aktivert, og at den brå temperaturovergangen ved brønntoppen dermed ble jevnet ut.



Figur 15

Temperatursensorene ved brønntoppen gav målinger som stemte godt med forventning.

Temperaturutvikling inn og ut fra brønnen er vist i figur 16.



Figur 16

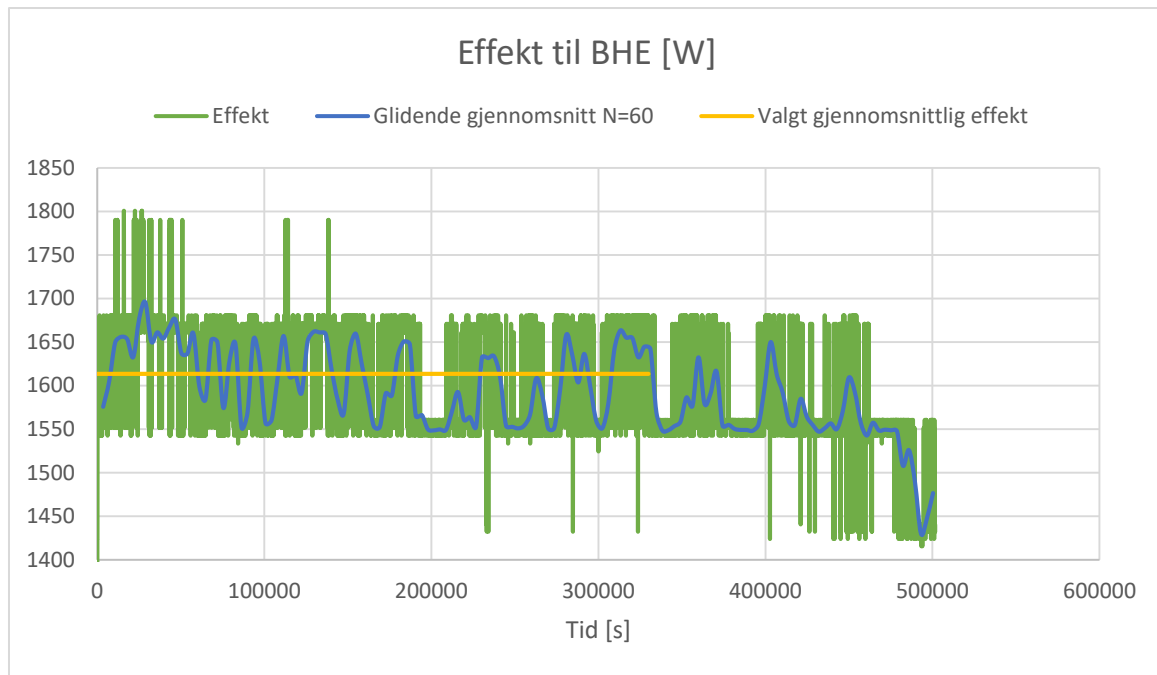
Tilført effekt

Analysemetoden presentert i kapittel 2.6.3 forutsetter at en konstant effekt overføres i BHE.

Tilført effekt ble beregnet hvert minutt med:

- *Formel 21*
- Differansen mellom temperatur inn og ut fra brønnen målt av sensorene på brønntoppen.
- Gjennomsnitt av målt volumstrøm
- Volumetrisk varmekapasitet for vann 4,188 MJ/kgK (12°C) (Cengel & Ghajar, 2011)

Beregningene vist at tilført effekt var varierende og sank spesielt de siste dagene, se figur 17. Det ble derfor avgjort å bare bruke måledata for de første 92 timene av testen.

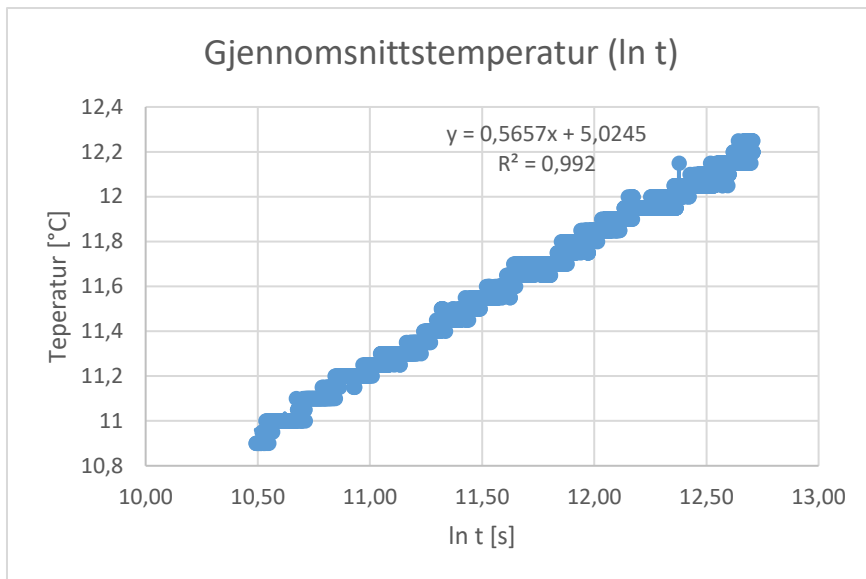


Figur 17

Termisk ledningsevne i grunnen

Gjennomsnitt av temperatur inn og ut av brønnen, målt av sensorene på brønntoppen, ble plottet som funksjon av $\ln(t)$, i figur 18. Plottet inkluderer data fra og med time 11 til og med time 92 av forsøket. Måledata fra de første 10 timene av testen er utelatt for å redusere usikkerhet knyttet til injeksjonsmetoden.

Effektiv ledningsevne i grunnen, λ_g , ble estimert ved hjelp av formel 32, stigningstallet i figur 18, brønndybde og gjennomsnittlig tilført effekt.

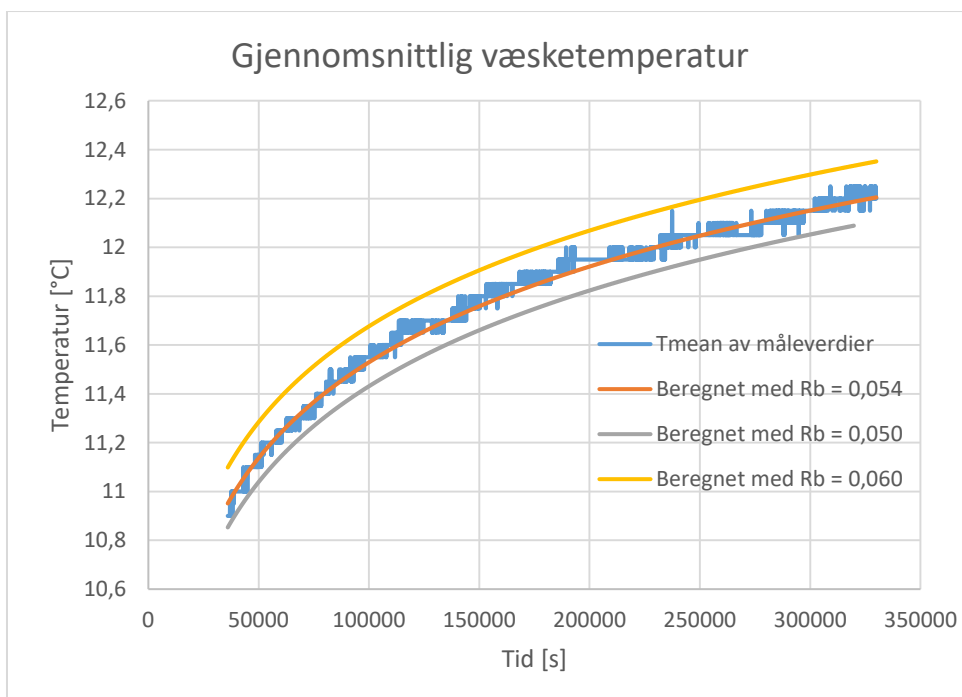


Figur 18

Termisk motstand i kollektor, R_b

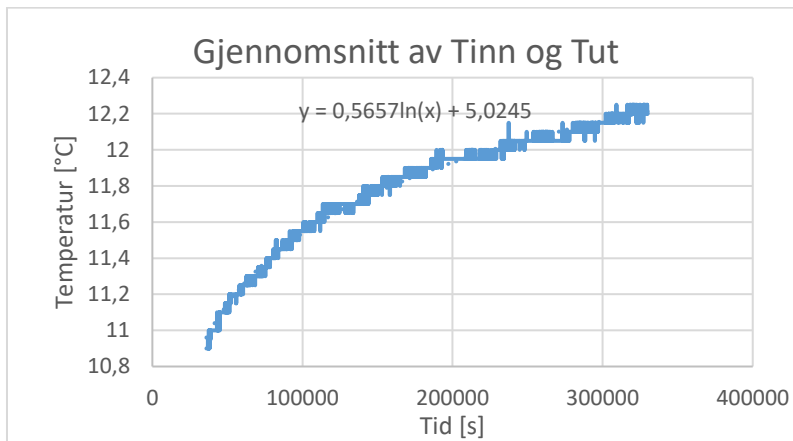
Gjennomsnittlig væsketemperatur ble plottet som funksjon av tid, i *figur 19*.

Væsketemperatur T_f ble beregnet og plottet med estimer λ_g og ulike verdier for R_b , til verdien som gav best overensstemmelse mellom målt- og beregnet temperaturutvikling ble identifisert. *Figur 19* illustrerer hvordan R_b -verdien skifter temperaturprofilen opp eller ned.



Figur 19

For å kunne bestemme beste approksimasjon av R_b , med to gjeldende siffer, ble det bruk logaritmisk trendlinje verktøy i Excel, se *figur 20*. Beste approksimasjon av R_b ble bestemt ved å se hvilken verdi som gav konstantledd nærest 5,02, fra *figur 18*. Det ble observert av prosessen med å bestemme λ_g og R_b kan forenkles ved å bruke logaritmisk trendlinjefunksjon. Funksjonen i *figur 20* gir både stigningstall og konstantledd som i *formel 31*.



Figur 20

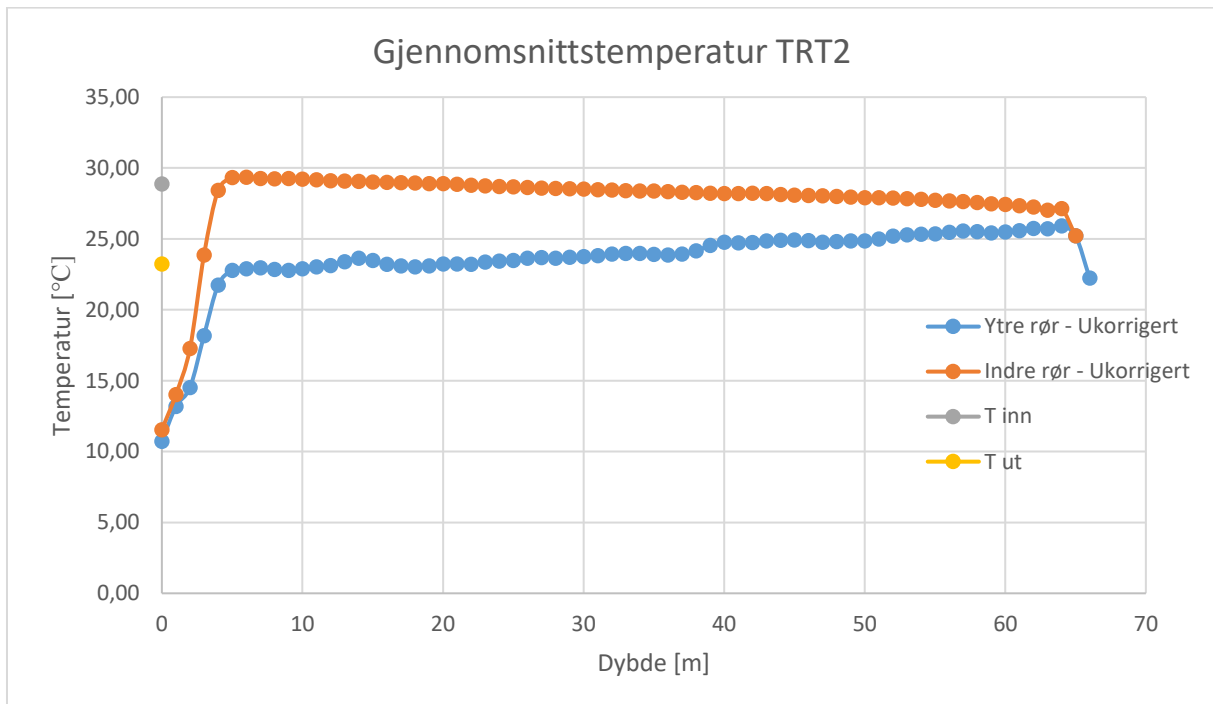
Det var hensikten å bruke DTS målingene til å estimere kortslutningseffekt mellom indre og ytre rør, og termisk motstand i kollektorens yttervegg. På grunn av lav tilført effekt som gav lav total temperaturdifferanse i brønnen, omkring 1,4°C kombinert med lav nøyaktighet og offset i DTS-data ble ikke dette gjennomført for TRT1.

TRT2

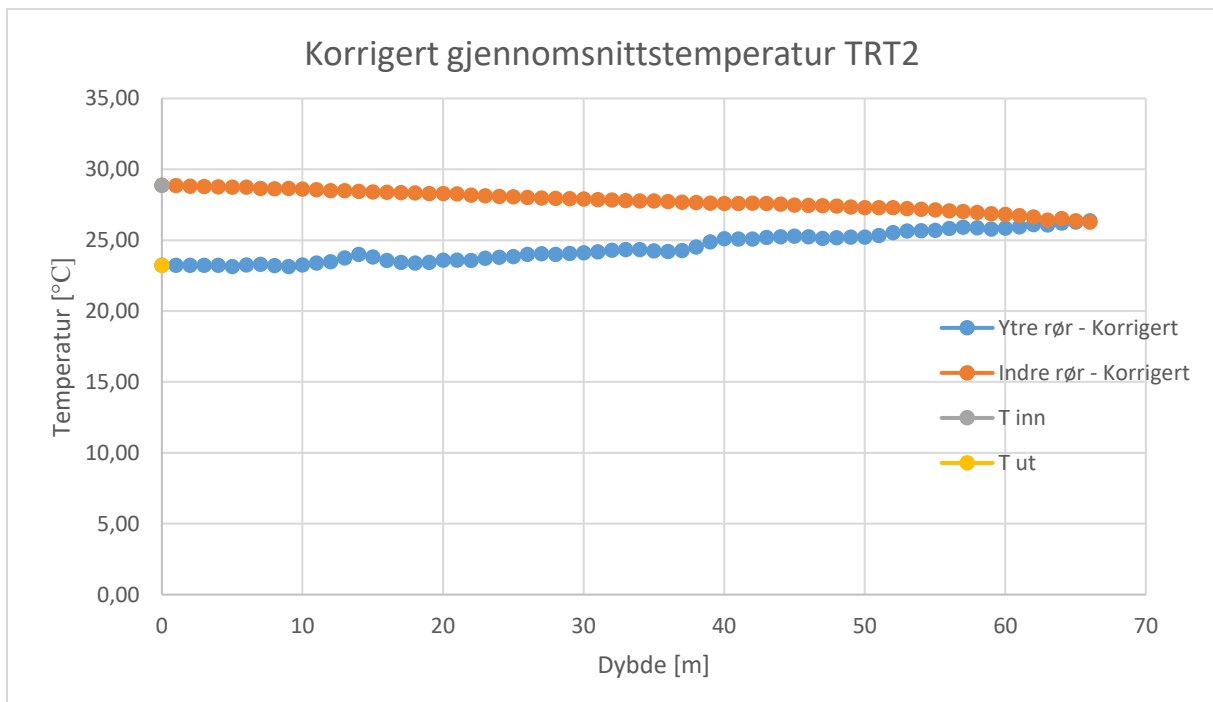
Vurdering og korreksjon av måledata

I denne testen var det bedre overensstemmelse mellom temperaturmåling ved brønntoppen og DTS-målinger. Gjennomsnittlig temperatur gjennom testen (utenom de 10 første timene), ved brønntoppen og langs borehulldybden er plottet i *figur 21*. Dessverre gav også disse DTS-dataene avvik i toppen og i bunnen av brønnen. De avvikende verdiene ble fjernet og erstattet ved å ekstrapolere fra de forrige 5 verdiene. Videre ble profilen i indre rør justert tilsvarende differansen mellom øverste punkt i profilen og Tinn ved brønntoppen (ned 0,6°C). Profilen i ytre rør ble justert tilsvarende differansen mellom øverste punkt i dybdeprofilen og Tut ved

brønntoppen (opp 0,4°C). I den korrigerte profilen stemte nederste målepunkt i indre og ytre kanal svært godt overens (differanse 0,1°C), se figur 22.



Figur 21



Figur 22

Tilført effekt

Tilført effekt ble beregnet på samme måte som i TRT1, med volumetrisk varmekapasitet for vann 4,167 MJ/kgK (25°C) (Cengel & Ghajar, 2011)

Termisk ledningsevne i grunnen og total termisk motstand i kollektoren

Termisk ledningsevne i grunne og termisk motstand i kollektor ble estimert på samme måte som i TRT1, med måledata fra og med time 10 av forsøket.

Termisk kortslutning mellom indre og ytre kanal

Andel av tilført effekt til BHE som kortsluttes mellom indre og ytre kanal estimeres slik:

$$\frac{\text{Effekt gjennom indre rør}}{\text{Total effekt til BHE}} = \frac{\Delta T_{\text{indre rør}}}{\Delta T_{\text{BHE}}}$$

Det ble antatt at temperaturfall i indre rør, $\Delta T_{\text{indre rør}}$ er tilnærmet konstant, etter første 10 timer av testen. Figur 22 viser $\Delta T_{\text{indre rør}} = 2,6 \text{ }^\circ\text{C}$.

Termisk motstand gjennom kollektorens yttervegg, $R_{f \text{ ytre - bv}}$

Termisk motstand gjennom kollektorens yttervegg ble estimert på samme måte som R_b , men med gjennomsnittlig temperatur i kollektorens ytre kanal, $T_{f \text{ ytre}}$ i stedet for gjennomsnitt av temperatur inn og ut fra kollektoren $T_{f \text{ mean}}$.

Gjennomsnittlig temperatur i ytre kanal, hvert minutt av TRT2, ble approksimert ved å anta konstant temperaturfall i indre rør, på denne måten:

$$T_{f \text{ ytre}}^{\text{mean}}(t) = \frac{T_{\text{ut BHE}}(t) + (T_{\text{inn BHE}}(t) - \Delta T_{\text{indre rør}})}{2}$$

$\Delta T_{\text{indre rør}} = 2,6 \text{ }^\circ\text{C}$, fra fig 22.

Strømningsforhold under responstestene

Reynoldstall for strømningen under responsten beregnes for å vurdere om strømningen var laminær eller turbulent. Beregningen ble gjort med formel 11 og formel 12, og

temperaturavhengige verdier for tetthet og dynamisk viskositet for vann, hentet fra heat and mass transer.

Vann						
Temperatur [°C]	10,0	12,5	15,0	20,0	25,0	30,0
Massetetthet [kg/m ³]	999,7	999,4	999,1	998,0	997,0	996,0
Dynamisk viskositet x 10 ⁻³ [kg/ms]	1,31	1,23	1,15	1,00	0,891	0,798

Tabell 4

3.2 Simulering av varmeoverføring i koaksial borehullsvarmeveksler

I dette kapittelet skal det utarbeide metode for å simulere varmeoverføring i BHE med koaksial borehullsvarmeveksler. Metoden skal tilpasses og etterprøves gjennom simulering av de termiske responstestene beskrevet i kapittel 3.1. Målet er å gjenskape temperaturutvikling målt under responstesten.

Videre beskrives framgangsmåte for oppsett av CAD-modell og analyseprosjekt for å simulere responstestene. Framgangsmåten følger punktene I-VIII beskrevet i kapittel 2.7.2.

I. Bygge modell av systemet i solidworks og definere effektkilder

Borehull og omgivelser

Simuleringsmodellen bør omfatte omgivelser i stor nok radius og dybde til at temperaturen konvergerer før modellens yttergrense. På denne måten kan man unngå at temperaturfordelingen i modellen påvirkes av grensebetingelsen i simuleringen. Hvor store omgivelser som må inkluderes i modellen avhenger dermed av hvor høy effekt som skal overføres i simuleringen, og hvor lang periode som skal simuleres.

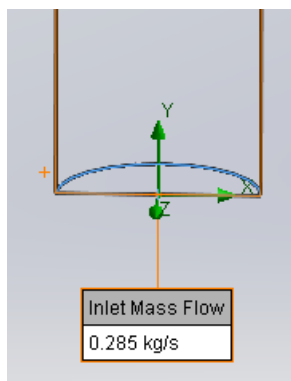
Ved simulering av TRT1 og TRT2 ble omgivelser i grunnen modellert som en sylinder med radius 7,5 m og høyde lik borehullets dybde pluss 7,5 m. Etter simulering kontrolleres det om omgivelsene var store nok, eller om simuleringen må gjentas med større omgivelser. Kontrollen kan gjennomføres ved å plote radiell temperaturprofil i omgivelsene, eventuelt kan det kontrolleres at varmestrøm bunn- og sidegrenseflater er tilnærmet null. Det ekstruderes ut et borehull på 65,75 m i modellens sentrum.

Borehullsvarmevexsler

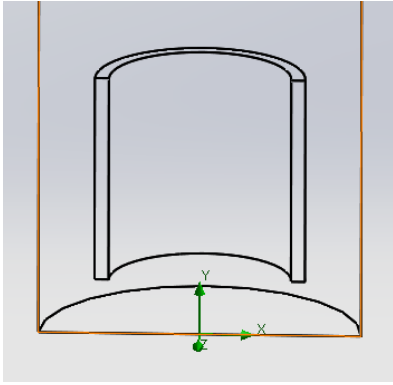
En av hovedutfordringene ved å gjøre en numerisk 3-D simulering av varmeoverføring i BHE er å ta hensyn til tynne solide komponenter og smale strømningskanaler, i en stor modell. Kollektorens yttervegg blir av den grunn ikke tatt med som en komponent i modellen, den blir heller representert av en termisk motstand som defineres på innsiden av borehullet. Det ble forsøkt å simulere med to ulike diameter i modellens borehull:

- Indre diameter i kollektorens yttervegg, 111,4mm
- Borehulldiameter, 115mm

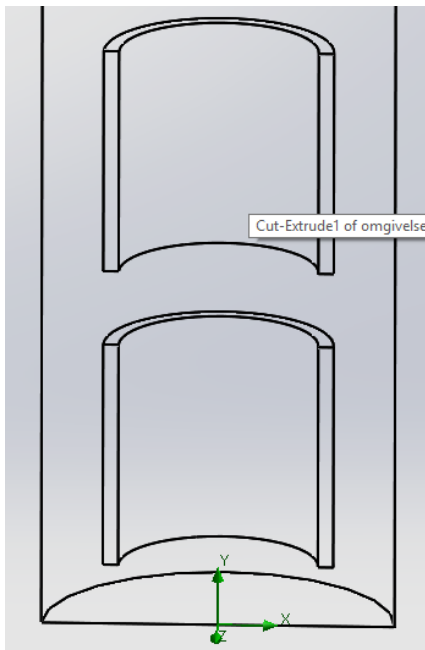
For å forenkle simuleringen ytterligere blir heller ikke det indre røret inkludert i simuleringmodellen. Det blir simulert med en væskestrøm som strømmer inn i bunnen av borehullet, oppover og ut fra toppen av borehullet. Ved å sette inn total kollektormotstand, R_b , ved kollektorveggen, blir effekten av kortslutningen til en viss grad inkludert i simuleringen likevel.



Figur 23



Figur 24



Figur 25

Sirkulasjonskrets

Siden det ikke legges opp en sirkulasjonskrets i modellen, der væsken ut fra toppen av brønnen strømmer tilbake til bunnen av brønnen, må det legges inn en tilbakekobling som sørger for at temperatur inn i bunn av borehullet blir lik temperatur ut fra toppen av borehullet i forrige tidssteg.

Temperaturen på inngangsstrøm kan dessverre ikke defineres med avhengighet av størrelser beregnet undervegs i simuleringen. Det er dermed ikke mulig å definere temperatur i en inngangsvæskestrøm lik temperatur ut av en annen strømningsåpning. Det er mulig å løse denne utfordringen ved å sette inn en varmekilde like over strømningsinngangen, som sørger for å gi væskestrømmen riktig temperatur. Denne

varmekilden ble for ordens skyld kaldt «temperaturkilde», og blir videre omtalt som dette. Varmekilder kan defineres med avhengighet av størrelser som beregnes undervegs i simuleringen. For å oppnå temperatur i bunn av borebrønnen lik temperatur ut fra toppen i forrige tidssteg blir det gjort følgende:

- Det defineres et *surface goal* som kontinuerlig gir gjennomsnittlig temperatur i væskestrømmen ut fra borehullet, Tut.
- Det defineres et *surface goal* som kontinuerlig gir massestrøm ut fra strømningsinngangen.
- Innstrømmende væske blir definert med konstant temperatur, for eksempel initialtemperaturen i systemet.
- Det defineres et *equation goal* som sørger som beregner hvor høy effekt som må tilføres væsken for å oppnå væsketemperatur i bunn av brønnen lik væsketemperatur ut fra toppen av brønnen i forrige tidssteg, på formen:

$$\dot{Q} = \dot{m}c(T_{ut} - T_{initial}) \quad [\text{W}]$$

Ved simulering av TRT1 og TRT2, med initialtemperatur 280,75 K:

$$EG \text{ Temperaturkilde} = SG \text{ mass flow} * 4190 * (SG \text{ Tut} - 280,75)$$

- Solid komponent over strømningsåpningen defineres som en *surface heat source*, med effekt lik *EG Temperaturkilde*.

Effekt til BHE

Kilen som leverer effekt til BHE blir også modellert som en solid komponent plassert i bunnen av borehullet. Denne blir videre omtalt som «effektkilden». Effektkilden kan settes til en konstant verdi, som en funksjon av tid eller med tidsavhengighet definert i tabell.

TRT1: 1614 W

TRT2: 7885 W

II. Sette opp simuleringsprosjekt i Flow Simulation

Det velges *intern analyse* da væskestrøm bundet av modellen skal analyseres.

Fysiske faktorer som skal inkluderes i analysen: *Konduksjon i solide komponenter og tidsavhengighet*

Fluid: For å sikre ut væskestrømmen inn i modellen får riktig temperatur opprettes fluidet *Vann med konstant tetthet og varmekapasitet*. Dette fluidet blir definert med spesifikk varmekapasitet 4190 kJ/kgK, massetetthet 1000 kg/m³, samt temperaturavhengig dynamisk viskositet og termisk konduktivitet hentet fra per-definerte vannegenskaper i solidworks database.

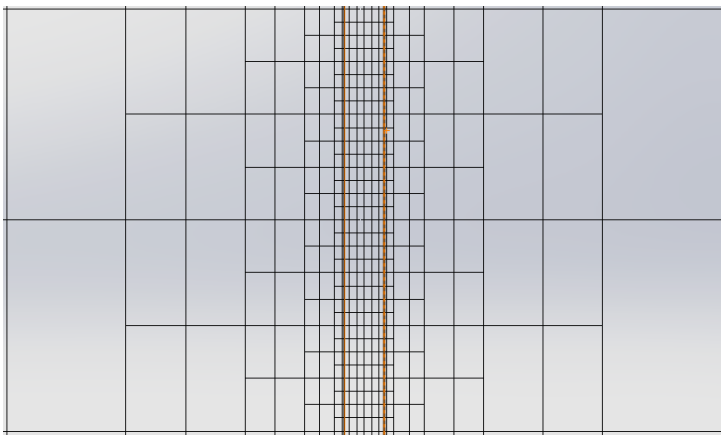
Solid materiale: *Gneis* defineres med termisk ledningsevne estimert i responstetene, 3,5 W/mK, massetetthet på 2800 kg/m³ (SINTEF, u.d.) og spesifikk varmekapasitet på 840 kJ/kgK estimert fra volumetrisk varmekapasitet fra tabell 2 og massetetthet.

I. Velg *Computational domain*

Bruker automatisk *Computational domain*, som omfatter hele modellen.

II. Meshing

Det ble valgt å sette et grunnleggende *mesh* som definerer celletettheten i grunnen, og raffinere *fluid cells* og *partial cells* for å oppnå høy nok celletetthet i væskestrømmen i BHE. Det ble også definert lokalt *mesh* knyttet til effektkildene (Temperaturkilde og Effektkilde), for å kunne raffinere disse ytterligere.



Figur 26

Gjennom testsimuleringer og sammenligning med responstestdata ble det kommet frem til denne meshen:

Grunnleggende mesh			
	x-retning	y-retning	z-retning

Antall celler, TRT1 og TRT2	45	120	45
Celletetthet [m ⁻¹]	3	1,6	3
Nivå av raffinering			
	<i>Fluid cells</i>	<i>Partial cells</i>	<i>Solid cells</i>
Hele domenet	4	4	0
Lokalt <i>mesh</i> (effektkilder)	5	5	0

Tabell 5

III. Velge *Boundary conditions*

Strømningsåpninger

Bunnen av borehullet defineres som *Inlet mass flow*. Størrelsen på massestrømmen kan defineres som en konstant verdi, som en funksjon av tid eller med tidsavhengighet definert i tabell:

TRT1: 0,285 kg/s

TRT2: 0,335 kg/s

Toppen av borehullet defineres *static pressuer opening* lik atmosfærestrykk.

Termisk motstand mellom væskestrømmen og grunnen

Kollektormotstand per borehullsmeter, R_b regnes om til en konveksjonskoeffisient, h , ved hjelp av *formel 10* og indre overflateareal per meter kollektor. Denne konveksjonskoeffisienten legges inn som en *Real wall* grensebetingelse på innsiden av borehullet i modellen. På denne måten representeres hele den termiske motstanden i BHE av en konvektiv motstand mellom fluidet og borehullsveggen.

Når konveksjonskoeffisient mellom fluidet og veggen er definert av bruker vil ikke programmet gjøre beregninger for den konvektive varmeovergangen. Simuleringen vil dermed ikke ta hensyn til at konveksjonsovergangens avhengighet av strømningshastighet og temperatur. Konveksjonskoeffisient ved de to responstestene med borehulldiameter 111,4 mm / 115 mm i modellen):

TRT1: $h = 53 \text{ W/m}^2\text{K} / 51,3 \text{ W/m}^2\text{K}$

TRT2: $h = 57 \text{ W/m}^2\text{K} / 54,3 \text{ W/m}^2\text{K}$

IV. Velge Goals

For tilbakekoblet væsketemperatur: se punkt I.

For overvåking av simuleringen:

GG Gjennomsnittlig statisk trykk

GG Gjennomsnittlig væskehastighet

SG Varmeoverføringsrate fra *Temperaturkilde*

SG Varmeoverføringsrate fra *Effektkilde*

SG Varmeoverføringsrate fra BHE til omgivelsene

Til evaluering av resultatet:

GG – Gjennomsnittlig væsketemperatur

V. Calculation control options

Tidssteg

Forsøk på å øke tidssteg manuelt uten *flow freezing* resulterte i store svingninger i effekt fra BHE (SG Varmeoverføringsrate fra BHE til omgivelene). Denne strategien ble dermed forkastet. Det ble videre brukt automatisk tidssteg.

TRT1 ble simulert uten flow freezing, automatisk tidssteg på omkring 1-2 s. Simuleringen tok flere dager.

Flow freezing

For å korte ned beregningstid ble det forsøk å simulere med ulike FF innstillinger

TRT1

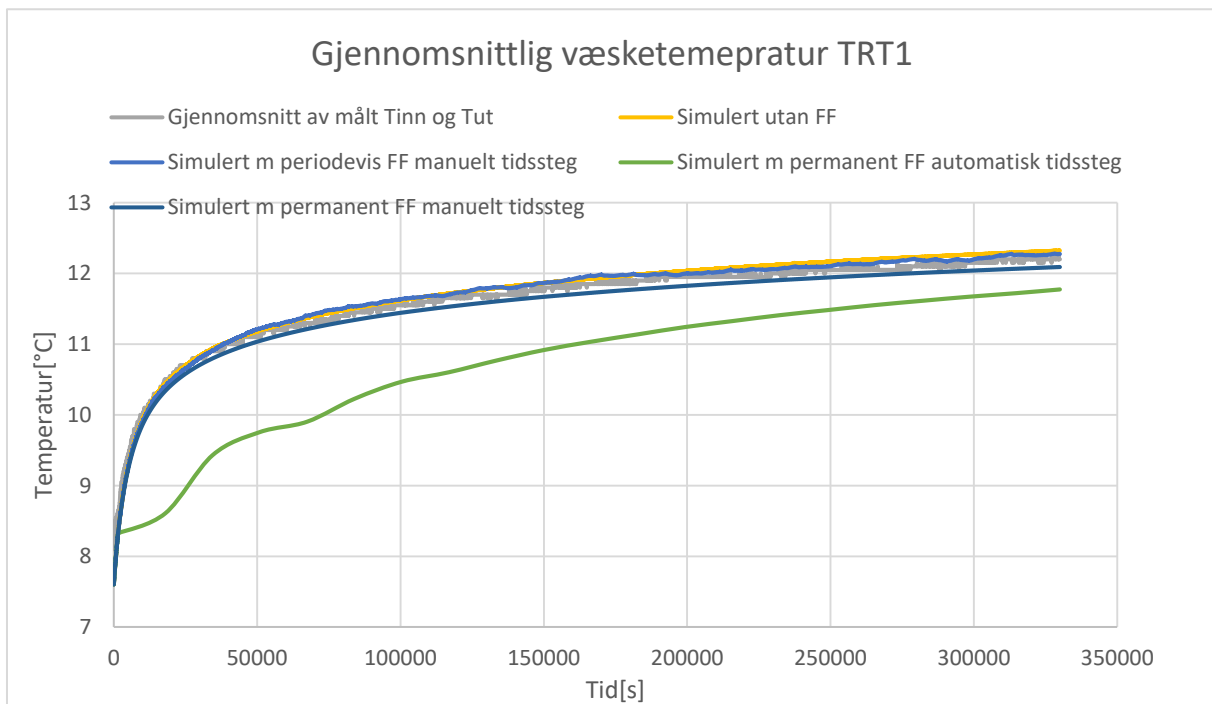
Figur x viser sammenligningsplott av måledata fra TRT1 og simuleringsresultat ved ulike beregningsinnstillinger:

- Permanent FF med automatisk tidssteg under frysing, tidssteg økte til 16 000s
- Permanent FF og manuelt definerte økende tidssteg under FF, gitt i *tabell 6*.
- Periodevis FF med definerte økende tidssteg under FF, gitt i *tabell 6*.
Periodeinnstillingen ble satt til 10 iterasjoner aktiver og 100 iterasjoner deaktivert.

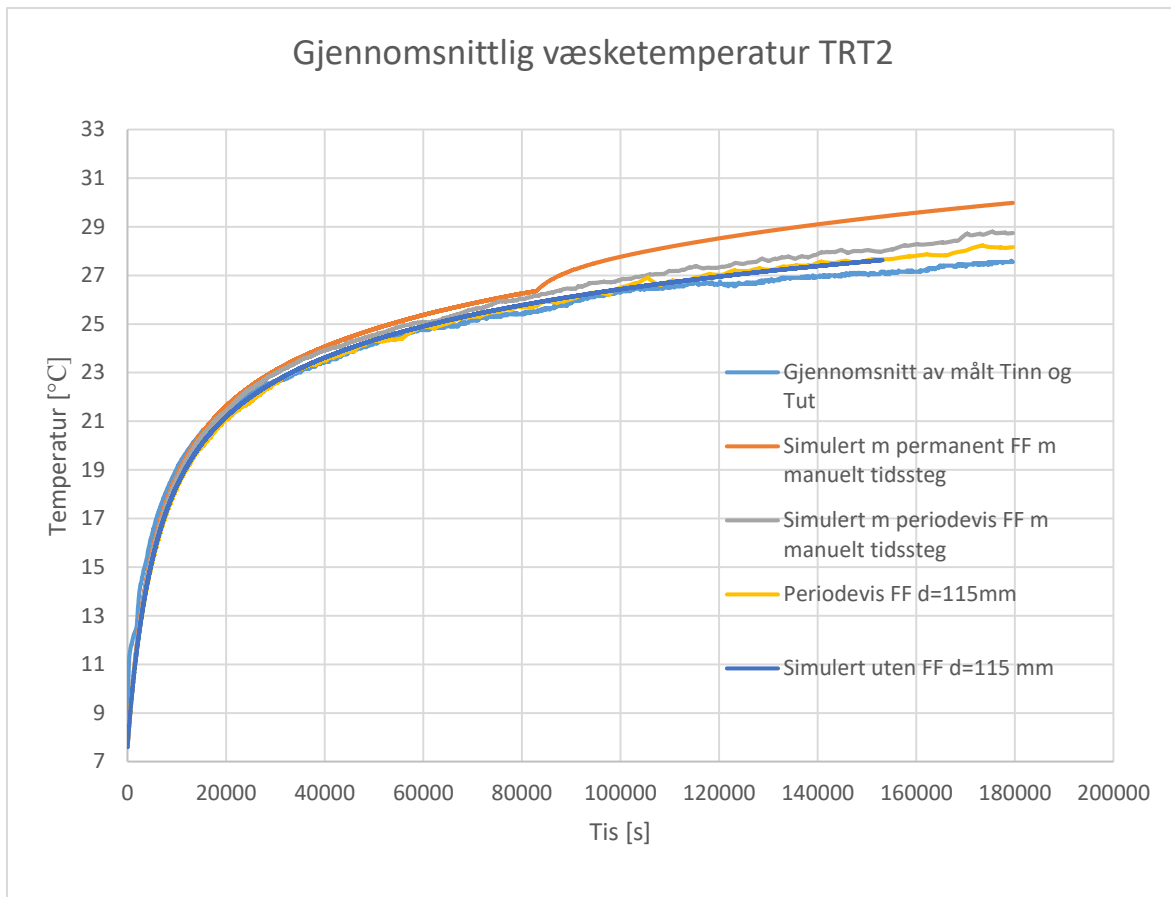
I alle tilfellene med FF, ble funksjonen aktivert etter et hastighet og statisk trykk hadde stabilisert seg i beregningen.

Fysisk tid [s]	Tidssteg [s]
0	30
10 000	60
50 000	120
100 000	240
150 000	360

Tabell 6



Figur 27



Figur 28

TRT2

Figur x viser sammenligningsplott av måldata fra TRT1 og simuleringresultat ved ulike beregningsinnstillinger:

- Simulert uten FF ganske lenge (over 8000 s), så ble FF aktivert permanent. Det er tydelig at permanent FF her førte til et avvik mellom måldata og simuleringresultat.
- Periodevis FF med manuelt definert tidssteg gitt i tabell x
- Da begge de forrige simuleringene gav noe høyere temperatur enn måldata viser, ble det forsøk å sette diameteren i det ekstruderte borehullet i modellen lik borehulls diameter, 115mm, ikke indre kollektordiameter, 111,4 mm. Konveksjonskoeffisient, h , ble beregnet på nytt til, 51,3 W/mK, for denne geometrien.
- Da simulering resultatet fremdeles var noe høyere enn måleverdier ble det gjort en kontrollsimulering med $d = 115$, uten FF. Denne stemte godt overens med simulering med periodevis FF. Simuleringen ble dessverre avbrutt før den var helt ferdig.

VI. Vurdering av resultatet

Simulering av responstestene kunne sammenlignes med måledata. I tilfeller der det ikke er mulig kan man observasjon utvikling i effekt fra BHE, for å kontrollere om resultatet virker fornuftig. Ved konstant effektilførsel skal denne størrelsen alltid konvergere mot tilført effekt til BHE, men aldri overskride tilført effekt til BHE.

Det kan også være nødvendig å kontrollere:

- At effektkilden avgir riktig effekt
- At effekt fra temperaturkilden stemmer overens med EG som beregner hva denne effekten skal være.

3.3 Sesonglagring av solenergi i BTES tilpasset enebolig

Dette kapittelet beskriver simulering av sesonglagring av solenergi i småskala BTES tilpasset en enebolig i Ås. Først skal borehullslager dimensjoneres for boligens behov, og utformes for å begrense varmetap fra lageret samt oppnå tilstrekkelig kapasitet for effektoverføring. Videre skal energiproduksjon fra 60m² sørvendt aktivt solfangerareal estimeres med hensyn til lokale solforhold og solfangervirkningsgradens avhengighet av innstrålt effekt på panelet og differanse mellom væsketemperatur i solfanger og omgivelsestemperatur.

Beregnete verdier for energiforbruk og energiproduksjon skal brukes som input til simulering av varmeoverføring til/fra BTES med månedlig gjennomsnittlig varmeoverføringsrate. I måneder med overskudd av solenergi blir overføringsraten positiv. I måneder med underskudd av solenergi blir varmeoverføringsraten negativ. Både for-ladefase og driftsfase skal simuleres. For enkelhetsskyld blir det valgt å gå ut fra at all energi fra solfangeranlegget går til å lade BTES i for-ladefasen.

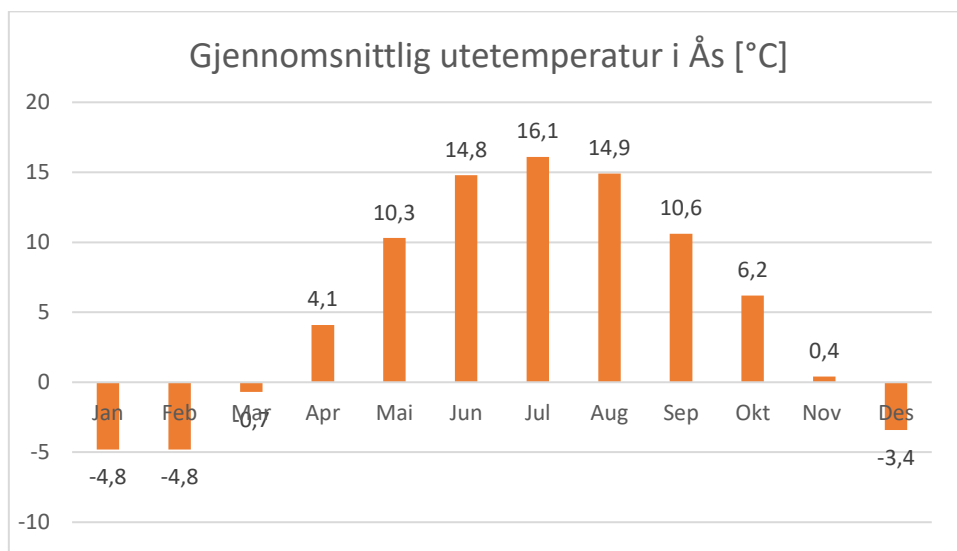
3.3.1 Dimensjonering og utforming av BTES

3.3.1.1 *Energibehov til oppvarming*

Energibehov til romvarme

Energibehov for boligen, på månedsbasis, ble estimert ved å beregne varmetap fra boligen og trekke fra interne varmetilskudd.

- Varmetap fra boligen ble beregnet ved hjelp av formel x, varmetapskoeffisienter beregnet etter metode og standardiserte verdier fra NS3031:2008, og disse inputverdiene:
 - Månedsgjennomsnittlig utetemperaturer i Ås gitt i figur 30
 - Innetemperatur 20°C
 - Mulige boligdimensjoner gitt i tabell 7
 - Kravene til U-verdi og lekkasjetall i TEK10 presentert i tabell 1
 - Det ble forutsatt en temperaturvirkningsgrad for varmegjenvinner på 60%



Figur 29

(yr)

- Internt varmetilskudd ble beregnet med formel 13, standardiserte verdier for spesifikt varmetilskudd gitt i hentet fra NS3130:2008, gitt i tabell 8. MERK spesifikt varmetilskudd fra belysning ble halvert, da standarden som er brukt i beregningen er fra 2008, og verdien oppgitt i denne ble vurdert som noe høy med tanke på at energieffektive lyspærer tas i bruk i større og større grad.

Tabell 7

Areal, indre [m ²]	
Yttervegg	78

tak	100
gulv	100
vinduer	22
dører	4
Oppv. luftvolum	480
Romhøyde	2
BRA	200

Tabell 8

Interne passive varmetilskudd [W/m ²]	
q per	1,5
q lys	1
q uts	2,4
q fan	0

Energibehov til oppvarming av tappevann

Energibehov til oppvarming av tappevann beregnes fra spesifikt energibehov per kvadratmeter BRA på 30 kWh/ år, fra NS3031, se kapittel 2.3.1. Samt antakelse om at forbruket er like stort hele året.

3.3.1.2 Størrelse

Valg og antakelser

Borehullslageret må ha kapasitet til å lagre nok energi til å dekke energibehovet i månedene med underskudd av solenergi til direkte eller nær direkte bruk. Basert på estimert månedlig solinnstråling på panelene, kapittel 4.3.2.1, og månedlig energibehov til romvarme og

tappevann, kapittel 4.3.1.1, vil man selv med lav virkningsgrad i solfangerne (34 %) høste mer energi enn man forbruker fra og med mars til og med oktober. Borehullslageret ble dimensjonert basert på varmebehovet til boligen i perioden med underskudd av solenergi, samt varmebehovet i mars. Varmebehov i mars ble også inkludert, for å ta høyde for at energibehovet vil variere fra år til år, også fordi varmebehovet antakelig er størst i starten av mars mens solfangerne antakelig høster mest i slutten av mars. Det ble gått ut fra at borehullslageret skal ha kapasitet til å dekke hele boligens romvarmebehov og halve energibehovet til oppvarming av tappevann (da det legges opp til forvarming).

Det ble valgt å legge opp til en differanse mellom middeltemperaturen i «fulladet» BTES og middeltemperatur i «utladet» BTES på 10°C, og fulladet kjernetemperatur på 40°C. Lav temperaturdifferanse vil gi et stort lagervolum og begrense maksimaltemperaturen i BTES. Høy temperaturdifferanse vil gi et mindre lagervolum og høyere maksimaltemperatur i BTES. Valg av temperaturdifferanse ble dermed en avveining mellom å korte ned for-ladefasen, fra urørttemperatur til driftstemperatur, og å begrense varmetap fra lagervolumet. Simulering av BTES kan vise om det foreslåtte borehullslageret kan oppnå høy nok temperatur og hvor mange år det eventuelt tar.

Det ble antatt at en tredjedel av energimengden levert til borehullslageret kan hentes tilbake til forbruk, i borehullslagerets driftsfase. Det vil si en lagereffektivitet på 33%. Simulering av borehullslageret kan vise om denne antakelsen var rimelig. Siden det legges opp til at temperaturen i borehullslageret skal gå gradvis fra «fulladet» til «utladet» i løpet av vinterhalvåret, og gradvis fra «utladet» til «fulladet» i løpet av sommerhalvåret, er det rimelig å anta at varmetapet fra lagervolumet er like stort i vinterhalvåret som i sommerhalvåret. I dimensjoneringen blir det dermed lagt opp til at lagervolumet må ha kapasitet til å lagre halvparten av energimengden som forventes å tapes fra lagervolumet, i tillegg til energimengden som skal forbrukes fra lagervolumet.

Beregning

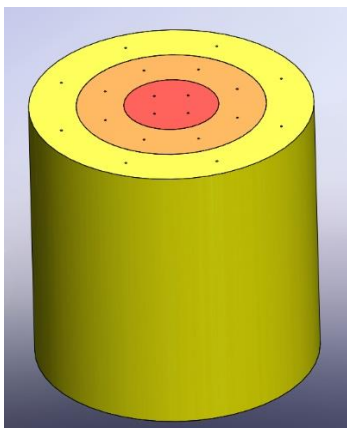
Volumetrisk varmekapasitet for gneis, 2,34 MJ/m³K, hentet fra tabell 2 og energimengden:

$$\Delta U = \left\{ \text{Energibehov, romvarme (nov - mars)} + \frac{\text{Energibehov, tappevann(nov - mars)}}{2} \right\} \times 2$$

settes inn i *formel 2* for å beregne lagervolumets størrelse.

3.3.1.3 Utforming

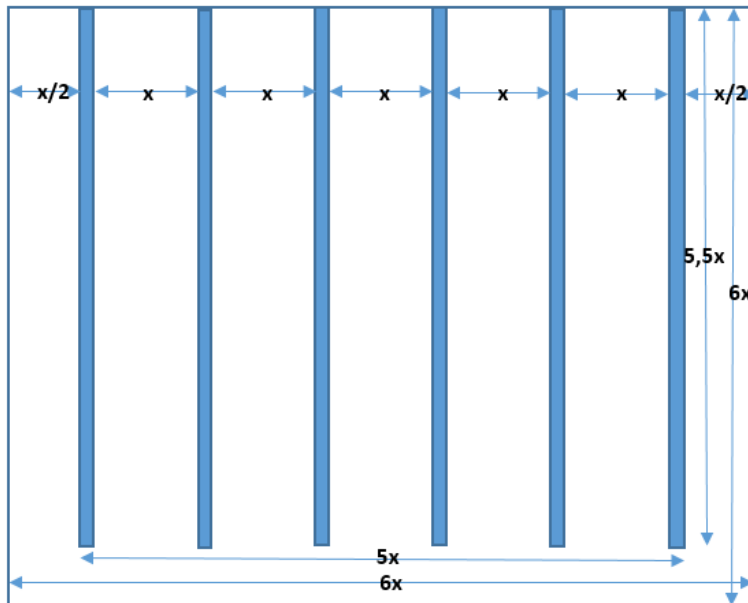
For å begrense varmetap fra BTES ble det valgt å utforme lagervolumet som en sylinder, med rette vertikale borebrønner. Det blir gått ut fra at lageret isoleres på overflaten, som anbefalt i *Improvement of Borehole Thermal Energy Storage Design Based on Experimental and Modelling Results*. Denne studien anbefaler også lagerutforming med formfaktor 2, se kapittel 2.5.4. I dette tilfellet ville formfaktor = 2 gitt veldig korte brønner, 10m, og stor avstand mellom brønnene, eventuelt behov for flere brønner for å få akseptabel kapasitet for varmeoverføring. Det ble derfor valgt å utforme borehullslageret med formfaktor = 1, diameter lik dybde. Borehullslager med formfaktor lik 1, beregnet volum gitt i kap 4.3.1.2 og 20 borebrønner vil ha total borehullslengde på 286m. I tilfelle med maksimal solintensitet 1000W/m² på 60m² aktivt solfangereareal vil solfangervirkningsgrad på 60% gi 36 kW produksjon. Dersom BTES skal motta hele denne effekten tilsvarer dette 126W per meter BHE. Basert erfaring fra TRT2 ville det dobbelte av dette (ved formfaktor 2 og 20 BHE) gitt underdimensjonering i kapasitet for varmeoverføring i BTES.



Figur 30

Borebrønnene blir fordelt i tre sikler, med fire brønner i innerste sirkel, åtte brønner i midterste sirkel og åtte brønner i ytterste sirkel, på samme måte som i demonstratoranlegget

ved NMBU. Figur 31 illustrerer hvordan de tre brønnsirklene legges opp til å danne temperatursoner med radielt avtakende temperatur. Det ble satt like stor avstand mellom hver sirkel. Denne fordelingen gir en økende tetthet av brønner inn mot sentrum av borehullslageret, noe som kan bidra til å sentrere lading. Det er rimelig å anta at sentrert lading vil virke positivt på lagereffektiviteten. Borehullsdybde og avstand mellom borehullene bestemmes fra valgt borehullskonfigurasjon skissert i figur 32. Figur 32 skisserer vertikal tverrsnitt av BTES-volum.



Figur 31

3.3.2 Energi fra solfangeranlegg

Det er forutsatt 60m^2 aktivt areal på sørvendt takflate. Gitt solfangerformfaktor på omtrent 90% kan dette anlegget få plass på en taksida av tak med 30° vinkel på TEK10-bolig med 200m^2 BRA fordelt på to plan.

For å kunne beregne hvor mye energi et solfangerne kan forventes å levere må man ta utgangspunkt i hvor mye solenergi de mottar, samt virkningsgrad i ulike driftsituasjoner. Virkningsgradens avhengighet av innstrålt effekt skal tas hensyn til ved å bruke Pvsyst til å

kartlegge hvordan månedlig innstrålt energi er fordelt på ulike intensitetsnivåer.

Virkningsgradens avhengighet av temperaturdifferanse mellom væsken i solfangeranlegget og omgivelsene skal tas hensyn til ved å estimere gjennomsnittlig arbeidsvæsketemperatur under lading, på månedsbasis. Ved estimering av væsketemperatur skal det tas hensyn til temperatur i BTES og drivende temperaturdifferanse som kreves for å overføre effekt til BTES.

3.3.2.1 Solinnstråling

Programvaren PVsyst benyttes til å få oversikt over:

- Månedlig innstrålt energimengde
- Intensitetsfordeling av månedlig innstrålt energimengde. Innstrålt energimengde deles inn i intensitetsnivåene 200 W/m², 400 W/m², 600 W/m², 800 W/m², 1000 W/m². Det ble satt terskel på 100 W/m², da det antas at lavere innstrålt effekt ikke gir produksjon.

Simuleringen ble gjort med metrologiske data fra databasen METONORM og følgende innstillinger:

Panelvinkel: 1 30°

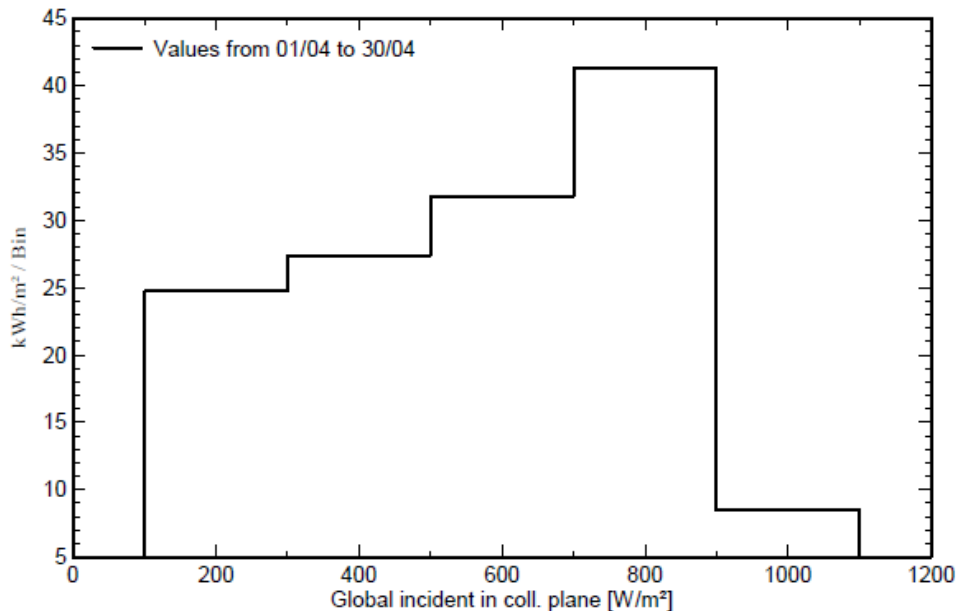
Sørvendt flate (Asimutvinkel 0°)

Albedo gitt i tabell 7

Måned	Albedo
Januar	0,65
Februar	0,65
Mars	0,20
April	0,20
Juni	0,20
Juli	0,20
August	0,20
September	0,20
Oktober	0,20
November	0,20
Desember	0,65

Tabell 9

Før simulering må ønske oversikt for intensitetsfordeling av månedlig innstrålt energimengde defineres under funksjonen *special grafes*. Graf for hver måned defineres med følgende innstillinger: *Incident irradiation distribution, Global in collector plane*, histogram, energiakkumulasjon, antall klasser = 5, klassebredde = 200 W/m² og terskel = 100W/m².



Figur 32

Etter simulering med egendefinerte grafer og predefinert tabell *Meteo and insident energy* velges. Egendefinert histogram for april er illustrert i figur 32.

3.3.2.2 Væsketemperatur i solfanger ved lading av BTES

Når solfangeranlegg levere varme til lading av BTES avhenger temperatur i solfangeren av:

- Temperatur i HT og LT sone i BTES
- Drivende temperaturdifferanse mellom arbeidsvæsken i brønnen og grunnen rundt brønnen som kreves for å avgi effekt i borehullsvarmevekslerene, ΔT_{f-g} .

Det ble valgt å beskrive gjennomsnittlig temperatur i solfanger ved lading av BTES på denne måten:

$$\bar{T}_{SF} = \left(\frac{T_{HT} + T_{LT}}{2} \right) + \Delta T_{f \text{ BHE-g}} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad \text{formel 33}$$

Det antas i utgangspunktet en ladetid fra urørttemperatur til stabil driftstemperatur, samt gjennomsnittlig tempersturfordeling i BTES for hvert av disse årene, *tabell 8*. I denne antakelsen er starter driftsfasen etter 3. sommerhalvår (fra og med oktober i år 3). Dersom de første resultatene fra simulering av lageret under lading avviker betydelig fra disse antakelsene kan beregning av input-verdier korrigeres til videre/ny simulering.

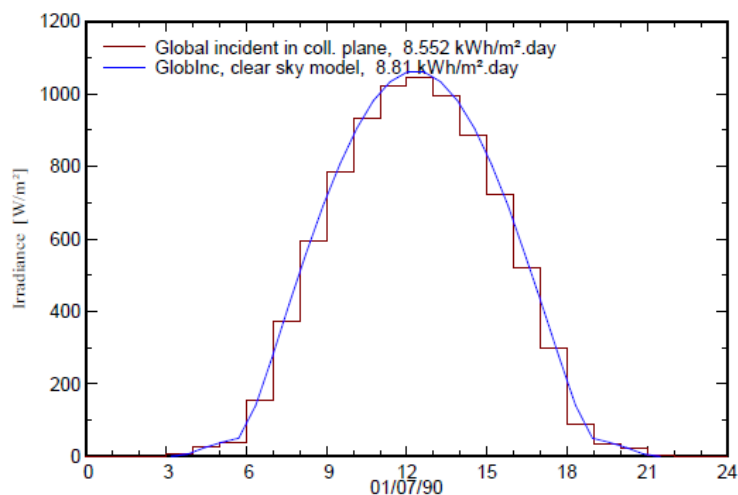
	LT	HT
For-lading, år 1	10	15
For-lading, år 2	15	25
Drift, år 3	20	35

Tabell 10

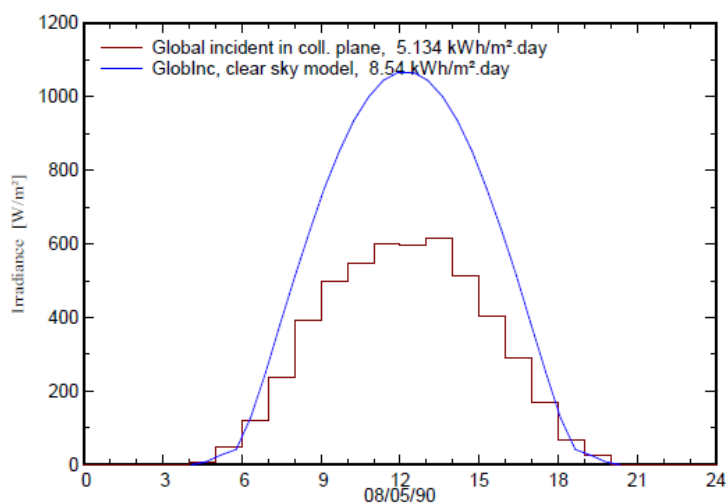
I driftsfasen vil solfangeranlegget i ulike driftsituasjoner levere energi BTES, til bolig og BTES eller bare til bolig. For enkelhetsskyld blir beregning av energiproduksjon gjort med væsketemperatur ved lading av BTES, da lading i driftsfasen alltid vil kreve høyere temperatur enn boligen.

Estimering av drivende temperaturdifferanse i BTES, ΔT_{f-g}

For å estimere hvor høy drivende temperaturdifferanse som bør tas hensyn til i beregning av væsketemperatur i solfanger skal termisk respons i BHE simuleres, ved aktuelle ladesituasjoner. Termisk respons ved lading avhenger av hvor høy effekt som overføres, og hvor lenge overføringen pågår. Ved lading direkte fra solfangeranlegg er ladeperiodene begrenset til døgnet soltimer. I løpet av natten vil temperaturen rundt borehullet få mulighet til å falle tilbake mot T_g på grunn av pause i lading og eventuelt effektuttak fra BHE. Det skal simuleres en moderat og en høy ladelast. Som eksempel på en moderat ladelast ble det valgt ut en dag i mai med noe skyer. I eksempelåret simulert i Pvsyst, passert 8.mai.. Som eksempel på en ladesituasjon med høy last ble det valgt en dag midt på sommeren med skyfri himmel 1.juli. Innstråling disse dagene er gitt i *figur 33* og *figur 34*.



Figur 33



Figur 34

Input-verdier til simulering

For å kunne simulere dette ladescenariet beregnes:

- Tilført effekt til BHE på timesbasis, beregnes med innstråling i figur 33 og figur 34, samt antakelse som solfangervirkningsgrad på 60% og likning 18.
- Volumstrøm ved ulike ladeeffekter ble beregnet ved å beregne volumstrøm fra solfangeranlegget, formel 19, ved 15C temperaturdifferanse over solfangeranlegget. Total volumstrøm divideres på åtte BHE (gyldig for midterste og ytterste sirkel i BTES)

Verdiene er gitt i Vedlegg A. Maksimal tilført effekt per meter BHE var henholdsvis 76 W/m og 126W/m for simulering med moderat og høy ladelast.

Simulering av lading

CFD-analyse ble gjennomført med metoden beskrevet i kapittel 3.5. Dimensjoner, innstillinger og inputverdier som måtte tilpasses for denne analysen er beskrevet i punktene I-VIII under:

I. Velg *Computational domain*

Borehull og omgivelser

Borehullsdybde = 14,3 m , fra kapittel 4.3.1.3

Borehullsvarmeveksler

Rb estimert fra TRT1 ble brukt for å representere borehullsvarmeveksleren i simuleringmodellen.

Effekt til BHE

Effektkilden defineres i tidsavhengig tabell, verdier er gitt i vedlegg A.

VII. Meshing

Det ble brukt samme celletetthet som i simulering av responstesten. I denne modellen tilsvarer dette:

Grunnleggende mesh			
	x-retning	y-retning	z-retning
Antall celler	45	35	45
Celletetthet [m ⁻¹]	3	1,6	3
Nivå av raffinering			
	Fluid cells	Partial cells	Solid cells
Hele domenet	4	4	0
Lokalt mesh (varmekilder)	5	5	0

VIII. Velge *Boundary conditions*

Strømningsåpninger

Inlet mass flow – Defineres som tidsavhengig tabell, verdier er gitt i vedlegg A.

Static preassure opening – Atmosfærestrykk ved på ved borehullstoppen

Termisk motstand mellom væskestrømmen og grunnen

Wall condition, Real wall $h = 53 \text{ W/m}^2\text{K}$?

IX. *Calculation control options*

Timestep: Automatisk

Da denne analysen hadde en mindre modell og lavere strømningshastighet, ble automatisk timestep høyere og iterasjonene gikk fortere enn i simulering av TRT1 og TRT2. Hver av simuleringene tok under en halv time. Det var dermed ikke behov for å bruke FF for å korte ned beregningstiden.

Flow freezing: Deaktivert.

X. Vurdering av resultatet

Kontrollere effekt som beskrevet i kapittel 3.2

Estimering av ΔT_{f-g} ved hjelp av simuleringsresultat

Differansen mellom gjennomsnittlig væsketemperatur i BHE, \bar{T}_f , og grunntemperaturen T_g ansees som den drivende temperaturdifferansen som skal ta hensyn til i beregning av gjennomsnittlig væsketemperatur i solfanger, $\bar{T}_{f_{SF}}$.

Vektet gjennomsnitt av denne temperaturdifferansen beregnes for de to simulerte ladesituasjonene. Vektig gjøres med hensyn på avgitt effekt fra BHE.

På bakgrunn av disse resultatene, gitt i kap xx, ble det valgt å gjøre beregning av væsketemperatur i solfanger med $\Delta T_{f_{HBE-g}} = 9 \text{ }^\circ\text{C}$

3.3.2.3 Produksjon

For hvert intensitetsnivå, i hver måned, blir energi fra solfangeranlegg estimert med

- Månedlig akkumulert energimengde, tabell xx
- Virkningsgrad beregnet med
 - Formel x
 - $\eta_0 = 0,78$, $a_1 = 3,2$, $a_2 = 0,015$, fra kapittel 2.4.3
 - Månedens gjennomsnittlige væsketemperatur i solfanger, tabell x
 - Månedens gjennomsnittlige utetemperatur, fig x, hentet fra Pvsyst. Det antas at dette er gjennomsnittlig dagtemperatur.
- Multiplisere høstet energi per kvadratmeter med anlegget totale aktive areal, 60m²

Videre summeres produksjon ved ulike intensiteter til samlet månedlig produksjon.

Beregningen legges opp i Excel-regneark for å enkelt tilpasse beregningen til ulike BTES temperaturer.

Gjennomsnittlig omgivelsestemperatur [°C]	
J	-0,86
F	-1,16
M	1,21
A	6,29
M	11,36
J	14,69
J	17,26
A	16,51
S	12,23
O	7,15
N	3,32
D	-0,29

3.3.3 Simulering av energilagring i BTES

Energiinjeksjon og -ekstraksjon fra BTES skal simuleres med en effekt som endres hver måned (fysisk tid) i simuleringen. Effekten beregnes fra månedlig netto energi til/fra BTES. Før simulering skal det beregnes hvor høy lagereffektivitet BTES må kunne oppnå i driftsfasen, for at høstet solenergi skal kunne dekke boligens energibehov til romvarme og forvarming av tappevann, og varmetap som følge av lagring i BTES.

3.3.3.1 Nødvendig lagereffektivitet ved stabil drift

For å bestemme nødvendig lagereffektivitet hentes månedlig høstet energi i år 3, fra tabell x, og boligens månedlige energibehov til oppvarming og forvarming av tappevann, fra tabell x.

Differansen mellom disse for hver måned plottes. Sum av negative verdier (månedlig forbruk > månedlig høstet energi) tilsvarer årlig mengde lagret energi som skal kunne forbrukes fra BTES. Sum av positive verdier (månedlig forbruk < månedlig høstet energi). Settes inn i formel x for å finne nødvendig lagereffektivitet under stabil drift.

3.3.3.2 Månedlig gjennomsnittseffekt til/fra BTES

Månedlig gjennomsnittlig effekt til/ fra BTES beregnes for fire år, der forbruk fra BTES starter i oktober i år 3. Månedlig gjennomsnittlig effekt til/fra BTES beregnes fra høstet energimengde i solfangeranlegg, tabell x, og boligens månedlige energibehov til romvarme og forvarming av tappevann, gitt i tabell x. Det vil si at gjennomsnittlig effekt til/fra BTES i utgangspunktet er basert på antatt ladetid fra urørtemperatur til stabil driftstemperatur og antatt temperatur i BTES for hvert av disse årene, tabell x. Beregningene må tilpasses dersom simulert temperaturutvikling avviker betydelig fra disse antakelsene.

3.3.3.3 CAD-modell og CFD-analyse

CFD-analyse ble gjennomført med metode for simulering av BHE utarbeidet i kapittel 3.5. Ny modell og endrede innstillinger og inputverdier for denne analysen er beskrevet i punktene I-VII under:

I. Sette opp CAD-modell av systemet i Solidworks og definere effektkilder

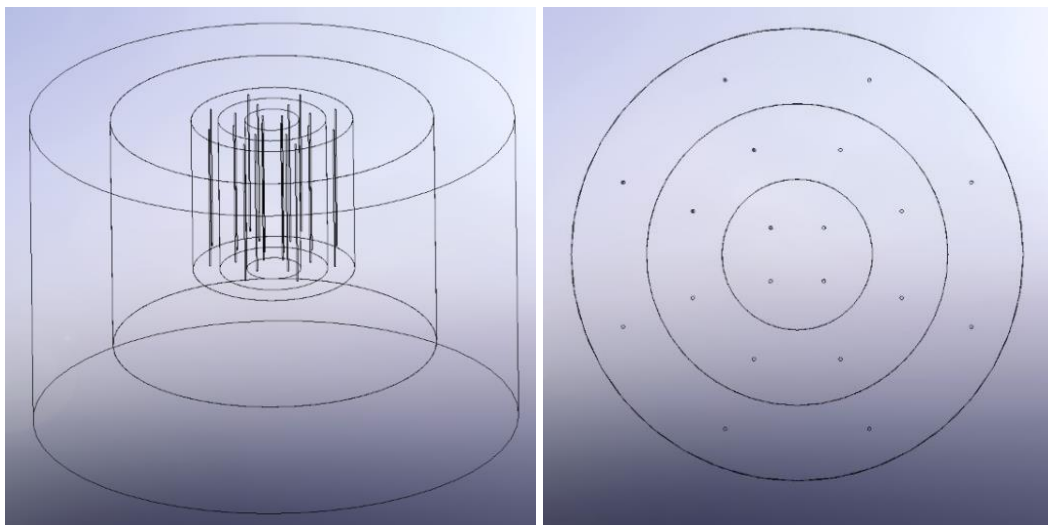
Borehull og omgivelser

For å enkelt kunne beregne energiinnhold i de ulike sonene i BTES lages hver av disse som egne sylinderformede komponenter. Omgivelser utenfor borehullslagerets deles opp i midtre- og ytre omgivelser, for å enkelt kunne sette opp differensiert mesh.

Dimensjoner er gitt i tabell x.

Komponent	Diameter [m]	Dybde [m]
HT-volum	5,2	15,6
MT-volum	10,4	15,6
LT-volum	15,6	15,6
Midtre omgivelse	31,2	23,4
Ytre omgivelser	46,8	31,2

I MT-volum, LT-volum, Midtre omgivelser og ytre omgivelser ekstruderes det ut rom til de innenfor liggende komponentene. Sammensatt modell er illustrert i figur x.



Borehullsvarmeveksler

Borehull ekstruderes i HT-volum, MT-volum og LT-volum, som illustrert i figur x.

Diameter i ekstruderte borehull = 115 mm

Borehullsdybde = 14,3 m

Sirkulasjonskrets

Temperaturkilde i hver BHE i beregningsområdet (5 BHE), beregningsområdet er definert i punkt III. De fem borehullene i beregningsdomenet betegnes videre med nummerering 1, 2.1, 2.2, 3.1 og 3.2.

Temperaturkildene styrer om det simuleres at strømningsretningen i parken går radielt utover (ved lading) eller radielt innover (ved forbruk). Ved lading skal temperatur inn i bunn av BHE tilbakekobles fra ring 1 til ring 2, fra ring 2 til ring 3, fra ring 3 til ring 1. Ved forbruk skal temperatur inn i bunn av BHE tilbakekobles fra ring 3 til ring 2, fra ring 2 til ring 1, fra ring 1 til ring 3.

Dette oppnås ved å definere EG som styrer temperaturkildene i de ulike ring 1, 2 og 3 på denne måten:

$$EG \text{ Lading ring 1} = 4190 * \text{abs}(\{SG \text{ Mass Flow Rate 1}\}) * (((\{SG \text{ Tut 3.1}\} + \{SG \text{ Tut 3.2}\}) / 2) - 280.75)$$

$$EG \text{ Lading ring 2} = 4190 * \text{abs}(\{SG \text{ Mass Flow Rate 2 og 3}\}) * (\{SG \text{ Tut 1}\} - 280.75)$$

$$EG \text{ Lading ring 3} = 4190 * \text{abs}(\{SG \text{ Mass Flow Rate 2 og 3}\}) * (((\{SG \text{ Tut 2.1}\} + \{SG \text{ Tut 2.2}\}) / 2) - 280.75)$$

$$EG \text{ Forbruk ring 3} = 4190 * \text{abs}(\{SG \text{ Mass Flow Rate 2 og 3}\}) * (((\{SG \text{ Tut 1}\} - 280.75)$$

$$EG \text{ Forbruk ring 2} = 4190 * \text{abs}(\{SG \text{ Mass Flow Rate 2 og 3}\}) * (((\{SG \text{ Tut 3.1}\} + \{SG \text{ Tut 3.2}\}) / 2) - 280.75)$$

$$EG \text{ Forbruk ring 1} = 4190 * \text{abs}(\{SG \text{ Mass Flow Rate 1}\}) * (((\{SG \text{ Tut 2.1}\} + \{SG \text{ Tut 2.2}\}) / 2) - 280.75)$$

Mellom perioder med lading og forbruk må Temperaturkildenes definisjon skiftes manuelt fra EG-lading til EG-forbruk, og omvendt.

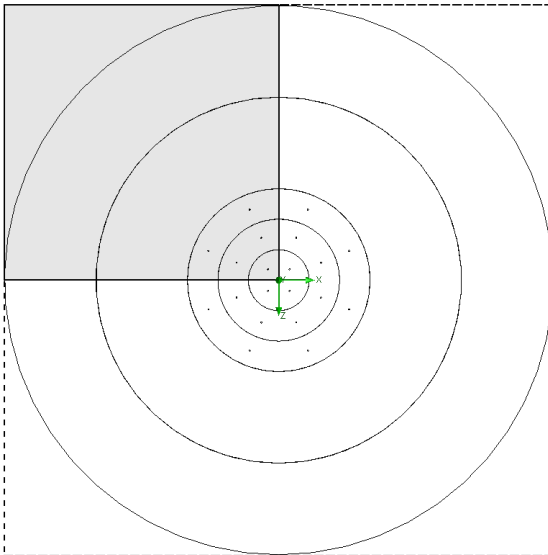
Effekt til/fra BHE

Varmekilde som tilfører effekt til BTES plasseres i bunn av BHE 1 i modellen. Denne omtales videre som *Effektkilde*. Størrelsen på effektkilden defineres i tidsavhengig tabell der verdiene sette slik en fjerdedel av månedlig gjennomsnittseffekt til BTES gitt i tabell x (positive verdier i tabellen). I tidsperioder med negative verdier settes effektkilden lik 0.

Varmesluk som trekker effekt fra BTES plasseres i bunn av BHE 3.1 og 3.2 i modellen. Disse omtales videre som *Effektsluk*. Størrelse på hver av effektslukene defineres i tidsavhengig tabell der verdiene settes lik en åttende del av gjennomsnittseffekt fra BTES gitt i tabell x (negative verdier i tabellen). I perioder med positive verdier settes effektslukene lik 0.

XI. Velg *Computational domain*

Da BTES modellen og strømningsforhold i borehullene er symmetrisk om x- og z-aksen reduseres beregningsområdet til en fjerdedel av modellen volum, ved å definer symmetri. Illustrert i figur x.



XII. Meshing

Det settes opp tilsvarende celletetthet, i solide celler og væskeceller, som om i simulering i kap 3.2 i HT-, MT- og LT-volum. I midtre omgivelser halveres celletetthet 1 gang i alle retninger. I ytre omgivelser halveres celletetthet 2 ganger i alle retninger. Dette oppnås med grunnleggende- og lokale mesh definer som i tabellen under.

Grunnleggende mesh			
	x-retning	y-retning	z-retning
Antall celler	18	13	18

Celltetthet [m ⁻¹]	0,77	0,42	0,77
Nivå av raffinering			
	<i>Fluid cells</i>	<i>Partial cells</i>	<i>Solid cells</i>
Lokalt mesh - Midte omgivelser	1	1	1
Lokalt mesh – HT-, MT- og LT- volum	6	6	2
Lokalt mesh (effektkilder)	7	7	7

XIII. Velge *Boundary conditions*

Strømningsåpninger

Inlet mass flow – Defineres i bunn av borehullene som tidsavhengige tabeller.

Massestrøm i borehullene i sirkel 2 og 3 er lik halvparten av massestrøm i borehull 1.

Ved lading simuleres det med massestrøm i borehull 1 lik en fjerdedel av massestrøm i solfangeranlegget ved solintensitet 600W/m², solfanger virkningsgrad 60% og temperaturdifferanse mellom HT og LT i borehullslageret, beregnet med formel x. Antatt årlig gjennomsnittstemperatur i HT og LT er gitt i tabell x. Oppgi verdi?

Ved effektuttak fra BTES simuleres det med massestrøm i borehull lik en fjerdedel av massestrøm til bolig ved effektbehov lik 2500 W, temperaturdifferanse mellom tur-retur på 5°C og beregnet med formel x.

Static pressure opening – Atmosfæretrykk ved på ved borehullstoppene

Termisk motstand mellom væskestrømmen og grunnen

Wall condition, Real wall $h = 51,3 \text{ W/m}^2\text{K}$?

XIV. Velge Goals

For tilbakekoblet væsketemperatur: se punkt I.

For overvåking av simuleringen og evaluering av resultat:

GG Gjennomsnittlig statisk trykk

GG Gjennomsnittlig væskehastighet

SG Varmeoverføringsrate fra Effektkilde

SG Varmeoverføringsrate fra Temperaturkilde 1

SG Varmeoverføringsrate fra Temperaturkilde 2.1 og 2.2

SG Varmeoverføringsrate fra Temperaturkilde 3.1 og 3.2

SG Varmeoverføringsrate fra BHE 1

SG Varmeoverføringsrate fra BHE 2.1 og 2.2

SG Varmeoverføringsrate fra BHE 3.1 og 3.2

SG Varmeoverføringsrate fra BHE 1, 2.1, 2.2, 3.1 og 3.2

SG Varmestrøm fra BTES til omgivelser

GG – Gjennomsnittlig væsketemperatur

VG – Gjennomsnittlig temperatur i HT-volum

VG – Gjennomsnittlig temperatur i MT-volum

VG – Gjennomsnittlig temperatur i LT-volum

XV. Calculation control options

Tidssteg Automatisk

Flow freezing

Forsøk på aktivering av FF gav tvetydige resultat. Det kreves mer testing for å komme frem om/i hvor stor grad funksjonen kna brukes.

Fysisk tid [s]	Tidssteg [s]
0	30
10 000	60
50 000	120
100 000	240
150 000	360

XVI. Vurdering av resultatet

Simuleringsresultat vurderes gjennom observasjon av utvikling i effekt fra BHE, for å kontrollere om resultatet virker fornuftig. Ved konstant effektilførsel skal denne størrelsen alltid konvergere mot tilført effekt til BHE, men aldri overskride tilført effekt til BHE.

Det kontrolleres også at:

- At effektkilden avgir riktig effekt
- At effekt fra temperaturkilden stemmer overens med *equation goal* som beregner hva denne effekten skal være.

4 Resultat

4.1 Termisk responstesting

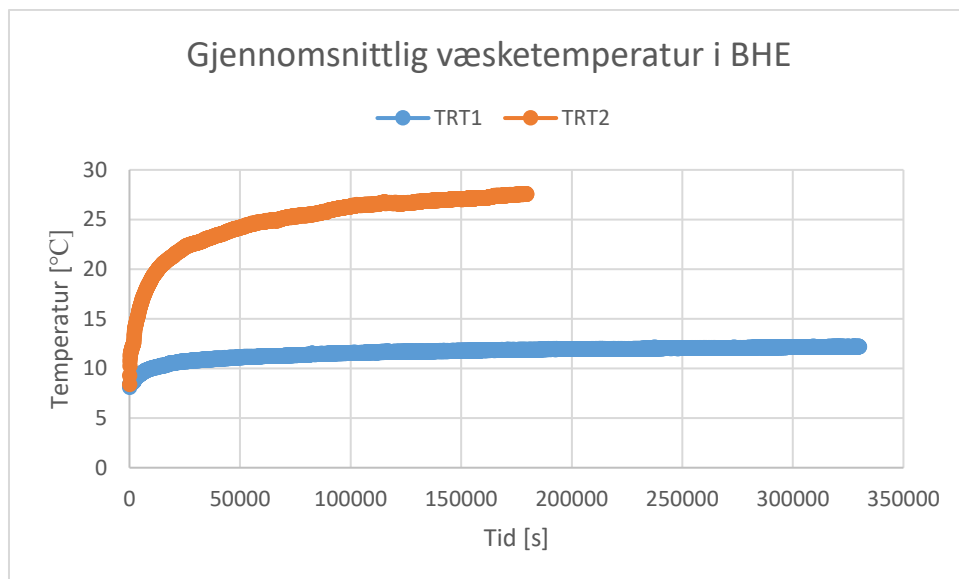
Temperaturrespons ved TRT1 og TRT2

Injeksjon av omtrent 24 W per meter borehull i 139 timer resulterte i drivende temperaturdifferanse $\Delta T_{f-g} = 4,5 \text{ }^\circ\text{C}$

Injeksjon av omtrent 120 W per meter borehull i 50 timer resulterte i drivende temperaturdifferanse $\Delta T_{f-g} = 20,0 \text{ }^\circ\text{C}$

Den logaritmiske temperaturen når et knekkpunkt etter

Temperaturutvikling er vist i figur x.



Grunnens termiske ledningsevne

	Estimert effektiv termisk ledningsevne, λ_g [W/mK]
TRT1	3,45
TRT2	3,56

Kollektormotstand, R_b

	Volumstrøm [L/s]	Termisk motstand, R_b^{mean} [Km/W]
TRT 1	0,285	0,054
TRT 2	0,333	0,051

Kortslutningseffekt mellom kollektorens indre og ytre kanal

TRT2: 46 % av total effekt til brønnen

Termisk motstand mellom arbeidsvæsken og borehullsveggen

TRT2: $R_{f\ ytre-bv} = 0,040$ Km/W

Strømningsforhold under TRT1 Og TRT2

Beregning av reynoldstall ved aktuelle væsketemperaturer under TRT1 og TRT2 er gitt i tabellen under.

	Volumstrøm [L/s]	Re (10°C)	Re(12,5°C)	Re(15°C)	Re (20°C)	Re(25°C)	Re (30°C)
TRT1	17,1	2310	2453				
TRT2	20,1	2716	2883	3073	3536	3973	4432

4.2 Simulering av varmeoverføring i koaksial borehullsvarmeveksler

Simulering med metoden beskrevet i kapittel 3.2 viste god overensstemmelse med måledata fra TRT1 og TRT2, med automatisk tidssteg. Ved bruk av funksjonen *flow freezing*, for å redusere beregningstid, viste instilling med periodevis aktivisering (10 iterasjoner på, 100 iterasjoner av) og manuelt definert tidssteg under FF, under FF, best overensstemmelse med simulering uten FF. Med FF aktivert ble simuleringstid redusert fra flere dager til 1-2 timer.

Både simulering uten FF og simulering med periodevis aktivert FF og manuelt tidssteg under FF gav litt høyere slutttemperatur enn måledata:

Gjennomsnittlig væsketemperatur i BHE ved slutt av TRT [°C]			
	Simulert	Målt	Differanse
TRT1	28,16	27,6	0,6
TRT2	12,27	12,2	0,1

Merk resultat fra TRT1 er simulert med borehulldiameter 111,4 mm og TRT2 med 115 mm. 115 mm vurderes å representere det fysiske systemet på best måte.

4.3 Sesonglagring av solenergi i BTES tilpasset enebolig

4.3.1 Dimensjonering og utforming av BTES

4.3.1.1 Energi- og effektbehov til oppvarming

Estimert energi- og effektbehov til romvarme og oppvarming av tappevann for TEK10-enebolig i Ås

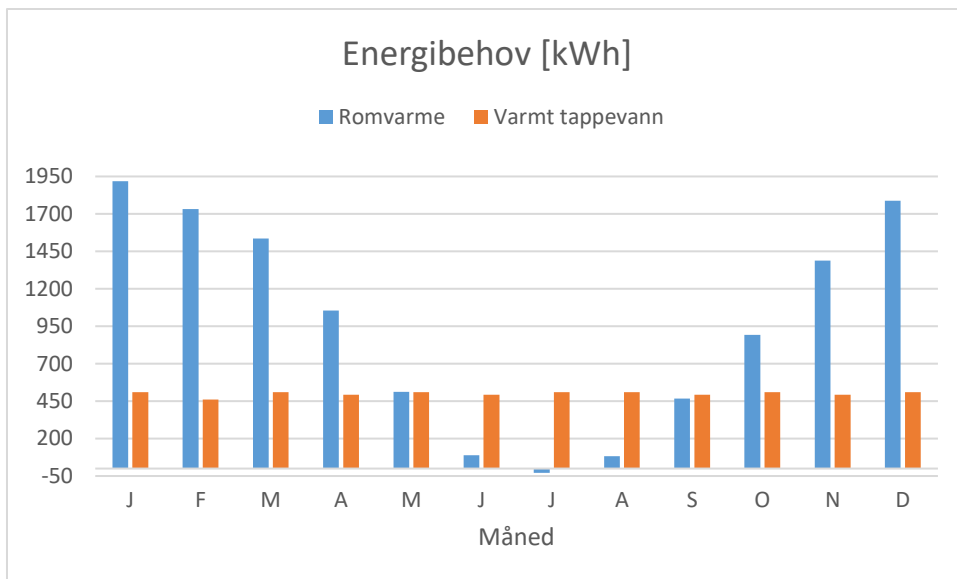
Energibehov til romvarme og tappevann

Energibehov til romvarme og tappevann, på månedsbasis, er gitt i tabell 11 og illustrert i figur 35.

Tabell 11

Måned	Romvarme [kWh]	Tappevann [kWh]
J	1919	510
F	1733	460
M	1536	510
A	1054	493
M	511	510
J	89	493
J	-29	510
A	82	510
S	468	493
O	893	510

N	1388	493
D	1788	510



Figur 35

4.3.1.2 Størrelse

BTES-volum = 2955 m³

4.3.1.3 Utforming

Diameter = 15,6 m

Dybde = 15,6 m

Avstand mellom borehull, x = 2,6 m

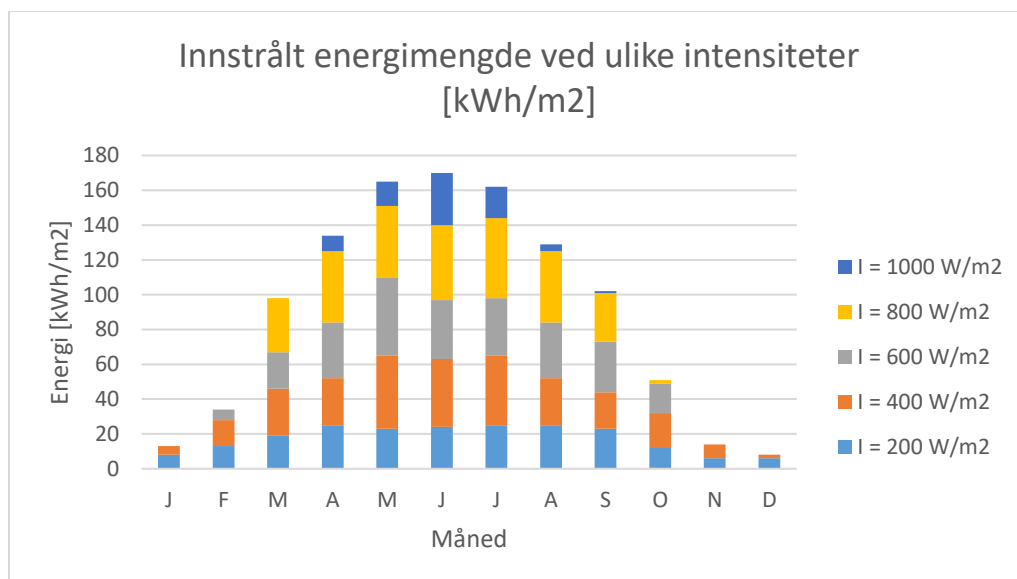
Borehullsdybde, 5,5x = 14,3 m

4.3.2 Energi fra solfangeranlegg

4.3.2.1 Solinnstråling

Tabell 12

Solintensitet [W/m ²]	Innstrålt energimengde ved ulike intensiteter akkumulert per måned [kWh/m ²]											
	J	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
200	8	13	19	25	23	24	25	25	23	12	6	6
400	5	15	27	27	42	39	40	27	21	20	8	2
600		6	21	32	45	34	33	32	29	17		
800			31	41	41	43	46	41	28	2		
1000				9	14	30	18	4	1			
	Total innstrålt energimengde per måned [kWh/m²]											
	16	38	101	139	171	177	169	129	107	57	19	10

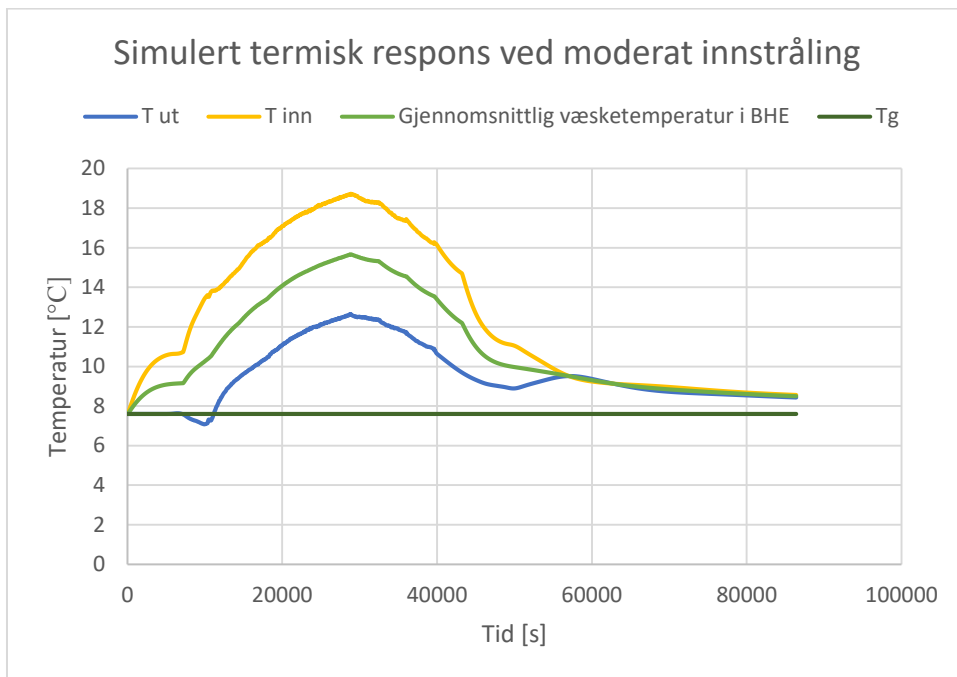


Figur 36

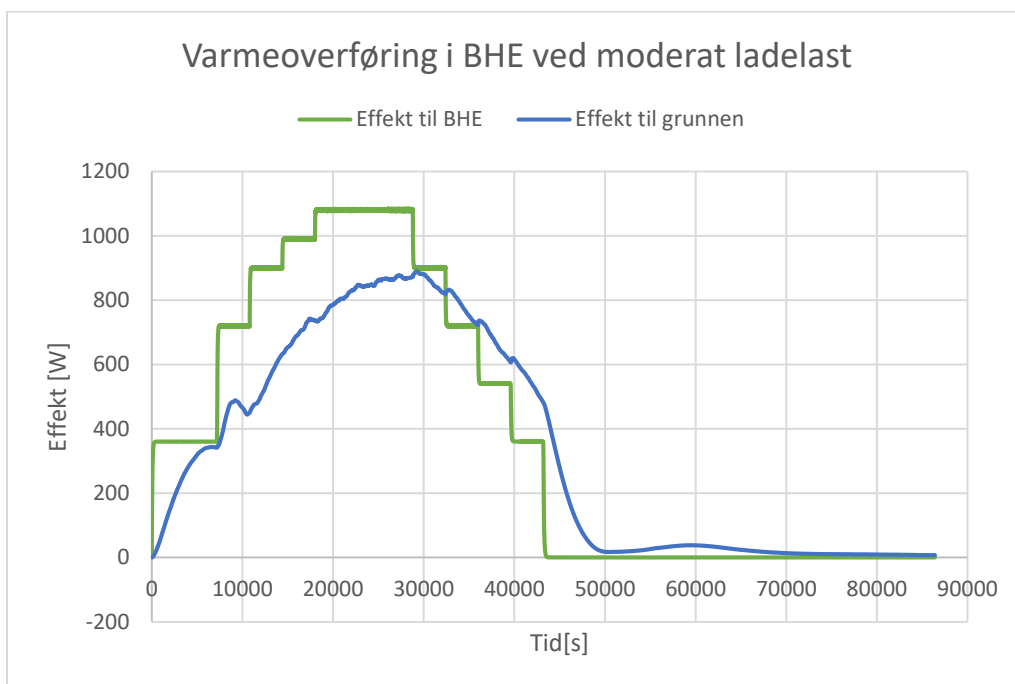
Total årlig innstrålt energimengde: 1132 kWh/m²

4.3.2.2 Væsketemperatur i BTES

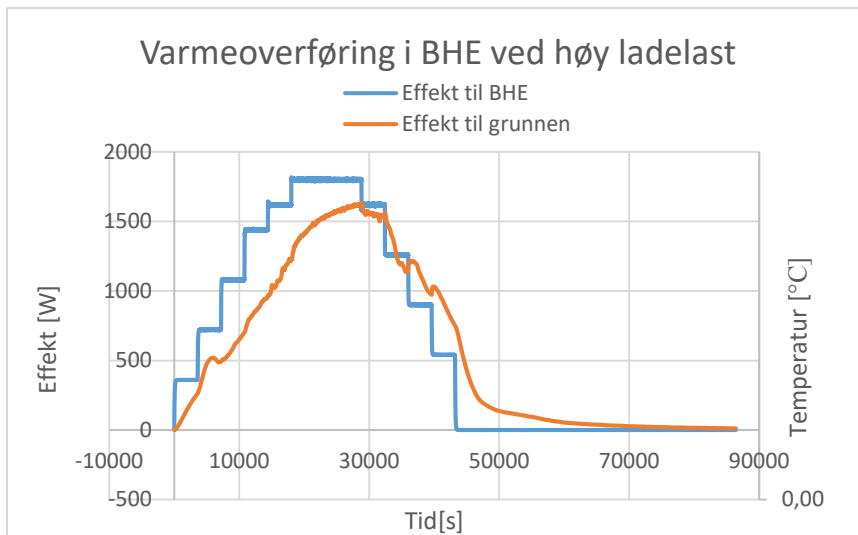
Simulerte lastsituasjoner



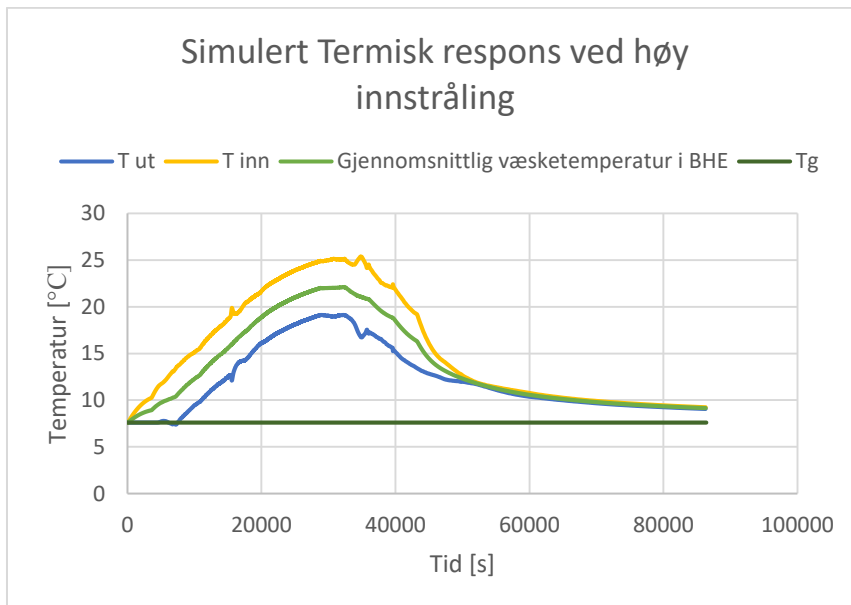
Figur 37



Figur 38



Figur 39



Figur 40 Tabell 13

Vektet gjennomsnitt av drivende temperaturdifferanse:

Moderat last – 5,8 C

Høy last – 11,4 C

Gjennomsnittlig væsketemperatur i solfangeranlegg

År	\bar{T}_{fSF} [°C]
1	21,5
2	29
3	36,5

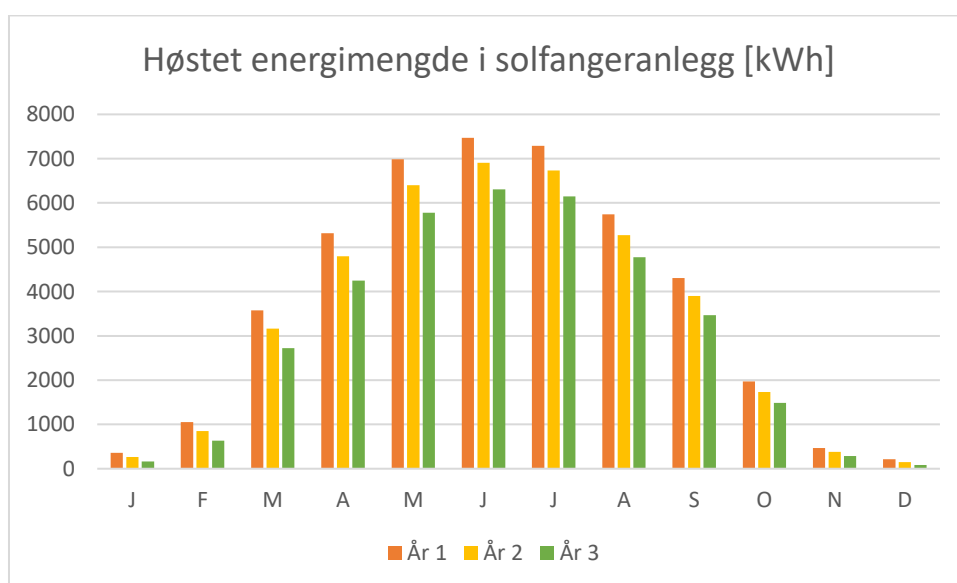
4.3.2.3 Produksjon

Høstet energi i solfangeranlegget ved leveranse til BTES/ vannbårent varmesystem (år 3)

Tabell 14

År	Høstet energimengde i solfangeranlegg på 60 m2 aktivt areal [kWh]												Årlig η_{SF}	
	J	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D		Årlig
1	359	1050	3579	5314	6987	7473	7286	5742	4306	1973	466	213	$44,7 \cdot 10^3$	66 %
2	265	848	3162	4795	6401	6907	6736	5273	3899	1735	379	151	$40,5 \cdot 10^3$	60 %
3	166	634	2721	4244	5778	6304	6150	4773	3467	1484	287	85	$36,1 \cdot 10^3$	53 %

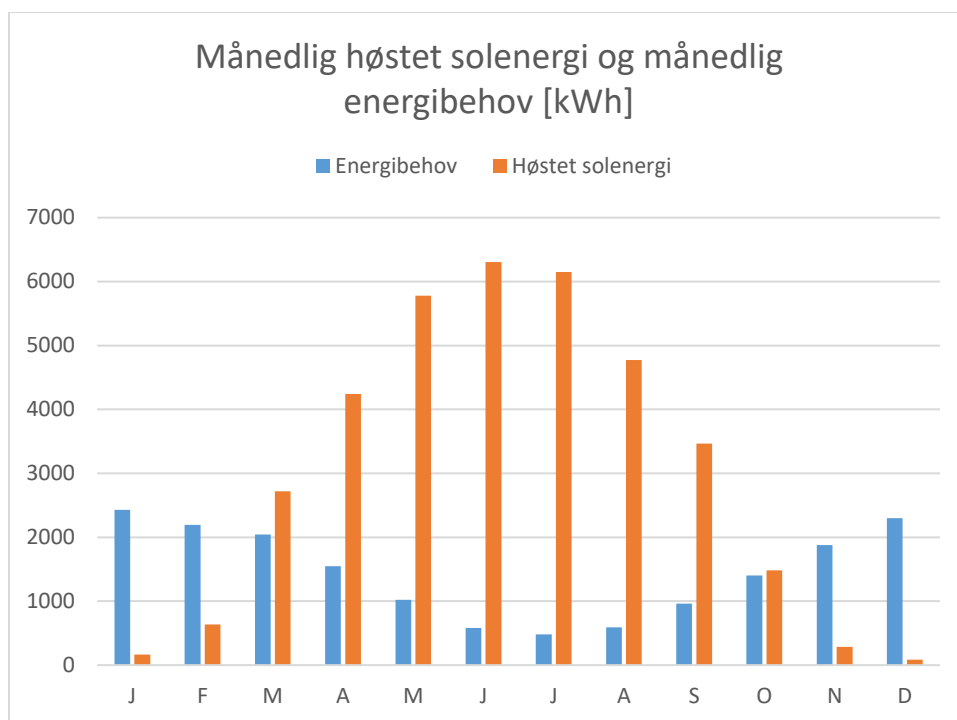
I vider driftsår legges det opp til tilsvarende temperaturer i BTES, som i år 3, og dermed tilsvarende høstet energimengde i solfangeranlegg.



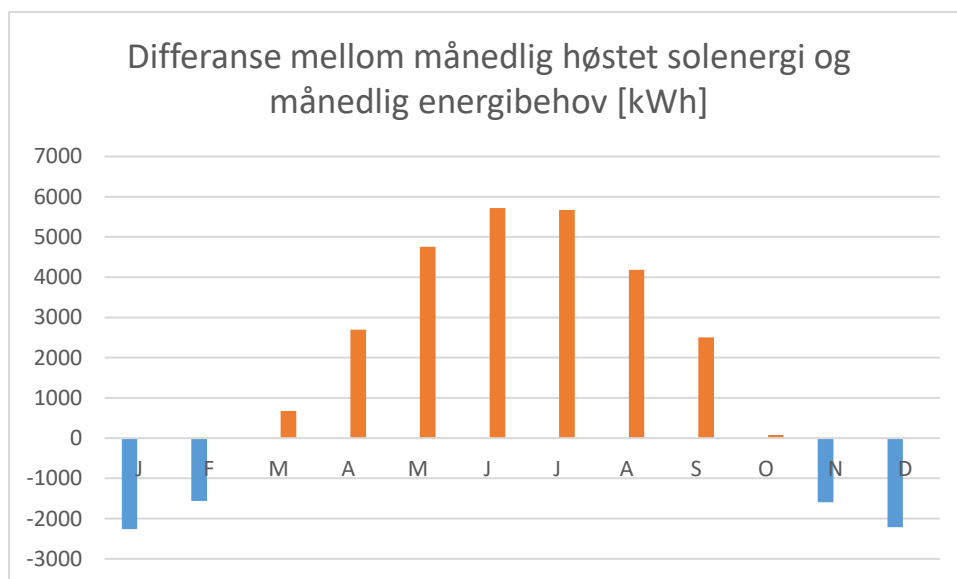
Figur 41

4.3.3 Simulering av BTES i drift

4.3.3.1 Nødvendig lagereffektivitet ved stabil drift



Figur 42



Figur 43

Sum av negative verdier i figur 42:

$26,3 \cdot 10^3$ kWh

Sum av positive verdier i figur 42:

$7,63 \cdot 10^3$ kWh

Minimum lagereffektivitet for å dekke energibehov:

$\eta_{\text{BTES}} = 29 \%$

4.3.3.2 Månedlig gjennomsnittseffekt til/fra BTES

Tabell 15

År	Gjennomsnittlig effekt til BTES [W]											
	J	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
1	483	1562	4810	7380	9392	10379	9794	7718	5980	2651	647	286
2	357	1261	4250	6659	8603	9593	9054	7087	5415	2333	526	202
3	223	944	3657	5895	7766	8756	8266	6416	4815	109	-2213	-2975
4	-3041	-2320	907	3746	6394	7947	7621	5620	3480	109	-2213	-2975

Figur tekst: negative verdier...

4.3.3.3 CAD-modell og CFD-analyseprosjekt

Modell, analyseprosjekt og effektlast som skal simuleres ble ferdigstilt, med det var dessverre svært begrenset tid til testing av beregningsinnstillinger, for å oppnå akseptabel beregningstid. Det ble kun simulert kort perioder med varmeoverføring til lageret, dermed ingen resultater å vise til fra simuleringen.

5 Diskusjon

5.1 Termisk responstest

5.1.1 Klargjøring og gjennomføring av forsøkene

Temperaturlogging

Toppmåling fungerte bra. Målingen hadde høy nok nøyaktighet til formålet.

DTS kunne vert kalibret med høyere nøyaktighet, for eksempel ved å legge en lengre del av fiberen over borehullet i vann/is bad. Skulle helst vert kalibret mot fiberens endetemperatur, da målingen har høyest unøyaktighet der. Det var ikke aktuelt da vi måtte kalibrere etter at fiberen var installert i BHE.

Problem med at stadig økende offset observert i målinger i den ene fiberen kunne vert unngått, da det er mulig å installere referansetemperaturmåler i DTS- apparatet, som kontinuerlig kalibrere fibrene under måling. Det var dessverre ikke tid til å skaffe og installere dette utstyret mellom TRT1 og RT2.

Avvik på topp som var antatt å skyldes spatial filter inntraff også i TRT2 da denne funksjonen var deaktivert. Vanskelig å si hva dette kan komme av. Spatial filter, dårlig ide. Men fekk

Betydelig større mulighet til å se temperaturgradient i brønnen i TRT2 enn i TRT1. Høy effekt, mindre prosentvis usikkerhet.

Variierende effekt til BHE kom trolig av variasjon i varmetap til fra rørene mellom BHE, varmekilden, og sirkulasjonspumpen og strømningsmåler. I TRT1 var det ikke varme på i rommet. De siste dagene av testen var det lavere utetemperatur enn de første dagene. I TRT2 ble det forsøkt å motvirke dette ved å sette på oppvarming med termostatinnstilling i bygget.

Variasjoner i effekt til BHE kan også komme av variasjon i effekt fra kilden.

Man kunne brukt lav nok volumstrøm, i en av testen, til å være sikker på laminær strøm.

5.1.2 Databehandling og resultat

Temperaturrespons ved TRT1 og TRT2

Temperatur i BHE utviklet seg som forventet med høy stigning i starten som avtok raskt.

TRT2 interessant i forhold til lading av BTES med solenergi. Temperaturdifferanse på 20C vil for vil i tilfeller der BTES er 40C si at gjennomsnittlig temperatur i solfanger må opp i 60C.

Termisk ledningsevne i grunnen

Estimert ledningsevne stemmer overens med vanlig område for gneis, tabell x. TRT2 og TRT1 gav 3% høyere effektiv ledningsevne i grunne. Usikkerhet i denne størrelsesorden må forventes i denne typen forsøk. Formel x og x gir usikkerhet knyttet til approksimasjon av eksponentialintegralet mindre enn 2,5% for t større enn 12,3 timer og mindre enn 10% for t større enn 3,1 timer. For å beregne den λg ble det brukt data fra og med time 10 av forsøket. Andre forenklinger nyttet til linjekildemetoden, gitt i kapittel 2.6.2 kan bidra til ytterligere avvik. Variasjon i tilført effekt kan også gi avvik. Usikkerhet knyttet til borehullets dybde ble redusert til mindre enn 1%.

Termisk motstand, strømningsforhold og kortslutning i kollektoren

Estimert termisk motstand i Anergy-koaksialkollektor var lavere enn vanlig område for U-rørskollektor, men noe høyere enn i koaksialkollektor testet av Acuna og Palm, beskrevet i kapittel 2.5.3. TRT1 gav 6% høyere R_b enn TRT2, dette kan komme av at testene ble gjennomført med ulik strømningshastighet. TRT1 ble gjennomført med 14% lavere strømningshastighet enn TRT2. Strømningsforhold i kollektor vil påvirke den konvektive varmeovergangen mellom væske i ytre kanal og ytre kollektorvegg. Både TRT1 og TRT2 ble gjennomført med lavere volumstrøm enn Acuna og Palms tester.

Beregnet reynoldstallområde i TRT1 og TRT2 var begge i overgangsområde mellom laminær og turbulent strøm, henholdsvis 2300 - 2450 og 2720 - 4430. Basert på disse reynoldstallene

er det rimelig å anta høyere grad av turbulens i TRT2 og TRT1, se kapittel 2.2. Det hadde vært nyttig å gjøre en responstest med lav nok strømningshastighet til å være sikker på laminær strøm, for å se om R_b øker utover resultatet i TRT1. I varmesystem med felles sirkulasjonskrets for solfangeranlegg og BTES er det aktuelt med betydelig lavere strømningshastigheter enn i TRT1, som absolutt kan forventes å gi laminær strøm.

TRT2 viste at nær halvparten av tilført effekt til BHE kortsluttes gjennom indre rør. Dette viser at det er rom for å redusere total kollektormotstand ved å gjøre tiltak for å redusere denne kortslutningen. Kortslutning kan reduseres ved å øke veggtykkelse i indre rør, for å øke konduktiv termisk motstand. Å redusere diameter på indre rør kan også øke den termiske motstanden i det indre røret, da konvektiv termisk motstand øker når overflatearealet blir mindre. I følge mitt estimat av termisk motstand i ytre kollektorvegg, $R_{f-bv} = 0,040 \text{ W/mK}$, og total kollektormotstand, $R_b 0,054 \text{ W/mK}$, kan 26% av total kollektormotstand komme av kortslutning, i TRT2.

Da forskjell i termisk motstand i TRT1 og TRT2 er små kan de også komme av usikkerhet i resultatet. I beregning av termisk motstand kan usikkerhet i grunnen urørttemperatur gi betydelig utslag, se formel 31. Differansen mellom R_b fra TRT1 og TRT2 kan skyldes at temperaturen omkring BHE fremdeles var påvirket av TRT1, når TRT2 ble gjennomført.

Det er verdt å merke seg at R_b ikke bare avhenger av volumstrøm og kollektorens materialer og geometri, men også borehullets diameter og dybde:

- Lavere diameter, og dermed mindre areal per borehullsmeter, vil bidra til å øke konduktiv termisk motstand og kontaktmotstand mellom arbeidsvæsken og borehullsveggen.
- Størrelsen på kortslutningen mellom vil avhenge av borebrønnens dybde, ikke bare effekt per borehullsmeter. Skal man for eksempel overføre 5000 W i en 100m dyp borebrønn, med volumstrøm 0,5l/s vil den maksimale temperaturdifferansen mellom væsken i indre og ytre kanal være dobbelt så stor som om man overføre 5000 W i to 50m dype borebrønner.

5.2 Simulering av varmeoverføring i koaksialkollektor

Ganske god overenstemmelse mellom målt og simulert temperatur. For å se hvor betydelig avvikene er kan man sammenligne drivende temperaturdifferanse ΔT_{f-g} simulert og målt. ΔT_{f-g} fra simulering var henholdsvis 0,6% og 2% høyere enn målt ΔT_{f-g} i TRT1 og TRT2, ved slutt. Merk at dette gjelder simulering med periodevis FF med manuelt definert tidssteg under FF. Noen FF innstillinger gav større avvik, se figur 27 og figur 28. Det er tydelig at FF funksjonen ikke bør brukes ukritisk.

Det er gjort en rekke forenklinger i modellen i forhold til det fysiske systemet som modelleres, og disse må forventes å kunne gi feilkilder. Tilbakekobling av temperatur ut av borehullet til temperatur i bunn av borehullet, var nødvendig for å kunne forenkle modellen til væskestrøm i en retning. Denne tilbakekoblingen vil føre til at temperaturendring kommer et tidssteg «på etterskudd» for hver sirkulasjon. Dette burde være ubetydelig ved korte tidssteg og treg temperaturendring, men kan trolig gi betydelige avvik ved høye tidssteg og/eller rask temperaturendring.

Avvik på grunn av tilbakekobling kan ikke forklare differansen mellom målte og simulerte temperaturer da tilbakekoblingen i dette tilfelle ville gitt lavere temperatur i simulering. I TRT2 er det også tydelig at differansen mellom målt og simulert er like stor ved simulering med periodevis lange tidssteg som i simulering uten FF og dermed konstant korte tidssteg (ca 1s).

Simulering av TRT2 viste tydelig forskjell mellom simulering med borehulldiameter i modellen indre diameter i ytre kanal eller reel borehulldiameter. Simulering med indre diameter i ytre kanal vil gi best tilpasning til strømningskanalens reelle diameter. Men ved å bruke denne diameteren vil simuleringmodellen inkludere ekstra termisk motstand i form av et ekstra skallelement av berggrunn.

Siden det simuleres med definert massestrøm og ikke strømningshastighet vil hastigheten avvike fra hastigheten i reelt system på grunn av avvik i strømningskanalens diameter og fravær av volumet av det indre rør. Disse faktorene utgjør et samlet avvik i strømningskanalens tverrsnittareal på omtrent 10%, og dermed tilsvarende avvik i strømningshastighet.

Simuleringsmetoden tar heller ikke hensyn til at konvektiv varmeovergang avhenger av strømningsforholdene i kanalen. Det ble gjort forsøk på å skille konvektiv termisk motstand fra resten av R_b gjennom simulering. Det kan være mulig å skille disse gjennom simulering av responstest med R_b definert som kontaktmotstand ved borehullsveggen og la programmet beregne den konvektive overgangen i tillegg. Det er ikke tid til å gå videre med dette. I min modell, uten indre rør, ville også hydraulisk diameter avvike fra reelt system med indre rør.

Utarbeidet simuleringsmetode kan altså ikke ta hensyn til kollektormotstandens avhengighet av strømningsforhold, men med forbehold om dette kan metoden brukes til å simulere termisk respons ved ulike konstante eller variable effektlaste. Den kan for eksempel også brukes til å simulere varmeoverføring med koaksial BHE i ulike berggrunnstyper.

5.3 Sesonglagring av solenergi i BTES

5.3.1 Dimensjonering og utforming

Energibehov

Da varmetap fra boligen er direkte proporsjonalt med utetemperatur kan spesielt kalde eller milde vinter gi store variasjoner i varmebehov i forhold til beregning basert på normalår. Størrelse på varmebehov kan også variere stort avhengig av forbruksvaner i boligen.

Størrelse

Beregningen er basert på antakelse om lagereffektivitet, som jeg hadde dårlig grunnlag for å ta. Simulering av BTES under drift kan vise om dette var rimelig.

Utforming

Borehullene ble fordelt i volumet med gitt «BHE-rekkevidde» lik halvparten av avstanden mellom borehullene også i ytre krets. Det er usikkert i hvor stor radiell avstand ytre borehullskrets vil kunne ekstrahere varme fra. Dette vil avhenge av returtemperatur fra bolig i forhold til temperatur i og utenfor ytre krets.

5.3.2 Energi fra solfangeranlegg

Væsketemperatur i solfanger

Beregning

Det ble valgt å gjøre beregning av væsketemperatur med en konstant verdi for drivende temperaturdifferanse i BTES ΔT_f -g. Differansen ble bestemt ved å ta middelveiden av vektet gjennomsnittlig ΔT_f -g for moder last og for høy last. I realiteten vil denne variere stort i løpet av døgnet og året. Verdi kunne for eksempel blitt estimert for ulike solintensiteter og årstider. Estimater ble basert på simulering av last bestemt av en antatt virkningsgrad. Simulering av solfangere og BHE/BTES sammen kunne gitt et mye bedre estimat av drivende temperaturdifferanse. Til tross for mange antakelser og usikkerheter ble det vurdert at det var bedre å bruke denne metoden enn å ikke ta hensyn til ΔT_f -g.

Simulering av aktuelle lastsituasjoner

Simuleringsresultatene viser en forskyvning i tid mellom effekt til BHE og effekt fra BHE, som kommer av stort volum arbeidsvæske. Ved peakload 126 W/m² i til BHE 3 timer fører aldri til 126W/m² fra BHE. Figur 37 og 38 viser at ikke all effekt tilført til BHE blir avgitt fra BHE det kan skyldes at temperaturen ikke faller helt tilbake til T_g . Dette ser ikke ut til å kunne forklare hele forskjellen mellom integral av tilført effekt og avgitt effekt. Dette kan bety at det er betydelig feil i simuleringsresultatet. Selv om det ikke ble brukt FF i simuleringen var tidsstegene relativt høye 10-20s med tanke på at raske endringer i væsketemperatur i simuleringen. Simuleringen burde blitt gjennomført på nytt med manuelt redusert tidssteg. Det kunne også vært interessant å simulere flere dager med lading, uten forbruk, for å undersøke om temperaturen akkumulere betydelig fra dag til dag.

5.3.3 Simulering av BTES

CAD-modell og CFD-analyseprosjekt

De ble valgt å bruke kollektormotstand, R_b , estimert i TRT1 i simuleringen. Da det simuleres med lavere volumstrømmer enn i responstestene. Det er mulig den termiske motstanden vil være høyere i reelt system, som følge av fullstendig laminær strøm, se kapittel 5.1.2.

For å få gjennomført simulering av flere års drift må det enten benyttes skaffes tilgang til høyere prosessorkapasitet, eller gjøre ytterligere tester for å potensielt kunne komme fra til beregningsinnstillinger som kan redusere beregningstid betydelig. De testene som ble gjort med aktivering av FF viste tvetydige resultater. I noen tilfeller stemte observert utvikling effekt til og fra BHE godt overens med forventning. I noen tilfeller oppstod det en urealistisk utvikling i effekt fra BHE i positiv eller negativ retning.

Det ble observert at effekt til og fra BHE konsekvent oscilerte med små utslag rundt forventet verdi. Dette kan være årsaken til at det i noen tilfeller oppstod en økende feilforplantning ved aktivering av FF.

6 Konklusjon

Termisk motstand i kollektoren ble estimert til 0,054 W/mK og 0,051 W/mK i tester med volumstrøm henholdsvis 0,28L/s og 0,33L/s. Termisk ledningsevne i grunnen i området ble estimert til 3,5 W/mK. Det ble utarbeidet metode for simulering av varmeoverføring i koaksial borehullsvarmeveksler som gav god overensstemmelse med måledata fra responstestene. Termisk borehullslager ble dimensjonert og utformet for enebolig. Det ble satt opp modell og analyseprosjekt for simulering av sesonglagring av solenergi i BTES.

7 Bibliografi

Acuna, J., 2013. *Distributed thermal response tests - new insights on U-pipe and Coaxial heat exchangers in groundwater-filled boreholes*, Stockholm, Sweden: KTH Industrial Engineering and Management, Doctoral Thesis in Energy Technology.

Acuna, J. & Bjorn, P., 2010. A Novel Coaxial Borehole Heat Exchanger: Description and First Distributed Thermal Response Test Measurements. *Proceedings World Geothermal Congress 2010*, April.

Acuña, J. & Palm, B., 2012. Distributed Thermal Response Test on Pipe-in-pipe Borehole Heat Exchangers. *Innstock*.

Banks, D., 2012. *An introduction to Thermogeology*. 2 red. s.l.:Wiley-Blackwell.

Borgnakke, C. & Sonntag, R. E., 2009. *Fundamentals of Thermodynamics*. 8 red. University of Michigan: John Wiley and Sons.

Cengel, Y. A. & Ghajar, A. J., 2011. *Heat and mass transfer*. 4 red. New York: McGraw-Hill.

Chiasson, A. D., 2016. *Geothermal heat pump and heat Engine systems: Teory and Practice*. s.l.:Wiley.

Direktorat for byggkvalitet, 2016. *Byggteknisk forskrift(TEK10)*. s.l.:s.n.

Drake Landing Solar Community, 2017. *Drake Landing Solar Community OKOTOKS*.

[Internett]

Available at: <https://www.dlsc.ca/index.htm>

[Funnet 7 Mars 2017].

Elvebakk, H., 2016. *Forsker Anvendt Geofysikk* [Intervju] (22 April 2016).

Eskilson, P., 1987. *Thermal Analysis of Heat Extracton Boreholes*, Lund: Department of Technical Physics, University of Lund,Sweden.

Gehlin, S., 2002. *Thermal Response Test Method Development and Evaluation*, Luleå: Luleå University of Technology.

Havskjold et al., M., 2007. *Energi 21 Fornybar varme og kjøling*, s.l.: Norges Forskningsråd.

Holtet, J. A., 2014. *Store norske leksikon*. [Internett]

Available at: <https://snl.no/solarkonstanten>

[Funnet 11 Januar 2017].

International Energy Agency, 2004. *Recommendation: Converting solar thermal collector area onto installed capacity*, s.l.: IEA SHC.

Lanini et al., S., 2014. *Improvement of Borehole Thermal Energy Storage Design Based on Experimental and Modelling Results*, s.l.: HAL.

LIOS Technology, u.d. *LIOS Technology*. [Internett]

Available at: [http://www.lios-](http://www.lios-tech.com/Menu/Technology/Distributed+Temperature+Sensing/Distributed+Temperature+Sensing)

[tech.com/Menu/Technology/Distributed+Temperature+Sensing/Distributed+Temperature+Sensing](http://www.lios-tech.com/Menu/Technology/Distributed+Temperature+Sensing/Distributed+Temperature+Sensing)

[Funnet 10 Januar 2017].

LIOS, u.d. *Distri*, s.l.: s.n.

Mangold et al., D., 2015. *Seasonal thermal energy storage Report on state of the art and necessary further R+D*, s.l.: International Energy Agency.

Matsson, J. E., 2012. *An Introduction to SolidWorks Flow Simulation 2012*. s.l.:SDC Publications.

Mermoud, A. & Wittmer, B., 2014. *Pvsyst user's manual*. Satigny: PVSYST SA.

METONORM, u.d. *Meteonorm*. [Internett]

Available at: <http://www.meteonorm.com/>

[Funnet 11 Januar 2017].

Norges Geologiske Undersøkelser, 2015. *Norges Geologiske Undersøkelser*. [Internett]

Available at: <https://www.ngu.no/nyheter/jordvarme>

[Funnet 3 August 2016].

Quaschnig, V., 2004. Solar thermal water heating. *Renewable Energy World*, Februar, pp. 95-99.

Sibbitt, B., 2015. *Seasonal Borehole Thermal Energy Storage - Guidelines for design construction*, s.l.: IEA SCH.

SINTEF, u.d. *Materialdata for naturstein. Typiske verdier*, s.l.: SINTEF.

Sobachkin et al., D. A., 2014. *Solidworks*. [Internett]

Available at: <http://www.solidworks.com/sw/numerical-basis-cad-embedded-cfd-form.htm>

[Funnet 10 Mai 2016].

Verseteg, H. K. & Malalasekera, W., 2007. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. 2 red. s.l.:Pearson Education.

Vedlegg A

Lading av BHE 8. mai			
Kl	Massestrøm [kg/s]	Effekt til BHE [W]	Tilført effekt per meter BHE [W/m]
6-7	0,014	360	25
7-8	0,014	360	25
8-9	0,029	720	50
9-10	0,036	900	63
10-11	0,039	990	69
11-12	0,043	1080	76
12-13	0,043	1080	76
13-14	0,043	1080	76
14-15	0,036	900	63
15-16	0,029	720	50
16-17	0,021	540	38
17-18	0,014	360	25

Lading av BHE 30.juni			
Kl	Massestrøm [kg/s]	Effekt til BHE [W]	Tilført effekt per meter BHE [W/m]
6-7	0,014	360	25
7-8	0,029	720	50
8-9	0,043	1080	76
9-10	0,057	1440	101
10-11	0,064	1620	113
11-12	0,072	1800	126
12-13	0,072	1800	126
13-14	0,072	1800	126
14-15	0,064	1620	113
15-16	0,050	1260	88
16-17	0,036	900	63
17-18	0,021	540	38



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

Postboks 5003
NO-1432 Ås
Norway