



# NTNU

Det skapende universitet

## Analyse av det grunnvarmebaserte varmepumpesystemet med termisk lager på Ljan skole

av Una Prestegaard

Prosjektoppgave - Energi og miljø

Innleveringsdato: 20. Desember, 2013

Veiledere: Erling Næss, EPT, NTNU

Henrik Holmberg, EPT, NTNU

Randi Kalskin Ramstad, IGB NTNU

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet, NTNU

Fakultetet for ingeniørvitenskap og teknologi

INSTITUTT FOR ENERGI OG PROSESSTEKNIKK



# Forord

Denne oppgaven er skrevet som fordypningsprosjekt høsten 2013 ved Instituttet for energi og prosesssteknikk.

Jeg vil gjerne takke veilederne mine; Erling Næss, Henrik Holmberg og Randi Kalskin Ramstad, for innspill og hjelp i arbeidet med prosjektet.

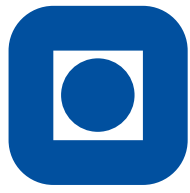
Trondheim, 20. desember 2013

---

Una Prestegaard







NTNU

Det skapende universitet



# Sammendrag

Denne oppgaven handler om et grunnvarmebasert varmepumpesystem med vertikale borehull i fjell. Temperaturen i borehullene er høyere enn utetemperaturen i vinterhalvåret, og lavere i sommerhalvåret. Dette utnyttes til oppvarming på vinteren, og til kjøling på sommeren. Ved å sende overskuddsvarme ned i brønnene, kan varmen brukes ved behov. Brønnene fungerer dermed som et termisk lager.

Gjennom en litteraturstudie, er ulike grunnvarmebaserte anlegg med vertikale borehull blitt undersøkt. I Drake Landing Solar Community, Canada, bruker de borehull i kombinasjon med solfangere. Solinnstrålingen er så høy, og jevn gjennom året, at det ikke er behov for en varmepumpe i systemet. Borehullene blir ladet med solenergi, og temperaturen i det termiske lageret kan mot slutten av sommeren komme opp mot 80 °C. På Falstadsenteret i Levanger, lades borehullene med varm ventilasjonsluft, og på anlegget i Emmaboda brukes det spillvarme fra industrien.

I denne oppgaven, er anlegget på Ljan skole blitt analysert, og systemets ytelse over lang tid har blitt simulert i Earth Energy Designer – EED [6]. EED er den vanligste programvaren for dimensjonering av grunnvarmeanlegg i Norge. De 24 borehullene, som er 200 m dype og plassert 7 m fra hverandre, leverer energi til en varmepumpe i vinterhalvåret. På sommeren lades de opp med energi fra en bakkesolfanger, som er installert på sørsiden av skolen. Dette beskriver to av driftsmodusene til systemet. Den siste, og tredje modusen, er at bakkesolfangeren kan levere energi til varmepumpen, dersom temperaturen i massestrømmen ut av solfangeren er høyere enn ut av brønnene.

Det er installert mange måleinstrumenter på anlegget. På grunn av omfanget av driftsdata, er det lagt ned et betydelig arbeid i å sortere og kvalitetssikre målingene. Under detaljanalyser av driftsdataene, ble det påvist en målefeil i anlegget. Temperaturmåleren, RT500, som angir temperaturen ut av varmepumpen, angir en temperatur som er cirka 1,1 grad for høy. I oppgaven er det korrigert for dette, slik at dataene kunne brukes videre til å påvise driftsmodusene i anlegget, og til å utføre energiberegninger.

For å kunne se på anleggets ytelse over lang tid, ble fire scenarioer for beregning i EED satt opp på bakgrunn av dataene fra anlegget. På grunn av at systemet har blitt utsatt for loggefeil, er driftsdataene mangelfulle. For å korrigere for loggefeilene i systemet, er energileveransen fra brønnene til varmepumpen justert opp. Egenskapene til grunnen, borehullene, U-rørene og frostvæsken som er ved anlegget på Ljan skole er brukt, mens energileveransen er justert ut i fra hvilket scenario som simuleres i EED.

Temperaturen i brønnene vil opprettholdes, dersom det leveres like mye energi til brønnene som det som tas ut. Hvis det leveres mer energi til brønnene, enn det som tas ut, vil temperaturen i brønnene øke. Hvis det er mindre, eller ingen, lading av brønnene, vil temperaturen i systemet synke. For varmepumpens effektfaktor, og anleggets virkningsgrad, er det viktig å opprettholde temperaturen i brønnene i systemets levetid. Varmepumpens effektfaktor vil minke med 3–4 prosent for hver grad varmekildens temperatur synker [27], og med den minker også anleggets totale virkningsgrad.



# Innhold

<b>Innhold</b>	<b>i</b>
<b>Figurer</b>	<b>iii</b>
<b>Tabeller</b>	<b>v</b>
<b>Symbolliste</b>	<b>vii</b>
<b>1 Innledning</b>	<b>1</b>
<b>2 Grunnvarmebaserte varmepumpesystemer</b>	<b>3</b>
2.1 Klassifisering . . . . .	3
2.2 Energibrønn – borehull med varmeveksler . . . . .	4
2.2.1 Borehullets kvaliteter . . . . .	4
2.2.2 Termisk lager . . . . .	6
2.2.3 Varmeoverføring i borehull . . . . .	6
2.2.4 Arbeidsmediet . . . . .	8
2.3 Varmepumpe . . . . .	9
2.3.1 Komponenter . . . . .	9
2.3.2 Dimensjonering . . . . .	10
<b>3 Eksisterende anlegg</b>	<b>13</b>
3.1 Oversikt over eksisterende anlegg . . . . .	13
3.1.1 Akershus Universitetssykehus . . . . .	13
3.1.2 Nydalen Næringspark . . . . .	13
3.1.3 Falstadsenteret, Levanger . . . . .	14
3.1.4 Drake Landing Solar Community, Canada . . . . .	15
3.1.5 Emmaboda, Sverige . . . . .	16
3.1.6 Anneberg i Daneryd, Sverige . . . . .	18
<b>4 Analyse av anlegget på Ljan skole</b>	<b>19</b>
4.1 Bakgrunn . . . . .	19
4.2 Utforming . . . . .	19
4.3 Driftsmodus . . . . .	21
4.3.1 Driftsmodus 1 – bakkesolfanger til energibrønner . . . . .	24
4.3.2 Driftsmodus 2 – bakkesolfanger til varmepumpe . . . . .	25
4.3.3 Driftsmodus 3 – energibrønner til varmepumpe . . . . .	26
4.4 Instrumentering . . . . .	27
4.4.1 Mengdemåler – ModMAG M2000 . . . . .	27
4.4.2 Temperaturmåler – STP100 . . . . .	28
4.5 Kvalitetssikring av data og målere . . . . .	29
4.5.1 Loggefeil . . . . .	29
4.5.2 Temperaturmålere . . . . .	30
4.5.3 Bakkesolfanger . . . . .	33
4.6 Energianalyse . . . . .	34
4.6.1 Driftsresultater . . . . .	34
4.7 EED-simulering . . . . .	38
4.7.1 Parametere . . . . .	38

4.7.2	Energileveransen til og fra energibrønnene . . . . .	39
4.7.3	Scenario 1 . . . . .	41
4.7.4	Scenario 2 . . . . .	42
4.7.5	Scenario 3 . . . . .	45
4.7.6	Scenario 4 . . . . .	45
4.7.7	Oppsummering av de fire scenarioene . . . . .	46
<b>5</b>	<b>Konklusjon</b>	<b>49</b>
<b>6</b>	<b>Forslag til videre arbeid</b>	<b>51</b>
	<b>Referanser</b>	<b>53</b>
<b>A</b>	<b>Vedlegg regneark</b>	<b>57</b>
<b>B</b>	<b>Vedlegg scenario 1</b>	<b>58</b>
<b>C</b>	<b>Vedlegg scenario 2</b>	<b>61</b>
<b>D</b>	<b>Vedlegg scenario 3</b>	<b>64</b>
<b>E</b>	<b>Vedlegg scenario 4</b>	<b>67</b>

## Figurer

1	Et direkte, grunnvarmebasert system med grunnvann som varmebærer. . . . .	3
2	Et indirekte, grunnvarmebasert system med vertikale energibrønner.	4
3	Enkelt og dobbelt U-rør [16]. . . . .	4
4	Energibrønn med U-rør og fyllmasse [16]. . . . .	5
5	Varmeuttak og varmetilførsel i energibrønner i løpet av et år [24]. .	6
6	Skisse av en enkel varmepumpeprosess [26]. . . . .	9
7	Varmepumpeprosess i et p,h-diagram hentet fra [26]. . . . .	10
8	Varme- og effektbehov for en bygning, hvor varmt tappevann er inkludert [26]. . . . .	11
9	Energianlegget på Falstadsenteret i Levanger [26]. . . . .	14
10	Skisse av sol- og varmedistribusjonssystemet ved Drake Landing [7].	15
11	Øyeblikksbilde av anlegget på Drake Landing [7]. . . . .	16
12	Skisse av ITT W&W sine lokaler i Emmaboda [11]. . . . .	17
13	Tegning av anlegget på Ljan skole [21]. . . . .	19
14	Skjermbilde av SD-anlegget på Ljan skole [21]. . . . .	20
15	Skisse av varmepumpen med nomenklatur. . . . .	22
16	Skisse av solfangeren med nomenklatur. . . . .	23
17	Skisse av brønnene med nomenklatur. . . . .	23
18	Skisse av driftsmodus 1. . . . .	24
19	Skisse av driftsmodus 2. . . . .	25
20	Skisse av driftsmodus 3. . . . .	26
21	Bilde av mengdemåleren OE500 på Ljan skole. . . . .	27
22	Plassering av termistormålerne ut av de indre brønnene på Ljan skole. . . . .	28
23	Eksempel på loggefeil for mengdemåleren. . . . .	29
24	Loggede temperaturer i perioden mengdemåleren logger null massestrøm. . . . .	29
25	Temperaturen ut av de indre og ytre brønnene. . . . .	30
26	Temperaturen inn og ut av brønner, og inn og ut av varmepumpen.	31
27	Temperaturen inn og ut av brønner, og inn og ut av varmepumpen.	32
28	Temperaturen inn og ut av brønner, og inn og ut av varmepumpen.	32
29	Korrigert temperatur ut av varmepumpen plottet sammen med den målte temperaturen ut av varmepumpen og inn på brønnene. . . . .	33
30	Temperaturforskjellen over bakkesolfangeren sommeren 2013. . . . .	34
31	Energiflyt på Ljan skole. . . . .	35
32	Lading av brønner sommer 2012. . . . .	36
33	Temperaturprofilen i energibrønnene uten lading sommeren 2013. .	37
34	Antall timer biokjelen har vært aktiv i driftsperioden. . . . .	37
35	Varmebehovet til skolen og ladingen av energibrønnene i scenarioene som simuleres i EED. . . . .	40
36	Middeltemperaturen for scenario 1, det 25. året systemet er i drift. .	41
37	Laveste-, og høyeste middeltemperatur i systemet hvert år for scenario 1. . . . .	42
38	Middeltemperaturen for scenario 2, det 25. året systemet er i drift. .	43
39	Laveste-, og høyeste middeltemperatur i systemet hvert år for scenario 2. . . . .	43
40	Middeltemperaturen for scenario 3, det 25. året systemet er i drift. .	44

41	Laveste-, og høyeste middeltemperatur i systemet hvert år for scenario 3. . . . .	44
42	Middeltemperaturen for scenario 4, det 25. året systemet er i drift. .	45
43	Laveste-, og høyeste middeltemperatur i systemet hvert år for scenario 4. . . . .	46



## Tabeller

1	Store grunnvarmebaserte anlegg i Norge [20]. . . . .	13
2	Energiflyt av varme hos ITT W&W, Emmaboda [11] . . . . .	17
3	Oppsummering av symboler som brukes i analysedel. . . . .	22
4	Nøyaktighet for termistormåleren STP100 [8]. . . . .	28
5	Egenskaper for grunnen. . . . .	38
6	Egenskaper for borehullene. . . . .	38
7	Egenskaper for de enkle U-rørene. . . . .	38
8	Egenskaper for arbeidsmediet. . . . .	39
9	Energileveranse fra brønnene til varmepumpen, (B), og energi levert til brønnene, (S), i MWh for de fire scenarioene. . . . .	40
10	Oppsummering av de fire scenarioene . . . . .	47



## Symbolliste

$\Delta T$	Temperaturforskjellen i kondensatoren til en varmpumpe	[K]
$D_h$	Hydraulisk diameter	[m]
$\alpha$	Energy coverage faktor	[–]
$\beta$	Power coverage faktor	[–]
$\Delta P$	Trykktap	[Pa]
$\dot{E}_{pumpe}$	Pumpekraft	[kW]
$\dot{m}$	Massestrøm i U-rør	[kg/s]
$\dot{m}_a$	Massestrømmen i anlegget	[kg/s]
$\dot{Q}$	Varme som avgis fra varmpumpeprosessen	[kW]
$\dot{V}$	Volumstrøm	[m <sup>3</sup> /s]
$\nu$	Kinematisk viskositet	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Tetthet	[kg/m <sup>3</sup> ]
$c_p$	Spesifikk varmekapasitet	[J/kg · K]
<i>COP</i>	Coefficient of Performance – effektfaktor	[–]
$D$	Diameter	[m]
$DT_b$	Temperaturforskjellen over brønnene	[K]
$DT_{ib}$	Temperaturforskjellen over de indre brønnene	[K]
$DT_s$	Temperaturforskjellen over solfangeren	[K]
$DT_{vp}$	Temperaturforskjellen over varmpumpens sekundærside	[K]
$f$	Friksjonsfaktor	[–]
$H$	Dybde borehull	[m]
$h$	Entalpi	[kJ/kg]
$L$	Lengde	[m]
<i>OE500</i>	Mengdemåler	[m <sup>3</sup> ]
$P_a$	Effektbehov til varmtvann	[kW]
$P_N$	Totalt effektbehov for oppvarming	[kW]
$P_{VP}$	Dimensjonerende effekt for en varmpumpe	[kW]
$Q$	Avgitt varme	[kW]
$q'_b$	Varmefluks per meter av borehullet	[W/m]
$q'_i$	Varmetilførsel per meter av borehullet	[W/m]
$Q_{KJ}$	Kjøleleveranse	[kWh]
$Q_N$	Totalt varmebehov	[kWh]

$Q_{SL}$	Avgitt varme fra spisslastsystemet	$[kWh]$
$Q_{topplast}$	Varme som dekkes av topplasten	$[kWh]$
$Q_{VP}$	Varme dekket av varmepumpen	$[kWh]$
$R'_b$	Total termisk motstand i et borehull	$[m \cdot K/W]$
$R'_{kond,masse}$	Termisk motstand fra konduksjon gjennom fyllmasse	$[m \cdot K/W]$
$R'_{kond,rr}$	Termisk motstand fra konduksjon gjennom rørveggen	$[m \cdot K/W]$
$R'_{konv}$	Termisk motstand fra konveksjon	$[m \cdot K/W]$
$Re$	Reynoldstall	$[-]$
$RJ901$	Målt solinnstråling	$[W/m^2]$
$SPF_{brutto}$	Brutto årsvarmefaktor	$[-]$
$SPF_{netto}$	Netto årsvarmefaktor	$[-]$
$SPF_{tot}$	Årsenergifaktoren	$[-]$
$T_0$	Uniform starttemperatur på et medie	$[^\circ C]$
$T_{b,INN}$	Temperaturen inn i brønnene	$[^\circ C]$
$T_{b,UT}$	Snittemperaturen ut av brønnene	$[^\circ C]$
$T_b(t)$	Midlere temperatur i borehullet	$[^\circ C]$
$T_{fi}(t)$	Temperatur i midten av væsken	$[^\circ C]$
$T_{fo}(t)$	Temperatur av væsken ved rørets ytterkant	$[^\circ C]$
$T_f(t)$	Midlere temperatur i væsken i U-røret	$[^\circ C]$
$T_{ib,UT}$	Snittemperaturene ut av de indre brønnene	$[^\circ C]$
$T_{s,INN}$	Temperaturen inn på solfangeren	$[^\circ C]$
$T_{s,UT}$	Temperaturen ut på solfangeren	$[^\circ C]$
$T_{vp,INN}$	Temperaturen inn på varmepumpens sekundærside	$[^\circ C]$
$T_{vp,UT--korrigert}$	Korrigert temperatur ut av varmepumpen	$[^\circ C]$
$T_{vp,UT}$	Temperaturen ut av varmepumpens sekundærside	$[^\circ C]$
$T_{yb,UT}$	Snittemperaturene ut av de ytre brønnene	$[^\circ C]$
$u$	Hastighet	$[m/s]$
$W_{KJ}$	Tilført energi til kjøling	$[kWh]$
$W_{SL}$	Tilført energi til spisslastsystemet	$[kWh]$
$W_{TU}$	Tilført energi til tilleggsutstyr	$[kWh]$
$W_{VP}$	Energi tilført kompressoren	$[kW]$
$x$	Dampkvalitet	$[-]$

# 1 Innledning

Bygg er en kilde til utslipp av klimagass [22]. Rundt 40 prosent av energiforbruket i Europa går til bygninger, gjennom å dekke behov til oppvarming og kjøling [22]. En del tiltak er satt i verk for å effektivisere energibruken, samt å redusere utslippet av klimagasser i denne sektoren. I Norge skal fyring med fossilt brensel i bygninger fases ut mot 2020, som følge av et av disse tiltakene [9]. Utfasing av oljekjeler til oppvarming av bygg legger til rette for å implementere nye løsninger. Det er ønskelig at disse løsningene skal være fornybare og energieffektive.

Et grunnvarmebasert varmepumpesystem, vil være et slikt fornybart alternativ. I et slikt system, blir energi som er lagret i grunnen brukt som varmekilde til varmepumpen. Dette er gunstig, fordi temperaturen i bakken holder seg relativt konstant gjennom året. På vinteren vil temperaturen i grunnen være høyere enn utelufttemperaturen, og kan dermed brukes til oppvarming av bygg. Dette er mer effektivt enn varmepumper med uteluft som varmekilde, fordi virkningsgraden for denne avtar med synkende utetemperatur. På sommeren vil temperaturen i grunnen være lavere enn i uteluften. Dette kan da brukes til klimakjøling.

I denne oppgaven vil begreper i forbindelse med grunnvarme forklares. Spesielt vil oppgaven ta for seg grunnvarmebaserte systemer med vertikale energibrønner i fjell. Brønnene kan være alt fra 30 til 300  $m$  dype, og i brønnene sirkulerer et arbeidsmedium, som tar opp, og gir fra seg, energi. Det blir gitt eksempler på ulike anlegg hvor vertikale energibrønner er tatt i bruk. Dersom flere brønner er boret sammen, kan de brukes som et termisk lager. Da sendes overskuddsvarme ned i brønnene, slik at den kan brukes senere. Anleggene, som blir nærmere gått inn på, er utformet forskjellig og bruker ulike kilder til å lade opp energibrønnene.

Videre er det grunnvarmebaserte varmepumpesystemet på Ljan skole i Oslo analysert. Dette ble installert som følge av en utfasing av oljekjelen på skolen. Når anlegget ble realisert i 2011, ble 24 energibrønner på 200  $m$  opprettet [17]. De fungerer som en varmekilde for varmepumpen i vintersesongen, og som et termisk lager på sommeren. For å dekke topplasten i systemet, ble oljekjelen bygget om til en biokjel. I tillegg ble en bakkesolfanger på 1400  $m^2$  installert på sørsiden av skolen for å lade energibrønnene på sommeren, og til bruk som en ekstra varmekilde for varmepumpen.

Driftsdata fra anlegget på Ljan skole har blitt analysert i oppgaven. Gjennom dette blir måleinstrumentene og målingene kvalitetssikret. Dataene brukes til å bestemme driftssituasjonen i anlegget, og hvor mye energi som leveres fra de ulike kildene. Fire ulike scenarioer for energileveranse til og fra brønnene er simulert i EED [6]. Dette gir driftssituasjonen 25 år frem i tid, og den er svært avhengig av om det tas ut mer energi fra brønnene, enn det som blir tilført under lading.

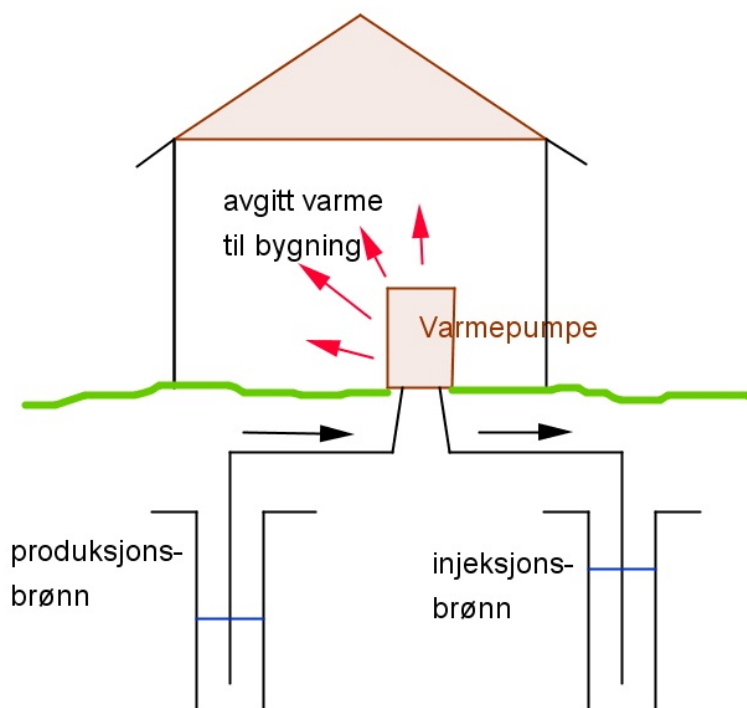


## 2 Grunnvarmebaserte varmepumpesystemer

Solinnstråling og en årlig variasjon i klimaet, gjør at varme lagres naturlig i grunnen. Ved en dybde på 10–15 m fra jordoverflaten, vil ikke lenger temperaturen i grunnen være påvirket av lufttemperaturen [16]. På vinteren vil temperaturen her, eller dypere, være høyere enn overflatens omgivelsestemperatur. På sommeren vil den være lavere. Det er nettopp dette et grunnvarmebasert varmepumpesystem utnytter. Om vinteren brukes varme fra brønnene til oppvarming, og på sommeren utnyttes temperaturforskjellen til kjøling. Systemet består av tre deler – en varmeveksler som henter opp energi fra grunnen, et varmepumpesystem og et distribusjonsnett.

### 2.1 Klassifisering

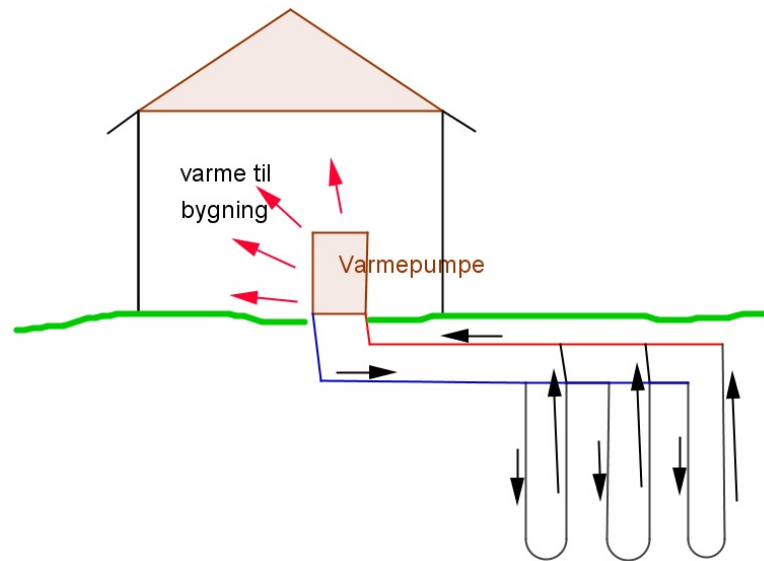
Ut i fra hvordan energien overføres til varmepumpen, kan systemet klassifiseres som direkte eller indirekte. I et direkte system kan for eksempel grunnvann brukes som varmekilde. Varmen overføres ved at grunnvannet har direkte kontakt med fordampere i varmepumpen. Hvis det er rikelig med grunnvann tilgjengelig, kan det returneres til et avløp eller et åpent vassdrag. Dersom det er lite tilsig, og det er viktig å opprettholde grunnvannsnivået, kan det returneres til en injeksjonsbrønn, se figur 1. Den kjemiske sammensetningen av grunnvannet kan skape problemer i form av avsetninger i direkte systemer. Avsetninger vil føre til en reduksjon i varmeoverføringen i fordampere, som bidrar til redusert effektivitet for varmepumpen [25].



Figur 1: Et direkte, grunnvarmebasert system med grunnvann som varmebærer.

I et indirekte system, se figur 2, vil det ikke oppstå problemer med avsetninger, fordi varmebæreren er et sekundært medium. Disse systemene kan for eksempel

bestå av horisontale varmevekslere i jord eller vertikale varmevekslere i fjell. Et arbeidsmedium sirkulerer i en lukket sløyfe som går mellom varmevekslerne og varmepumpen [25]. Arbeidsmediet blir da varmebæreren, som tar opp varme i varmevekslerne, og gir den fra seg i fordampere.



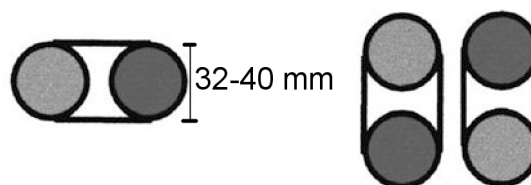
Figur 2: Et indirekte, grunnvarmebasert system med vertikale energibrønner.

Anlegget på Ljan skole er et eksempel på et indirekte system. I denne oppgaven skal dette anlegget, og driften av det, analyseres. Derfor vil komponentene og varmeoverføringen som skjer i et indirekte, grunnvarmebasert system beskrives videre.

## 2.2 Energibrønn – borehull med varmeveksler

Ved en dybde på 20 m har grunnen tilnærmet konstant temperatur gjennom året. Videre nedover øker temperaturen med 1–3 °C per 100 m [16]. Denne termiske energien kan bli utnyttet ved hjelp av varmevekslere. En frostsikker væske, som vanligvis består av vann og etanol eller glykol, sirkulerer i varmevekslerene og tar opp, eller gir fra seg varme.

### 2.2.1 Borehullets kvaliteter

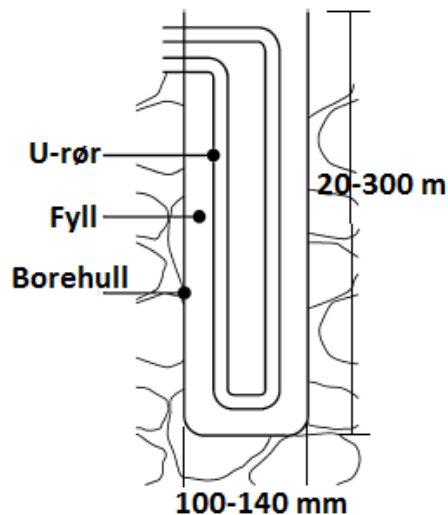


Figur 3: Enkelt og dobbelt U-rør [16].

Bredden på borehullene varierer fra 100 til 140 mm i diameter [1]. Et enkelt eller dobbelt U-rør, se figur 3, blir plassert i hver brønn. Diameteren på U-rørene er



mellom 32 og 40 *mm*, og de er som regel laget av polyetylen [13]. Som fyllingsmasse mellom varmeveksleren, U-røret, og brønnveggen brukes grunnvann eller en masse med høy konduktivitet [16]. En skisse av dette er vist i figur 4. Installasjon av en avstandsregulator mellom U-røret kan minske varmevekslingen mellom ned- og oppadgående rør. Avstandsregulatorer brukes imidlertid sjelden.



Figur 4: Energibrønn med U-rør og fyllmasse [16].

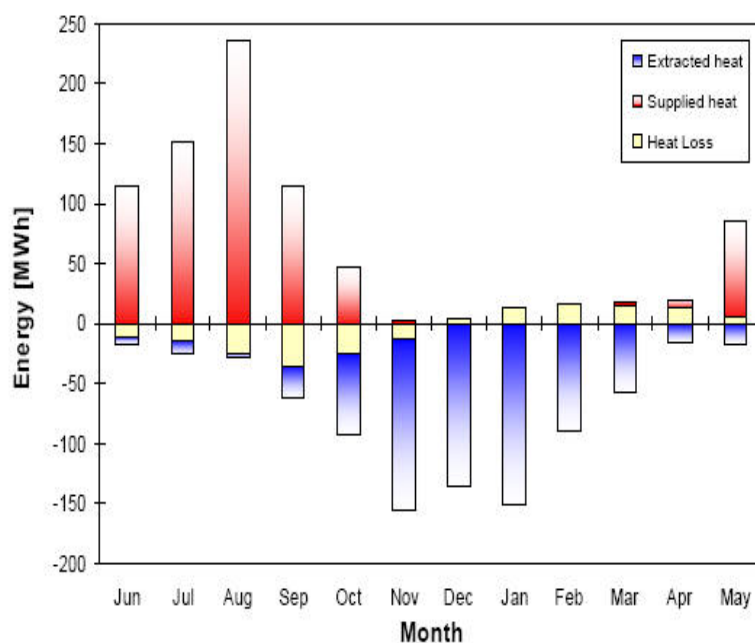
Etablering av energibrønner krever en høy engangsinvestering, fordi det er kostbart å bore brønner. Riktig dimensjonering av systemet er derfor viktig. Konfigurasjonen ved flere borehull og riktig lengde på borehullene, er med på å optimalisere systemet. Det er enklere å få riktig avstand mellom brønnene dersom de plasseres i et kvadrat. 6–8 *m* er vanlig avstand i skandinavisk berggrunn, dersom borehullene lades ved tilførsel av energi [16]. En sekskantet konfigurasjon vil derimot gi bedre energioverføring og minke varmetapet fra brønnene [16]. Dersom brønnene ikke lades, må avstanden mellom de være 15–20 *m*. Dybden på borehullene varierer mellom ulike anlegg. Optimal dybde vil være avhengig av [13]:

- Bygningens varmebehov.
- Grunnens konduktivitet.
- Temperaturen i grunnen.
- Nærhet til andre grunnvarmebaserte systemer.
- Dybden på jordlaget.
- Grunnvannsnivået, og strømming av grunnvannet i borehullet.
- Geologi og borekostnader.

I Skandinavia er det vanlig at U-rørene omgis med grunnvann. Varmeveksling finner sted i den grunnvannsfylte delen av borehullet. Over dette vil borehullet være fylt med luft. Varmeoverføringen i dette området vil være neglisjerbar [13]. Hvor mye varme man kan få ut av grunnen avhenger mye av grunnens egenskaper, og vil omtales nærmere i avsnitt 2.2.3.

### 2.2.2 Termisk lager

Forbruket av termisk energi er størst om vinteren. Hvis det totale varmebehovet er større enn berggrunnens naturlige lager, må det tilføres termisk energi for å unngå utladning av borehullet over tid. Denne energien kan for eksempel tilføres fra bygningen, dersom den har overskuddsvarme. Da vil berggrunnen fungere som et termisk lager. Prinsippet om at varme tilføres lageret i de milde månedene, og brukes i de kalde, er vist i figur 5. De blå søylene viser varme som tas ut av brønnene, mens de røde viser hvor mye energi som tilføres brønnene. Som en følge av energiforbruket, synker temperaturen i lageret gjennom vinteren, og den vil være på sitt laveste på våren.



Figur 5: Varmeuttak og varmetilførsel i energibrønner i løpet av et år [24].

Ved å for eksempel integrere en solfanger i systemet vil denne kunne levere overskuddsvarme til energibrønnene. I Skandinavia vil dette bidraget være størst på sommeren. Sammen med et lavt varmebehov, bidrar dette til at det termiske lageret vil ha høyest temperatur etter sommeren [24].

### 2.2.3 Varmeoverføring i borehull

Det finnes ulike numeriske og analytiske modeller for varmeoverføringen i et borehull. Termisk innvirkning og aksielle bidrag blir viktige når man ser på systemet over lang tid [15]. Dette er effekter som kan neglisjeres over kort tid, som timer eller dager. Varmeoverføring skjer ved konduksjon, samt konveksjon hvis borehullet er fylt med grunnvann. Ved modellering kan man se på varmeoverføringen som skjer i borehullet som to delprosesser [15]:

1. Varmeoverføring fra veggen i borehullet til væsken i U-røret.
2. Varmeoverføringen i grunnen.

Både 1. og 2. er svært avhengig av den termiske resistansen. Den termiske motstanden,  $R'_b$ , i delprosess 1, kommer av konduksjon gjennom fyllmassen og rørveggene, samt fra konveksjon mellom fluidet og veggen [14]. Hvis borehullet er fylt med vann, vil den termiske motstanden fra konduksjon gjennom fyllmassen byttes ut med en termisk resistans som kommer av konveksjon. Når man ser på systemet over lang tid, vil kun den termiske resistansen i grunnen være bestemmende for varmeoverføringen [28]. For å bestemme varmeoverføringen i delprosess 1 antas det "quasi-steady state". I tillegg antas midlere temperaturer i væsken –  $T_f(t)$ , og i borehullet –  $T_b(t)$ . Temperaturforskjellen mellom væsken og borehullet er uttrykt gjennom Fouriers lov, med en kopling til den termiske motstanden [15]:

$$T_f(t) - T_b(t) = q'_b(t) \cdot R'_b \quad (1)$$

Der  $q'_b$  er varmekraften per meter av borehullet.  $R'_b$  er forklart ovenfor, og definert som [14]:

$$R'_b = R'_{konv} + R'_{kond,R\emptyset R} + R'_{kond,masse} \quad (2)$$

Den indre og ytre temperaturen i væsken kan finnes ved bruk av ligning (3) og (4) når den midlere temperaturen i væsken er gitt. Ligning (4) beskriver varmeoverføringen ved konveksjon i varmeveksleren [15]. I ligning (5) er det løst ut for den ytre temperaturen i røret.

$$T_f(t) = \frac{T_{fi}(t) + T_{fo}(t)}{2} \quad (3)$$

$$\frac{q'_b(t) \cdot H}{\dot{m} \cdot c_p} = T_{fi}(t) - T_{fo}(t) \quad (4)$$

$$T_{fo}(t) = T_f(t) - \frac{q'_b(t) \cdot H}{2 \cdot \dot{m} \cdot c_p} \quad (5)$$

Det er valgt å trekke frem tre analytiske modeller som beskriver varmeoverføringen i grunnen, altså delprosess 2. Den sylindriske metoden av Carlslaw og Jaeger, ser på borehullet som en uendelig lang sylinder uten innhold. Koblingen mellom U-røret som kan føre til termisk kortslutning, den termiske resistansen og varmeoverføringen i aksiell retning blir dermed ikke inkludert. Hvis man ser på systemet over lang tid kan dette være en god tilnærming, siden det er varmeoverføringen i grunnen som blir bestemmende. Det er antatt at grunnen er et homogent materiale med konstante termiske egenskaper [23].

"Infinite line-source"-modellen, av Ingersoll et al., er en forenkling av den sylindriske modellen. Borehullet blir sett på som en punktkilde, isteden for en sylindrisk kilde. Diameteren på borehullet er betydelig mindre enn lengden, slik at man kan betrakte brønnen som en linje som tar opp, og gir fra seg varme [29]. Kilden er uendelig lang. Det betyr at borehullet blir sett på som en linjekilde som går uendelig langt ned i grunnen, uten en grensebetingelse i overflaten. Varmeoverføringen som finner sted i toppen, og bunnen, av borehullet blir dermed ikke tatt med [23].

"Finite line-source"-modellen er en tredje metode, og den ser på punktkilden som endelig. Varmebidraget over den endelige brønnen blir funnet ved å integrere over lengden av den,  $H$ . Dette fører til at bidragene fra toppen og bunnen av borehullet inkluderes. Antagelsene for bruk av metoden er [29]:

- Grunnen er sett på som et homogent, semi-uendelig medium, med konstante termiske egenskaper.
- Mediet har en uniform starttemperatur,  $T_0$ .
- Overflaten, grenseverdien til mediet, har en konstant temperatur.
- Radielle dimensjoner neglisjeres – får da en linje med en endelig lengde  $H$ .
- Varmetilførselen,  $q_l$ , per meter av borehullet er konstant fra start, når  $t = 0$ .

#### 2.2.4 Arbeidsmediet

Arbeidsmediet som sirkulerer i varmevekslerne består vanligvis av vann, og etanol eller glykol. Sammensetningen som blir valgt, har følger for strømmingen i røret og effektiviteten til systemet [1]. Ved laminær strømming, øker den termiske resistansen mellom væsken og røret. Det er derfor ønskelig med en fullstendig turbulent, flat strømming i røret. Det gjelder for Reynolds tall der:

$$Re = \frac{u \cdot D_h}{\nu} \gg 10000 \quad (6)$$

Friksjonen i røret vil øke med hastigheten. Dette gir trykktap, som medfører at det kreves mer pumpekraft ved turbulent strømming, enn ved laminær [1]. Ligning (7) uttrykker pumpekraften ved hjelp av volumstrømmen i varmevekslerørene, og ligning (8) uttrykker trykktapet.

$$\dot{E}_{pumpe} = \frac{\Delta P \cdot \dot{V}}{\eta_{pumpe}} \quad (7)$$

$$\Delta P = f \frac{\rho \cdot u^2}{2} \frac{L}{D} \quad (8)$$

Der friksjonsfaktoren for laminær strømming,  $Re < 2300$ , kan løses ved:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (9)$$

Når  $Re > 2300$ , kan friksjonsfaktoren finnes ved hjelp av [1]:

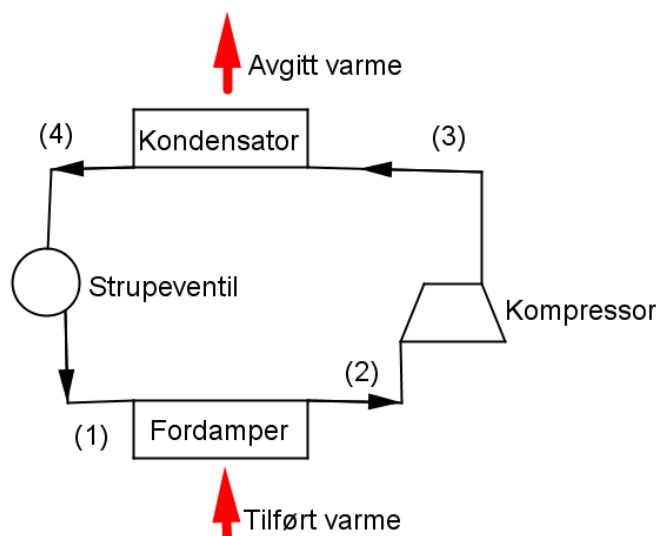
$$f = \frac{1}{(0.79 \cdot \ln(Re) - 1.64)^2} \quad (10)$$

Strømmingens hastighet,  $u$ , må optimaliseres slik at den termiske motstanden minimaliseres, samtidig som trykktapet og pumpebehovet ikke blir for stort. Driftskostnadene vil øke med økende pumpebehov. Ved å installere U-rør med innvendige riller, turbo-kollektorer, oppnås turbulent strømming ved lavere sirkulasjonshastighet. Samtidig som varmeoverføringen øker som følge av et større varmeoverføringsareal.

## 2.3 Varmepumpe

### 2.3.1 Komponenter

En varmepumpe består i prinsippet av fire komponenter, se figur 6. En fordamper, en kompressor, en kondensator og en strupeventil. Varmepumpen tilføres energi med en lav temperatur, og leverer varme ved et høyere temperaturnivå. I et grunnvarmebasert varmepumpesystem, tilføres energi med en lav temperatur fra energi-brønnene. Denne energien brukes til å fordampe arbeidsmediet i varmepumpekretsen. Dette skjer i varmepumpens fordamper, altså fra punkt 1 til punkt 2 i figur 6. Hva slags type varmeveksler som installeres i fordamperen, er avhengig av trykk, temperatur og ønsket varmeoverføring i systemet.



Figur 6: Skisse av en enkel varmepumpeprosess [26].

Ut av fordamperen, i punkt 2, er det ønskelig med mettet gass. Da vil dampkvaliteten,  $x$ , være lik 1. For å sikre at det ikke kommer væskedråper i kompressoren, som vil redusere virkningsgraden, kan man overhete gassen. Gjennom kompressoren, fra punkt 2 til punkt 3 i figur 6, øker trykknivået og temperaturen på gassen. Dette er med på å dekke varmebehovet i bygningen.

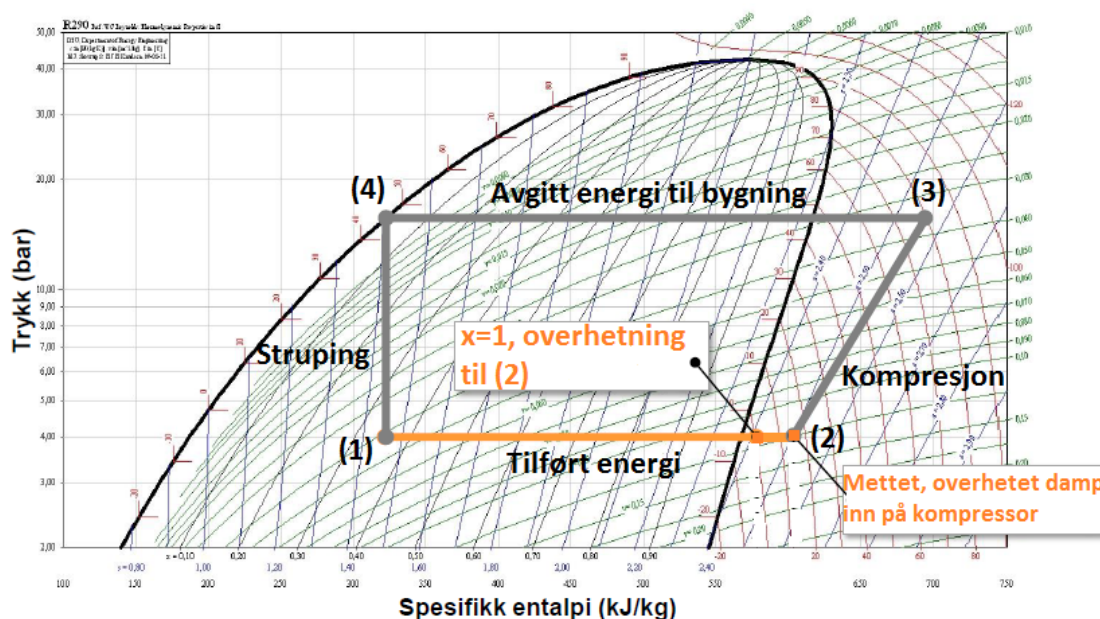
For å avgi varme til bygningen, strømmer arbeidsmediet gjennom en kondensator. Det er trykket ut av kompressoren som bestemmer kondenseringstrykket, og dermed temperaturen arbeidsmediet avgir varme ved. Arbeidsmediet kjøles ned gjennom kondensatoren, og avgir varme til bygningen. Mediet kondenserer og vil, fra punkt 3 til punkt 4 i figur 6, gå fra å være overhettet gass til å bli mettet væske med  $x = 0$ . Hvis temperaturen ut av kompressoren er svært høy, kan varmen brukes til å varme opp tappevann. Ved et middels nivå, kan varmen for eksempel brukes til romoppvarming i et vannbårent system.

Etter kondensatoren sendes arbeidsmediet gjennom en strupeventil. Den ekspanderer væsken slik at trykket senkes. Den opprettholder dermed trykkforskjellen mellom fordamperen og kondensatoren. Strupeventilen kan også regulere mengden av arbeidsmediet som strømmer inn på fordamperen. Jo større åpning strupeventilen har, jo høyere vil massestrømmen være.

Prosessen fra punkt 1 til punkt 4 i figur 6, er vist i et trykk/entalpi-diagram i figur 7. R290 – propan – er brukt som arbeidsmedie i varmepumpeprosessen. Energi tilføres fra punkt 1 til punkt 2, og den spesifikke entalpien til arbeidsmediet øker. Gassen overhetes, før den komprimeres fra punkt 2 til punkt 3. Både trykket og temperaturen øker gjennom kompressoren. Fra punkt 3 til punkt 4 avgis det energi til bygningen. Avgitt varme kan beregnes ved hjelp av massestrømmen og entalpiforskjellen over kondensatoren:

$$Q = \dot{m} \cdot (h_3 - h_4) \quad (11)$$

I punkt 4 i trykk/entalpi-diagrammet i figur 7, er arbeidsmediet mettet væske. Deretter strupes trykket ned til trykknivået i fordamperen, fra punkt 4 til punkt 1.

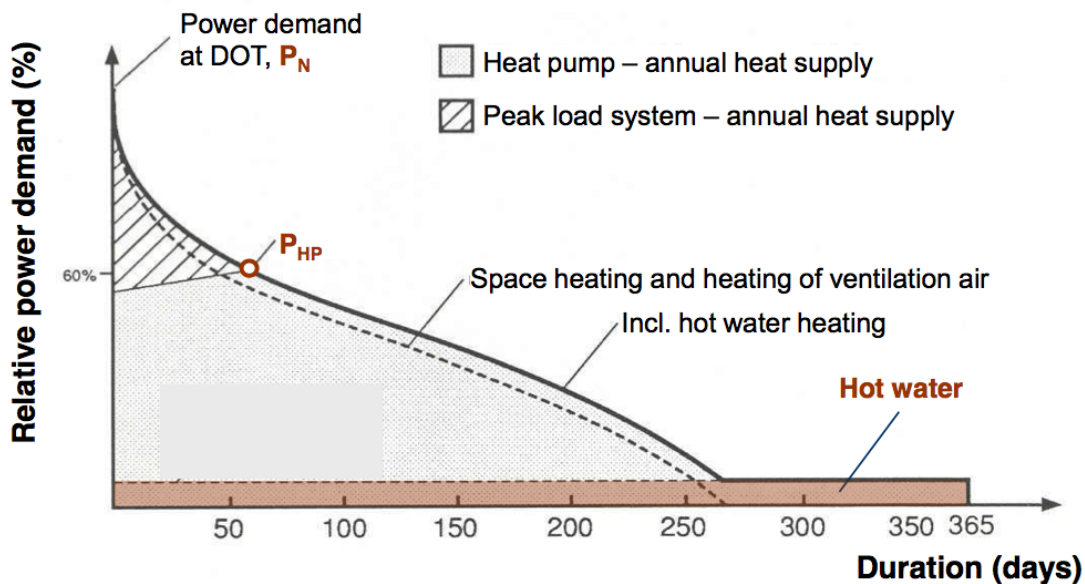


Figur 7: Varmepumpeprosess i et p,h-diagram hentet fra [26].

### 2.3.2 Dimensjonering

Dimensjoneringen av varmepumpen gjøres for netto varme- og effektbehov i bygningen [26]. Dette avhenger av tap i komponenter og til omgivelsene, indre varmekilder og solinnstrålingen. Ved å beregne disse nøyaktig, kan man unngå en overdimensjonering av systemet. Hvis varmepumpen brukes som grunnlast, dekkes topplasten av en annen energikilde. Elektrisitet, olje, gass eller fjernvarme er eksempler på slike spisslastkilder.

Figur 8 viser varme- og effektbehovet for et bygg hvor energien brukes til oppvarming av areal, ventilasjonsluft og varmtvann. Varmepumpen brukes som dellast, og skal ved designpunktet dekke opp til 60 prosent av maksimalt effektbehov,  $P_N$ . Denne effekten er betegnet som  $P_{HP}$  i figuren, og tilsvarer  $P_{VP}$ , hvor  $VP$  står for



Figur 8: Varme- og effektbehov for en bygning, hvor varmt tappevann er inkludert [26].

varmepumpe. X-aksen beskriver hvor mange dager bygningen har et varmebehov. Effektbehovet,  $P_a$ , til oppvarming av tappevann, er tilnærmet konstant gjennom året. Når varmebehovet er størst, vil nødvendig varmepumpeeffekt være:

$$P_{VP} = (\beta \cdot P_N) + (\alpha \cdot P_a) \quad (12)$$

Hvor  $\beta$  er effektandelen som dekkes av varmepumpen, typisk mellom 40 og 70 prosent [26].  $\alpha$  er hvor mye energi som dekkes av varmepumpen, typisk mellom 70 og 95 prosent [26].

$$\beta = \frac{P_{VP}}{P_N}, \alpha = \frac{Q_{VP}}{Q_N} \quad (13)$$

Totalt varmebehov,  $Q_N$ , er summen av energi som leveres fra varmepumpen og toppplastkilden:

$$Q_N = Q_{VP} + Q_{topplast} \quad (14)$$

I bygninger der kjølebehovet er større enn oppvarmingsbehovet, må varmepumpen dimensjoneres for dette. Hvis varmepumpen bruker energibrønner som varmekilde, vil brønnene kunne dekke store deler av kjølebehovet gjennom frikjøling [24]. Da får man klimakjøling ved bruk av svært lite arbeid, da varm inneluft veksler varme med den kalde siden av varmepumpen.

Effektiviteten til en varmepumpe beskrives ut i fra COP, som står for Coefficient of Performance, eller effektfaktor. Den beskriver hvor mye varme man får ut i et øyeblikk, mot hvor mye energi man putter inn i prosessen i form av elektrisitet i det samme øyeblikket.

$$COP = \frac{\dot{Q}}{W_{VP}} = f\left(\frac{T_{kaldt}}{T_{kaldt} - T_{fordampning}}\right) \quad (15)$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (16)$$

I et system som er dimensjonert riktig, vil COP ligge mellom 2 og 4. Samtidig er det viktig at komponentene har en god dellastvirkningsgrad [26]. Først da kan man forvente en energibesparelse som er like stor som estimert ved prosjektering.

Effektiviteten til det totale varmpumpesystemet, beskrives ut i fra en årsvarmefaktor eller årsenergifaktoren – SPF. Årlig levert energimengde fra varmpumpen dividert på tilført elektrisk energi til kompressoren, tilsvarer netto årsvarmefaktor,  $SPF_{netto}$  [26]. Mens COP gir et øyeblikksbilde av effekten til varmpumpen, gir  $SPF_{netto}$  gjennomsnittlig verdi over et år.

$$SPF_{netto} = \frac{Q_{VP}}{W_{VP}} \quad (17)$$

$$SPF_{brutto} = \frac{Q_{VP} + Q_{SL}}{W_{VP} + W_{SL} + W_{TU}} \quad (18)$$

$$SPF_{tot} = \frac{Q_{VP} + Q_{SL} + Q_{KJ}}{W_{VP} + W_{SL} + W_{KJ} + W_{TU}} \quad (19)$$

For brutto årsvarmefaktor, inkluderes spisslastsystemet i effektivitetsberegningen. Energimengden som brukes til å drive dette, pluss tilleggsutstyr, inkluderes i årlig tilført energimengde til systemet. Årsenergifaktoren,  $SPF_{tot}$ , er  $SPF_{brutto}$  pluss kjøleleveransen og energien brukt til dette [26]. Frikjøling vil øke den totale årsenergifaktoren.



## 3 Eksisterende anlegg

En relativt lav strømpris har bidratt til at det i stor grad brukes elektrisitet til oppvarming av bygg i Norge. I følge en rapport av Jørn Stene [25], vil det med en økende strømpris skje et skifte mot å ta i bruk fornybare løsninger til oppvarming. Det vil da kunne bli mer lønnsomt for mindre bygg å ta i bruk andre løsninger enn elektrisitet til oppvarming. Slik det er i dag, vil grunnvarmebaserte systemer først og fremst være lønnsomme i store og energikrevende bygg. Derfor har noen av Europas største borehullsbaserte systemer blitt bygd i Norge [19]. Anleggene kan levere varme og frikjøling, noe det er behov for i eksempelvis yrkesbygg. Data fra noen av disse anleggene er vist i tabell 1.

Det finnes ulike måter å utforme et grunnvarmebasert oppvarmingssystem på. Drake Landing Solar Community i Canada er et eksempel på dette, hvor anlegget er bygd uten en varmpumpe. I tillegg til dette anlegget, vil fem andre grunnvarmebaserte anlegg beskrives nærmere i de følgende avsnittene.

### 3.1 Oversikt over eksisterende anlegg

#### 3.1.1 Akershus Universitetssykehus

Det grunnvarmebaserte anlegget ved Akershus Universitetssykehus var i 2010 det største i Europa av sitt slag [12]. 228 borehull ble ferdige vinteren 2007 [20], og en ytterligere utvidelse til 350 borehull ble planlagt i 2010. Sykehuset har et areal på 137 000  $m^2$ . Varme- og kjølebehovet er estimert til henholdsvis 26 GWh, og 8 GWh [20]. I de delene av sykehuset hvor det blir utviklet overskuddsvarme, er det et konstant behov for kjøling. Dette løses ved å bruke overskuddsvarmen til å lade borehullene. Dette fører til at 57 prosent av den termiske energien som blir brukt på sykehuset, kommer fra gjenvinning av overskuddsvarme [12].

Tabell 1: Store grunnvarmebaserte anlegg i Norge [20].

Anlegg	Borehull	Lengde [m]	Kapasitet [MW]
Akershus Universitetssykehus, Lørenskog	228 (350)	200	8
Nydalen Næringspark, Oslo	180	200	6
Ullevål Stadion, Oslo	120	150	4
Postterminalbygningen, Lørenskog	90	200	4
IKEA, Slependsen, Asker	86	200	1.2
Ericsson, Asker	56	200	0.8

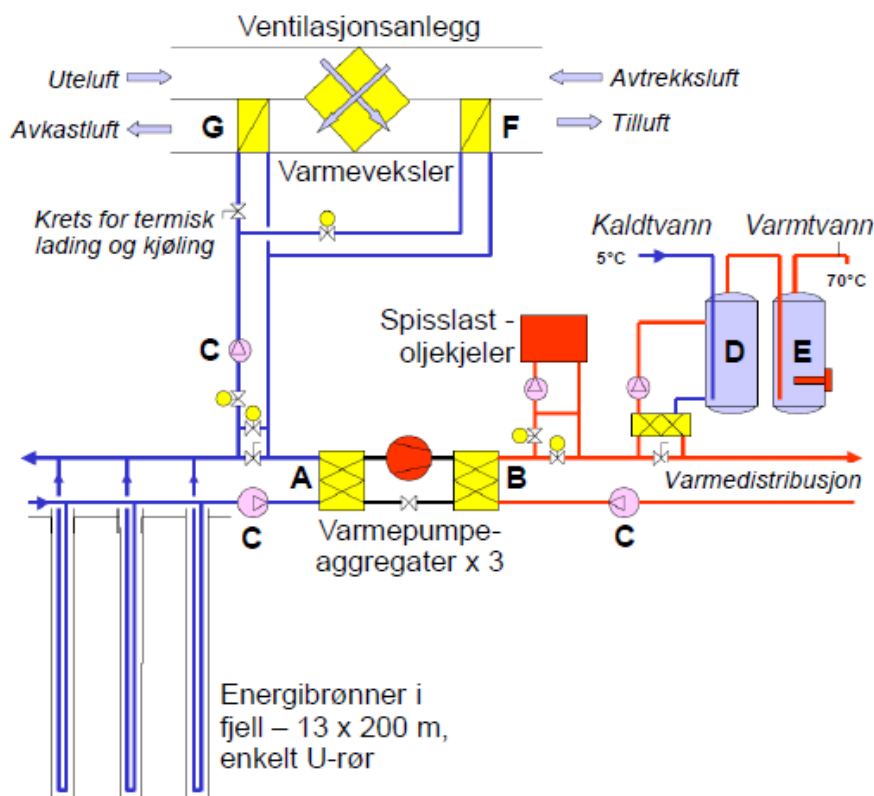
#### 3.1.2 Nydalen Næringspark

Varme- og kjøleanlegget ved Nydalen Næringspark ble ferdigstilt i 2004 [25]. Det er et indirekte anlegg, hvor varmevekslerne i energibrønnene er enkle U-rør. Energi leveres til BI Nydalen, et Radisson SAS hotell, leiligheter og kontorbygg. Til sammen utgjør de et bygningsareal på 180 000  $m^2$ . Det overordnede behovet for kjøling

er større enn behovet for oppvarming. Varmepumpen er derfor dimensjonert for en kjøleeffekt på 9,5 MW, og varmeeffekt på 6,0 MW [25]. En del av kjølebehovet dekkes av frikjøling fra de 180 energibrønnene [25]. To og to av brønnene, som er 200 m dype og plassert 7 m fra hverandre, er koblet i serie. Samtidig som frikjøling fra brønnene leveres til bygningene, vil overskuddsvarme lagres i det 1,6 millioner  $m^3$  store lageret under grunnen [25]. Topplasten dekkes av olje- og elektrokjeler. Behovene til bygningene som dekkes av anlegget, utgjør en kombinasjon som fungerer godt. Bygningene får tilnærmet gratis kjøling gjennom frikjøling store deler av året. Isteden for å ikke utnytte overskuddsvarmen, lagres den og brukes ved behov.

### 3.1.3 Falstadsenteret, Levanger

I 2003 ble et oppvarmingssystem med bergvarme installert på Falstadsenteret i Levanger. Varmepumpesystemet er vist i figur 9. Senteret består av kurslokaler, overnatting og museum. Oppvarmet areal er på 2 600  $m^2$  [26]. Distribusjonssystemet av varme inne i bygningen er et lavtemperatur radiatorsystem. Oljekjeler brukes som spisslast, og energibehovet til oppvarming av varmtvann dekkes av elektrisitet.



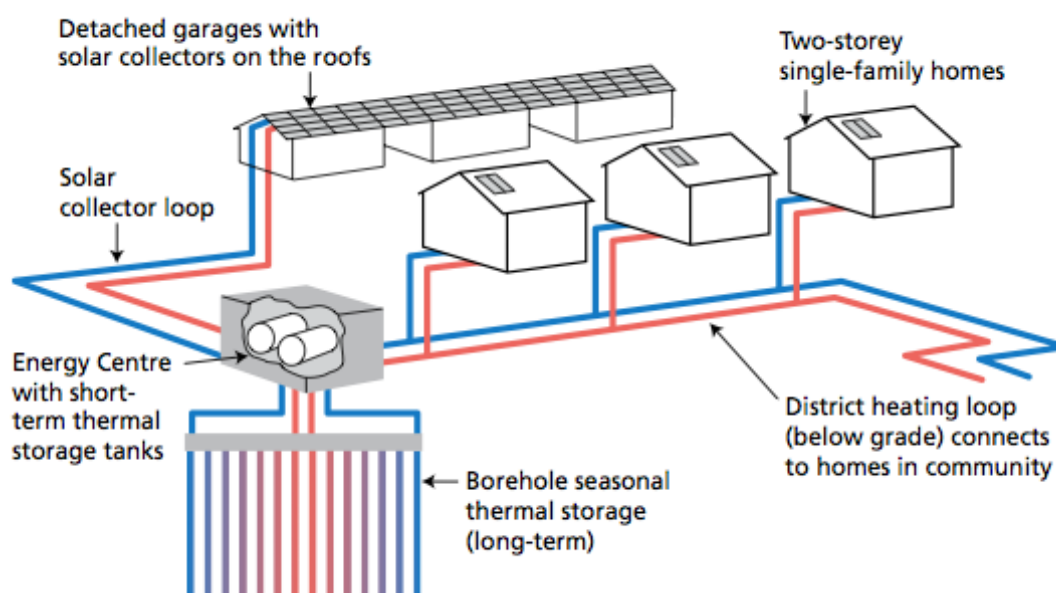
Figur 9: Energianlegget på Falstadsenteret i Levanger [26].

Systemet består av 13 energibrønner som er 200 m dype [26]. Varmevekslerne i brønnene er enkle U-rør. Mediet som sirkulerer i energibrønnene avgir varme i varmpumpens fordamper. Varmepumpen er plassert i serie med spisslasten, slik at denne kan komplementere med varme etter behov. I figur 9 viser skissen av

varmesystemet at tappevannet forvarmes ved hjelp av energien varmepumpen distribuerer. Etter dette går massestrømmen til radiatorene, og varmer opp bygningen. Når det er et kjølebehov, kjøles ventilasjonsluften ned ved hjelp av frikjøling fra energibrønnene. Samtidig lades brønnene opp med varm ventilasjonsluft.

### 3.1.4 Drake Landing Solar Community, Canada

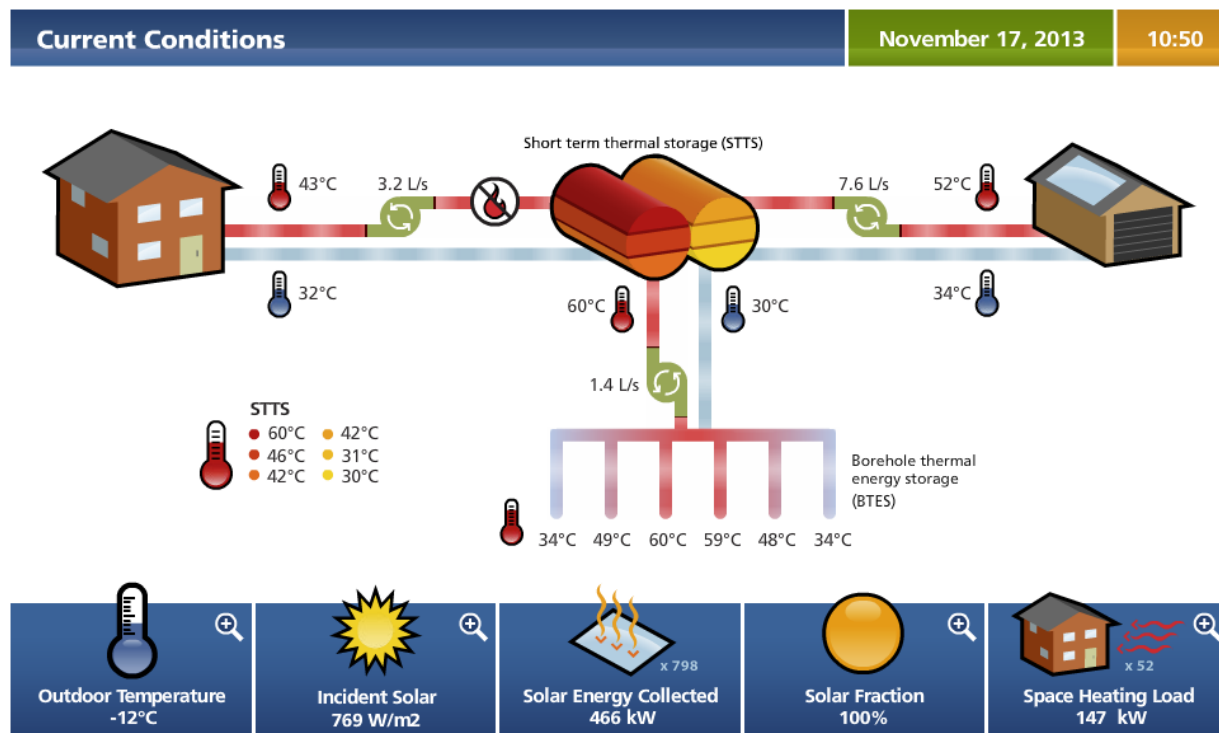
“Drake Landing Solar Community” er et nabolag på 52 hus, som er bygd i Okotoks i Alberta, Canada. Oppvarmingssystemet er basert på solenergi, og hele 90 prosent av varmebehovet blir dekket av denne energien [7]. På en vanlig sommerdag forsyner solfangerne, plassert på garasjetakene, energisentralen med 1,5 MW varme [7]. Hvis det ikke er behov for varmen, transporteres den ned i energibrønnene. Det termiske lageret består av 144 borehull i jord, som er 37 m dype. Det er 2,25 m mellom hvert borehull, og konfigurasjonen er sirkulær. Varme sendes ned i de indre borehullene, og derfra brer varmen seg til resten av det termiske lageret. Det er et høytemperaturlager i grunnen, og temperaturen ut av brønnene kan komme opp i 80 °C mot slutten av sommeren [7].



Figur 10: Skisse av sol- og varmedistribusjonssystemet ved Drake Landing [7].

Energisentralen inneholder to vanntanker, hvor varmen hentes fra energibrønnene eller solfangerne. Fordi lageret har en så høy temperatur, er det ikke behov for en varmepumpe. Vanntankene brukes til oppvarming av boligene. Et distribusjonsnett går fra energisentralen og ut til alle boligene, se figur 10. Hvert av hjemmene genererer selv varmt tappevann. Boligene har solfangere på taket, som er koblet til varmtvannstanker i kjelleren. Dette dekker rundt 60 prosent [7] av varmtvannsbehovet. En gasskjel dekker de resterende 40 prosentene.

Nabolaget består av energieffektive boliger, som bruker opp til 30 prosent mindre energi enn vanlige hus i Canada. Kun 10 prosent naturgass blir brukt til å dekke



Figur 11: Øyeblikksbilde av anlegget på Drake Landing [7].

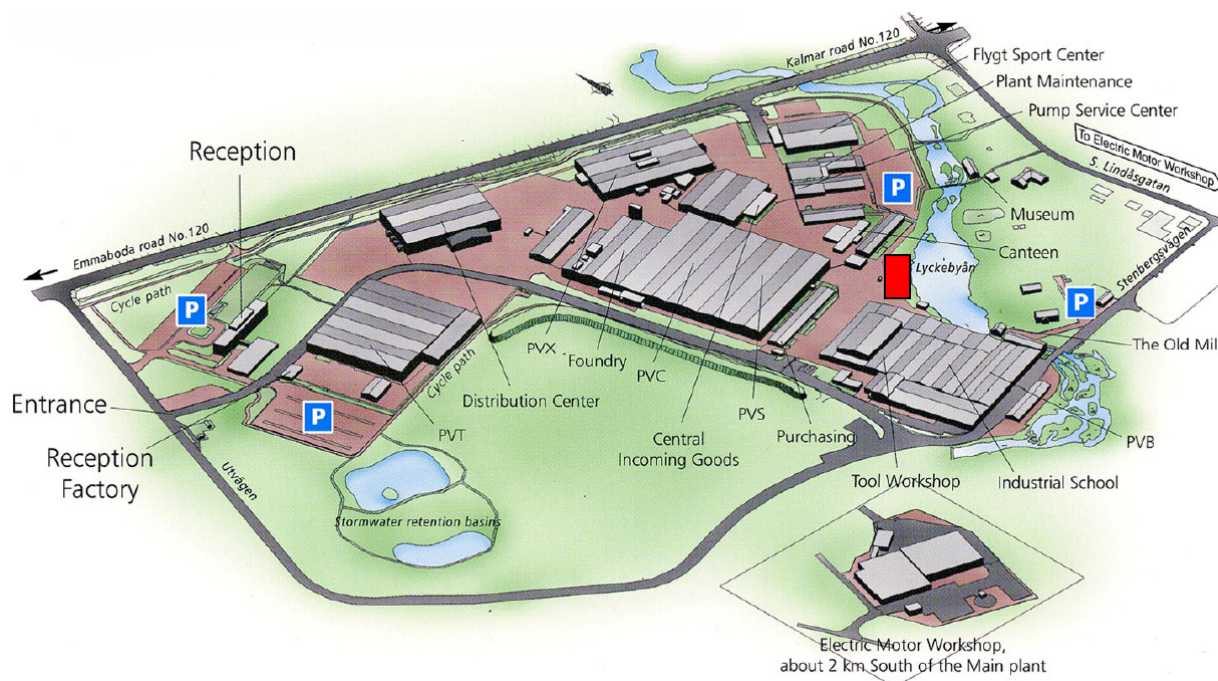
topplasten av oppvarmingsbehovet, mot oppvarming basert på 100 prosent naturgass i en vanlig bolig. De nevnte faktorene fører til at disse boligene årlig slipper ut 70-80 prosent mindre drivhusgass enn et vanlig kanadisk hjem [7].

Brukervennligheten til systemet er god, ved at energiflyten og energibehovet er offentlig tilgjengelig på hjemmesiden til prosjektet. Her kan man hele tiden se hvordan forholdene på stedet er, gjennom en forenklet skisse av systemet. Figur 11 viser et skjermbilde som er tatt av denne funksjonen. Bildet er tatt 17. november 2013, kl. 10.50. Utetemperaturen er  $-12^{\circ}\text{C}$ . Solinnstrålingen er  $769\text{ W/m}^2$ , og massestrømmen i solfangernettet er  $7,6\text{ L/s}$ , med en temperatur på  $52^{\circ}\text{C}$ . Effektbehovet fra boligene på  $147\text{ kW}$ , dekkes av en massestrøm på  $43^{\circ}\text{C}$  og  $3,2\text{ L/s}$  fra vanntankene i energisentralen.

### 3.1.5 Emmaboda, Sverige

ITT W&W holder til i Emmaboda, Sverige. De produserer pumper og blandere til ulike formål, og har store arealer med fabrikkbygninger, figur 12. Spillvarmen, som kommer fra støperiet, ble tidligere sluppet ut til omgivelsene. Lokalene ble da varmet opp ved hjelp av fjernvarme. Fra 2010 har spillvarmen blitt utnyttet i et grunnvarmebasert system med lagring i fjell. Det termiske lageret er et høytemperatur lager i fjell [11].

Der den røde firkanten er plassert i figur 12, ble 141 borehull med en dybde på  $148,5\text{ m}$  boret. Plasseringen ble valgt ut i fra fremtidige byggeplaner, hvor fjernvarmenettet hadde kontaktpunkt, og at bygningen ikke skulle forstyrre driften på anlegget [2]. Dimensjoneringen av systemet ble gjort i EED – Earth Energy Desig-



Figur 12: Skisse av ITT W&W sine lokaler i Emmaboda [11].

ner [6]. Lageret ble dimensjonert for 3 000  $MWh$ , som er estimert potensiale for lagring i sommermånedene. Noe ekstra varme, rundt 800  $MWh$ , vil korttidslagres. Optimal størrelse for lageret ble etter beregningene i EED 140 borehull på 150  $m$ , med en avstand på 5  $m$ . Ved lagring av varme med høy temperatur, vil det være en del tap av varme i grunnen. For dette lageret ble tapet estimert til 68,5 prosent [2].

Tabell 2: Energiflyt av varme hos ITT W&W, Emmaboda [11]

Varmekilde	Temp [ $^{\circ}C$ ]	Direkte bruk [ $MWh$ ]	Til lagring [ $MWh$ ]
Direkte fra ovner	55-70	1 500	1 300
Produsert fra varmpumpe	60	2 500	2 300
Mindre kilder	65-70	200	200
Totalt	-	4 200	3 800

Tabell 2 viser brukt og lagret termisk energi etter 2010. Mengden som sendes til lagring i året er 3 800  $MWh$ . Fabrikkene bruker en varmemengde på 4 200  $MWh$ , hvor hele 1 500  $MWh$  kommer direkte fra ovnene i støperiet. Av denne energimengden utgjør "produsert fra varmpumpe" 2500  $MWh$ . Dette er varme som produseres ved hjelp av energibrønnene, og ville tidligere ikke blitt utnyttet. Det vil si at rundt 60 prosent av energien som er ført opp under direkte bruk i tabell 2, er gjenvunnet varme fra lokalene.

### 3.1.6 Anneberg i Daneryd, Sverige

Prosjektet omfatter 50 boliger, og er basert på sesonglagring av solenergi. Da det ble planlagt, og senere ferdigstilt i 2001/2002, var det et av de første grunnvarmebaserte systemene i Europa som kombinerte energilagring i fjell med solfangere [18]. Lageret består av 100 borehull á 65 m. På takene til boligene ble det installert solfangere på totalt 2400 m<sup>2</sup> [18]. Varme fra solfangerne og energibrønnene skal dekke et totalt varmebehov på 550 MWh per år [18].

M. Lundh og J.-O. Dalenbäck gir i utgave 33 av *Renewable Energy* fra 2008 [18] en evaluering av systemet etter to års drift. Anlegget har hatt en del innkjøringsproblemer, samt uhell og feil med utstyret de to første årene. En ventil fungerte ikke som den skulle, og for høyt trykk førte til en eksplosjon. Det ble da oppdaget ytterligere feilmonteringer. Deler av solfangerne var montert med plastikkør isteden for kobberør. Feilene ble utbedret, og solfangersystemet ble satt i drift igjen høsten 2002 [18]. I tillegg var ikke U-rørene i energibrønnene gode nok, noe som resulterte i lekkasjer. Dette satte lagringssystemet ut av drift i to perioder.

Når man ser på periodene hvor anlegget har vært i drift, har det fungert med en noe lavere effektivitet enn beregnet. Beregninger gjort på det termiske lageret, viser at rundt 40 prosent [18] av solenergien som skal lagres, går tapt. Dette tyder på at lageret er for lite, og at denne delen av systemet ikke er optimal. Noen av utfordringene anlegget har hatt, kan skyldes at slike anlegg var lite uprøvd [18]. Ved å nyttiggjøre seg disse erfaringene, kan lignende anlegg bli mer effektive.

Et tilsvarende anlegg er installert på Ljan skole i Oslo. En skole har ikke det samme forbruket av energi som en bolig, blant annet fordi den er stengt om sommeren. Anlegget på Ljan skole består av bakkesolfangere og et termisk lager med 24 borehull. Sammen skal de dekke et varmebehov på rundt 200 MWh. Videre vil anlegget beskrives i detalj, måledata blir analysert og fire energiscenarioer blir simulert i EED.



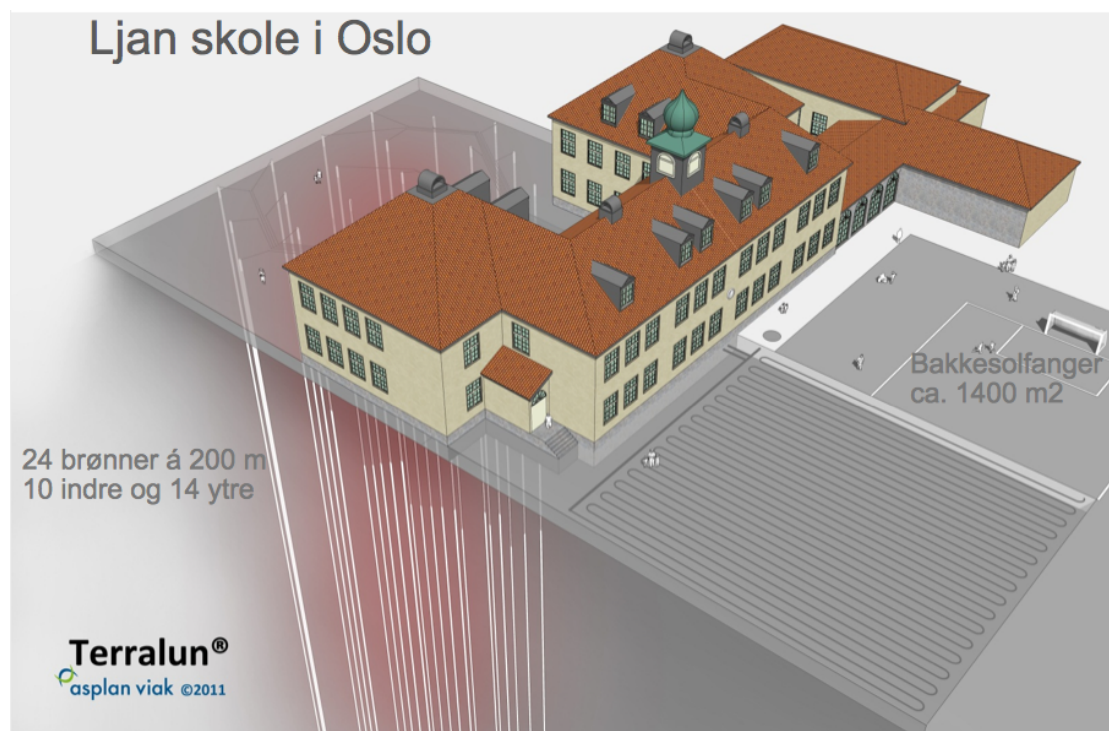
## 4 Analyse av anlegget på Ljan skole

### 4.1 Bakgrunn

Frem mot 2020 skal det foregå en utfasing av oljefyring i bygg i Norge [9]. Undervisningsbygg utlyste derfor en konkurranse, hvor fornybare energikilder skulle dekke oppvarmingsbehovet, isteden for oljekjeler [21]. Asplan Viak sitt forslag, hvor solfangere var satt i kombinasjon med energibrønner, vant konkurransen. Forslaget ble kalt "Smart Skolevarme", og går i dag under navnet Terralun [21]. Sent i 2011 startet driften av et slikt anlegg ved Ljan skole i Oslo.

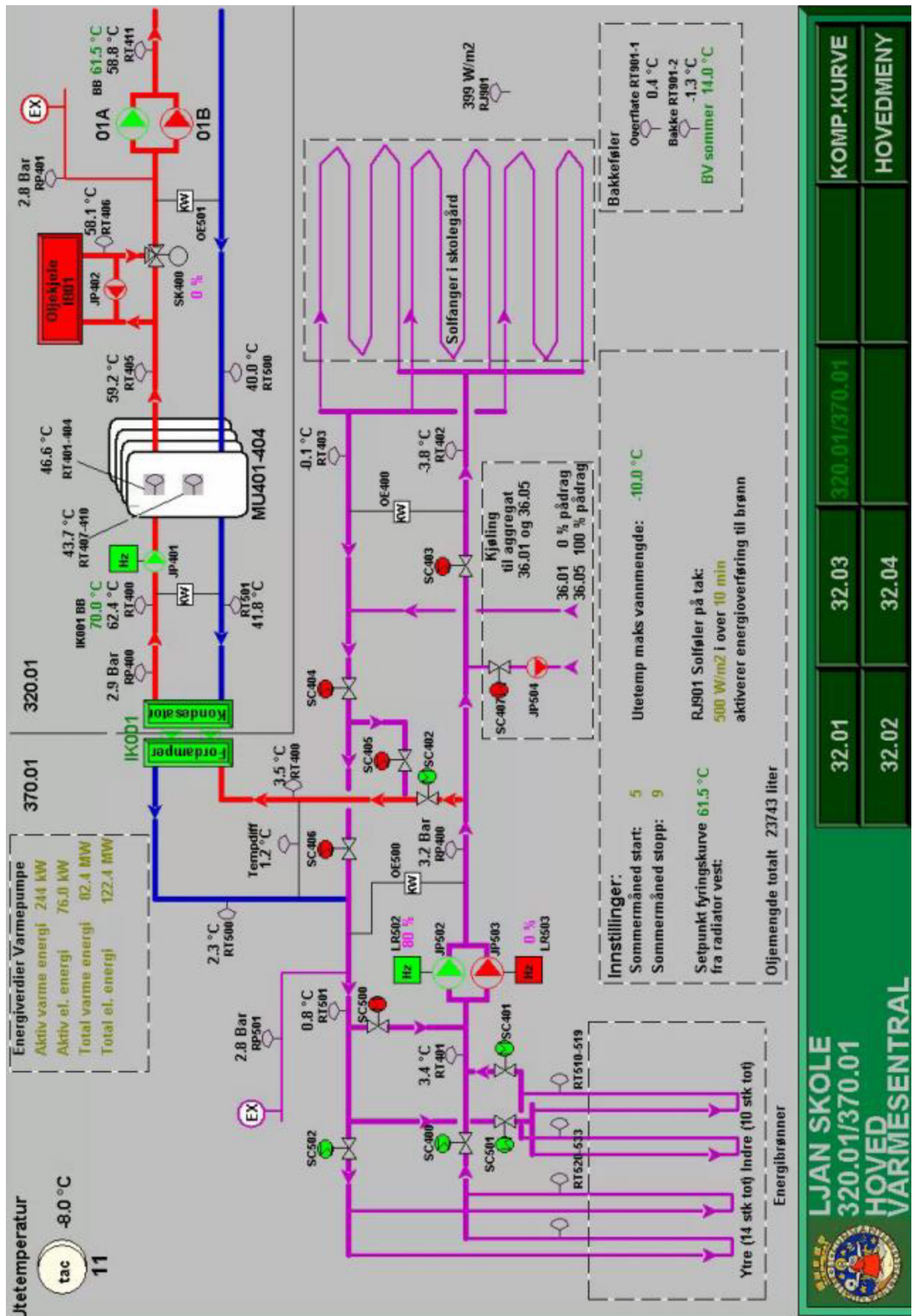
### 4.2 Utforming

En skole har et årlig varmebehov bestående av  $10 \text{ kWh/m}^2$  til varmtvannsberedning,  $27 \text{ kWh/m}^2$  til oppvarming av ventilasjonsluft og  $39 \text{ kWh/m}^2$  til romoppvarming [26]. I forhold til oppvarmingsbehovet, har en skole generelt et lite varmtvannsbehov. På Ljan skole brukes energien fra solfangeren eller fra energibrønnene som varmekilde for varmepumpen. Siden skolen er stengt i sommerferien kan ikke energibrønnene lades opp ved hjelp av varm ventilasjonsluft, som for eksempel på tidligere omtalte Falstadsenteret i Levanger. Derfor har de på Ljan skole installert bakkesolfangere til dette formålet.



Figur 13: Tegning av anlegget på Ljan skole [21].

Figur 13 viser plasseringen av de to fornybare energikildene på Ljan skole. Bakkesolfangeren er vendt mot sør, og dekker et område på nesten  $1400 \text{ m}^2$ . Bidraget fra denne ble på forhånd estimert til  $180\,000 \text{ kWh}$  [21] over et år. På motsatt



Figur 14: Skjerm bilde av SD-anlegget på Ljan skole [21].



side av skolebygget, er det boret 24 energibrønner som er 200 m dype. Vann med 20 prosent etanol sirkulerer i brønnene. Væsken har en varmekapasitet på 4,250 kJ/kg. Brønnene lades opp med varme fra solfangerne om sommeren. Konfigurasjonen til brønnene er derfor utformet med 10 indre- og 14 ytre brønner [21]. Overskuddsvarme leveres til de indre brønnene. Som følge av varmeoverføringen i grunnen, vil varmen bre seg til de ytre brønnene.

Avstanden mellom brønnene er 7 m. Hvert borehull har en diameter på 139,7 mm, og inneholder enkle U-rør. U-rørene har en diameter på 40 mm, og en varmeledningsevne på 0,420 W/m · K. Avstanden mellom den delen av U-røret som går ned i borehullet, og den delen som går opp, er 95 mm. Varmeledningsevnen til grunnvannet som fyller borehullet, er 0,600 W/m · K. Hvis anlegget skal optimaliseres, eller simuleres, er dette viktige parametere.

Distribusjon av varme til skolebygningen skjer ved hjelp av en varmepumpe av typen HPR463, levert av ScanCool. Den bruker R134a som arbeidsmedium, og tåler trykk og temperaturer opp til 28 bar og 120 °C [10]. Den er utstyrt med en semihermetisk stempelkompressor, som har høy dellastvirkningsgrad [26]. For å dekke topplasten har skolens gamle oljekjel blitt bygget om til en biokjel. Biooljen leveres av Biol AS, og har en brennverdi på 10,280 kWh/kg [3].

Et skjerm bilde av SD-anlegget på Ljan skole er vist i figur 14. Energibrønnene er plassert til venstre, og bakkesolfangeren til høyre. Varmepumpen er vist i grønt i øvre del av figur 14, til høyre for denne er det plassert akkumulatortanker. Den ombygde oljefyren er angitt med rødt i figuren. Denne leverer topplasten, og skal ideelt sett kun være i bruk på de kaldeste dagene i året. På de stedene det er installert måleinstrumenter, er trykk og temperatur angitt.

### 4.3 Driftsmodus

For å sikre en best mulig anleggsvirkningsgrad, skal varmepumpen alltid bruke den kilden som har høyest temperatur, enten energibrønnene eller bakkesolfangeren. Når skolebygget ikke har behov for oppvarming, skal bakkesolfangeren lade energibrønnene. På bakgrunn av dette har anlegget tre ulike driftsmodi:

1. Lading av indre energibrønner med varme fra bakkesolfangeren.
2. Bakkesolfangeren som varmekilde.
3. Energibrønnene som varmekilde.

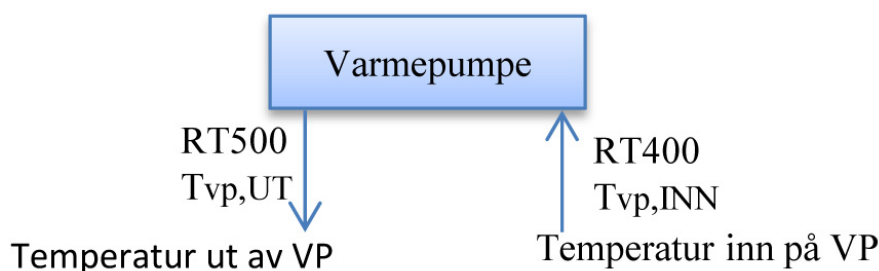
Driftsmodusene defineres i denne oppgaven ut i fra loggede verdier, som temperaturer og massestrøm. Symbolene som beskriver disse verdiene er definert i symbollisten, og oppsummert i tabell 3. Symbolene som står i kolonne 2, blir brukt videre i oppgaven. Det går også frem hvilket instrument som foretar målingen.

OE500 måler massestrømmen i hele anlegget. RJ901 måler solinnstrålingen, og vil aktivere solfangeren dersom den måler minimum 500 W/m<sup>2</sup> i minst 10 min. Denne måleren er nødvendig i en driftssituasjon, for å skru på solfangeren. I denne oppgaven brukes loggede verdier, så det er tilstrekkelig å bruke temperaturforskjellen over solfangeren for å se når den har vært aktiv. Symbolet  $T$  angir at verdien kommer fra en termometer. De to siste delene av symbolet er gitt etter hvilken komponent massestrømmen kommer fra, eller skal til.  $vp$  betyr at komponenten

Tabell 3: Oppsummering av symboler som brukes i analysedel.

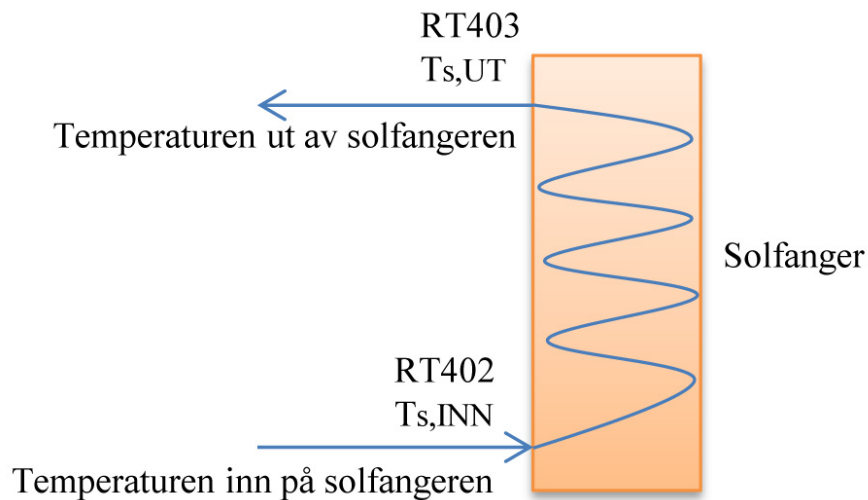
Måler	Symbol	Beskrivelse
OE500	$\dot{m}_a$	Massestrømmen i anlegget.
RJ901	$RJ901$	Målt solinnstråling.
RT400	$T_{vp,INN}$	Temperaturen inn på varmepumpen.
RT500	$T_{vp,UT}$	Temperaturen ut av varmepumpen.
–	$DT_{vp}$	Temperaturforskjellen over varmepumpen, $T_{vp,INN} - T_{vp,UT}$
RT402	$T_{s,INN}$	Temperaturen inn på solfangeren.
RT403	$T_{s,UT}$	Temperaturen ut av solfangeren.
–	$DT_s$	Temperaturforskjellen over solfangeren, $T_{s,INN} - T_{s,UT}$
RT501	$T_{b,INN}$	Temperaturen til brønnene.
RT510-519	–	Temperaturen ut fra hver av de indre brønnene.
–	$T_{ib,UT}$	Snittet av temperaturene ut fra de indre brønnene.
–	$DT_{ib}$	Temperaturforskjellen over de indre brønnene, $T_{ib,UT} - T_{b,INN}$
RT520-533	–	Temperaturen ut fra hver av de ytre brønnene.
–	$T_{yb,UT}$	Snittet av temperaturene ut fra de ytre brønnene.
–	$T_{b,UT}$	Temperaturen ut fra brønnene, snittet av $T_{ib,UT}$ og $T_{yb,UT}$
–	$DT_b$	Temperaturforskjellen over brønnene, $T_{b,UT} - T_{b,INN}$

massestrømmen går gjennom er varmepumpen.  $INN$  og  $UT$  forteller om massestrømmen er på vei til eller fra varmepumpen. Dette er vist grafisk i figur 15. Varmepumpen på Ljan skole blir kun brukt til oppvarming. Hvis varmepumpen er i bruk, vil det bli tatt ut varme av væsken som strømmer til varmepumpen fra brønnene, eller solfangeren. Dette er på varmepumpens sekundærside. Temperaturen ut av varmepumpen vil da være lavere enn temperaturen inn. Det vil si at varmepumpen er aktiv hvis temperaturforskjellen på sekundærsiden av varmepumpen er positiv. Videre i oppgaven betegnes dette med  $DT_{vp}$ , og beskrives som temperaturforskjellen over varmepumpen.



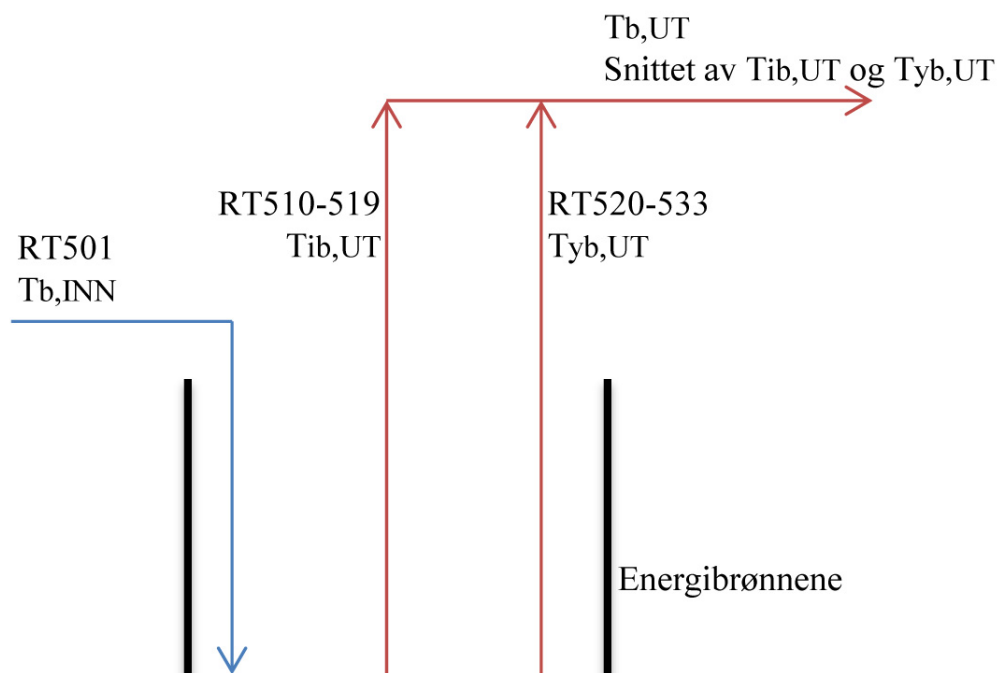
Figur 15: Skisse av varmepumpen med nomenklatur.

Figur 16 viser bakkesolfangeren med symboler.  $s$  står for solfanger, og temperaturen inn og ut av denne er betegnet med  $T_{s,INN}$  og  $T_{s,UT}$ . Solfangeren er aktiv når det tilføres termisk energi mellom inngangen og utgangen. Da vil temperaturen ut av solfangeren være høyere enn temperaturen inn, og temperaturforskjellen over solfangeren, vist i tabell 3, vil være positiv.



Figur 16: Skisse av solfangeren med nomenklatur.

Figur 17 viser en skisse og symbolene som er introdusert for energibrønnene. De er også vist i tabell 3.  $b$  står for brønner,  $ib$  for indre brønner, og  $yb$  for ytre brønner. Hvis brønnene leverer energi til varmepumpen, er alle brønnene aktive. Temperaturen ut av brønnene er da snittverdien av de indre og ytre brønnene.  $DT_b$ , temperaturforskjellen over brønnene, vil være positiv ved leveranse av energi til varmepumpen. Hvis solfangeren leverer energi til de indre brønnene, vil temperaturen inn i brønnene være høyere enn temperaturen ut av de indre brønnene. Temperaturforskjellen, gitt som  $DT_{ib}$  i tabell 3, vil da være negativ.



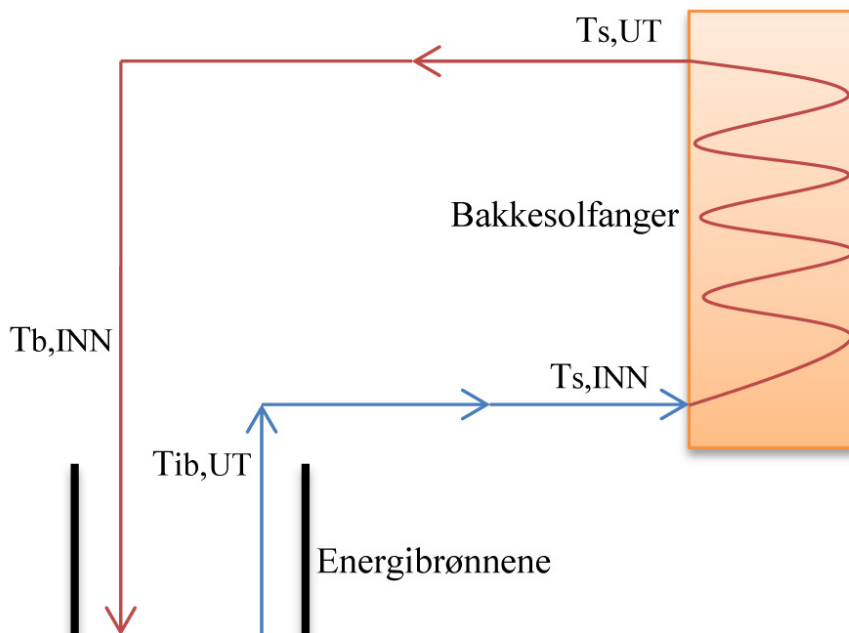
Figur 17: Skisse av brønnene med nomenklatur.

### 4.3.1 Driftsmodus 1 – bakkesolfanger til energibrønner

Driftsmodus 1 er når bakkesolfangeren leverer energi til de indre brønnene, se figur 18. Denne modusen aktiveres i sommerperioden, som er definert fra 1.mai til 31.august. En føler som måler bakketemperaturen, kan sørge for at denne modusen blir aktivert dersom bakken er varm nok andre deler av året. Når de indre brønnene lades, vil temperaturen i disse stige. Hvis temperaturen ut av de indre brønnene,  $T_{ib,UT}$ , blir høyere enn temperaturen som leveres fra solfangeren,  $T_{s,UT}$ , vil overføringen stanse.

For at solfangeren skal aktiveres, må solinnstrålingen, målt i RJ901, være minst  $500 \text{ W/m}^2$  i over  $10 \text{ min}$ . Man kan også se at solfangeren har vært aktiv, dersom temperaturforskjellen over den har vært positiv. Samtidig vil temperaturforskjellen over de indre brønnene være negativ. For å være sikker på at det er aktivitet, er grensen for temperaturforskjellen satt til 0,2. Når solfangeren er i bruk, er massestrømmen,  $\dot{m}_a$ , i systemet rundt  $6,5 \text{ L/s}$ , eller lavere. Denne målingen gjøres i mengdemåleren OE500, se figur 14. Betingelsene for driftsmodus 1 vil være:

- $0 < \dot{m}_a < 7 \text{ L/s}$
- $T_{s,UT} > T_{ib,UT}$
- $DT_s = T_{s,UT} - T_{s,INN} > 0.2$
- $DT_{ib} = T_{ib,UT} - T_{b,INN} < -0.2$
- $T_{b,INN} \approx T_{s,UT}$
- $T_{ib,UT} \approx T_{s,INN}$



Figur 18: Skisse av driftsmodus 1.

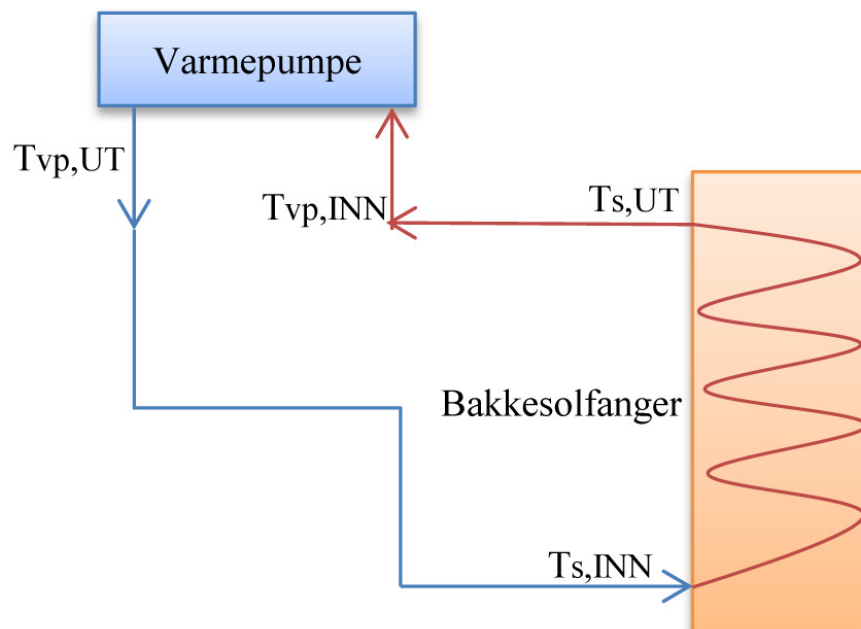
De to siste betingelsene er gitt av strømmingen i anlegget.  $T_{s,UT}$  måles når massestrømmen går ut av solfangeren. Den strømmer så til energibrønnene, og forbi måleren som måler temperaturen inn til brønnene,  $T_{b,INN}$ . Fra solfangeren til brønnene, blir ikke massestrømmen påvirket av noe. De to temperaturene som

måles på denne strekningen, vil dermed være tilnærmet like. Det samme gjelder temperaturen ut av de indre brønnene, og inn på bakkesolfangeren.

### 4.3.2 Driftsmodus 2 – bakkesolfanger til varmepumpe

For at det skal skje en overføring av termisk energi fra bakkesolfangeren til varmepumpen, må solfangeren være aktiv, samtidig som det er et varmebehov i skolebygningen. Dette kan skje på våren, og om høsten. Det beskriver driftsmodus 2, og er skissert i figur 19, Varmepumpen er avslått i sommerperioden, og på vinteren er det lite solinnstråling i Norge. Kriteriet for solinnstråling i driftsmodus 1, gjelder også for denne modusen. Likeledes kan temperaturforskjellen over solfangeren brukes isteden. Temperaturen ut av solfangeren,  $T_{s,UT}$ , må være høyere enn temperaturen ut av energibrønnene,  $T_{b,UT}$ . Dette er fordi systemet alltid skal bruke varmekilden med høyest temperatur.  $T_{s,UT}$ , kan heller ikke være lavere enn 1 grad, dette er for å unngå frost i bakken. Så lenge solfangeren leverer energi er massestrømmen rundt  $6,5 L/s$ . For driftsmodus 2 gjelder betingelsene:

- $0 < \dot{m}_a < 7L/s$
- $T_{s,UT} > T_{b,UT}$
- $T_{s,UT} > 1^\circ C$
- $DT_s = T_{s,UT} - T_{s,INN} > 0.2$
- $DT_{vp} = T_{vp,INN} - T_{vp,UT} > 0.2$
- $T_{vp,INN} \approx T_{s,UT}$
- $T_{vp,UT} \approx T_{s,INN}$



Figur 19: Skisse av driftsmodus 2.

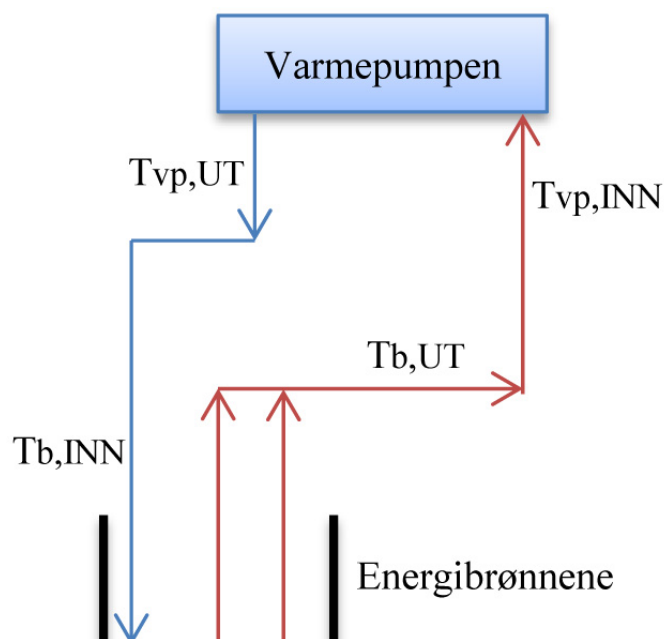
At temperaturforskjellen over varmepumpen er positiv, tyder på at varmepumpen er aktiv. De to siste betingelsene er, som for driftsmodus 1, gitt av hvor arbeids-

mediet strømmer i systemet. Temperaturen inn på varmepumpen er tilnærmet lik temperaturen ut av solfangeren. Det samme gjelder for temperaturen ut av varmepumpen og inn på solfangeren. Strømningen passerer også måleinstrumentet som måler temperaturen inn til brønnene. Denne vil derfor også være tilnærmet lik temperaturen inn på solfangeren, og ut av varmepumpen. Merk at brønnene ikke er i drift, selv om strømningen passerer denne måleren.

### 4.3.3 Driftsmodus 3 – energibrønner til varmepumpe

Hvis temperaturen ut av bakkesolfangeren ikke er høy nok til å levere energi til varmepumpen, slår driftsmodus 3 inn. Da vil det bli levert varme fra energibrønnene, se figur 20. Temperaturen ut av brønnene,  $T_{b,UT}$ , vil være høyere enn temperaturen inn til brønnene,  $T_{b,INN}$ . Temperaturen inn på varmepumpen vil være tilnærmet lik  $T_{b,UT}$ , og temperaturen ut av varmepumpen tilnærmet lik  $T_{b,INN}$ . I denne modusen er alle brønnene aktive, og massestrømmen vil være rundt  $11,6 L/s$ . Hvis utetemperaturen er veldig lav, kan massestrømmen gjennom brønnene øke til rundt  $15 L/s$ . Dersom varmebehovet fortsatt ikke er dekket, vil biokjelen starte. Betingelsene for denne driftsmodusen er:

- $\dot{m}_a > 7L/s$
- $DT_b = T_{b,UT} - T_{b,INN} > 0.2$
- $DT_{vp} = T_{vp,INN} - T_{vp,UT} > 0.2$
- $T_{vp,INN} \approx T_{b,UT}$
- $T_{vp,UT} \approx T_{b,INN}$



Figur 20: Skisse av driftsmodus 3.

## 4.4 Instrumentering

Måledata fra Ljan skole, brukes til å bestemme hvilken av driftssituasjonene anlegget opererer i. Instrumentene som måler disse parameterne beskrives nedenfor. Informasjonen om måleinstrumentene er hentet fra forvaltnings-, drifts- og vedlikeholdsdokumentasjonen for anlegget, som er levert av Schneider. De har stått for instrumenteringen på anlegget.

### 4.4.1 Mengdemåler – ModMAG M2000

På dette anlegget, er det brukt en ModMAG M2000 mengdemåler. Dette er en elektromagnetisk mengdemåler, og kan brukes på væsker med ledningsevne. Konduktiviteten må være større enn  $5 \mu S/cm$  [4]. Instrumentet har et ikke-ledende målerør innvendig. Utenpå røret ligger det spoler som genererer et magnetfelt inne i målerøret. Dette gjør at en spenning induseres i metallektroder, når mediet strømmer forbi. Jo høyere hastigheten er, jo høyere spenning induseres. Ved hjelp av den induserte spenningen, og diameteren på røret, beregnes hastigheten til strømmingen [5].



Figur 21: Bilde av mengdemåleren OE500 på Ljan skole.

Figur 21 viser hvordan mengdemåleren, OE500, er plassert på Ljan skole. Den er plassert i et rett strekk, slik at strømmingen er mest mulig utviklet. Samtidig unngår man turbulens fra andre måleenheter [5]. Ved å plassere måleinstrumentet i et vertikalt rør, med en strømming som går oppover, kan man også unngå luftlommer og oppsamling av partikler [5].

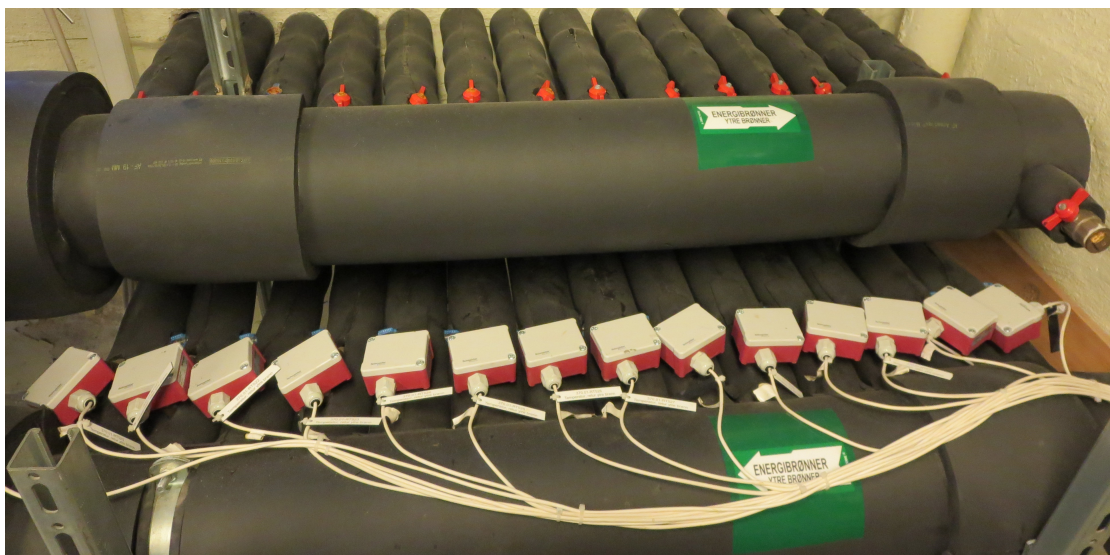


Mengdemåleren måler hastigheter fra 0,03 – 12  $m/s$ . Nøyaktigheten på målingene er  $\pm 0,25$  prosent, når hastigheten er større en 0,5  $m/s$ . Dersom hastigheten er mindre enn 0,5  $m/s$ , er nøyaktigheten  $\pm 1,25 mm/s$ . Mengdemåleren fungerer ved temperaturer opp til +60 °C, og ned til -10 °C [4].

Måleren er en totalteller. Det betyr at den hele tiden adderer mengden som passerer, til en sum av total mengde som har passert i løpet av tiden anlegget har vært i drift. I analysedelen, brukes verdiene som er logget i mengdemåleren OE500. Den er plassert i rørene som går til energibrønnene, se figur 14. Uavhengig av driftsmodus, vil massestrømmen passere denne mengdemåleren.

#### 4.4.2 Temperaturmåler – STP100

Temperaturmåleren som er brukt i anlegget på Ljan skole heter STP100. Denne måleren skal helst plasseres i et rørbend. Figur 22 viser plasseringen av temperaturmålerne ut av de indre brønnene. Disse er ikke plassert i et bend, noe som gjør at de lettere påvirkes av omgivelsestemperaturen. Dette kan være en kilde til feil når temperaturene måles.



Figur 22: Plassering av temperaturmålerne ut av de indre brønnene på Ljan skole.

Tabell 4: Nøyaktighet for temperaturmåleren STP100 [8].

Temp [°C]	Nøyaktighet
- 25	$\pm 0,7$ °C
0	$\pm 0,5$ °C
25	$\pm 0,3$ °C
50	$\pm 0,6$ °C
75	$\pm 0,9$ °C
100	$\pm 1,3$ °C

Sensoren, som måler temperaturen, installeres i en type lomme av rustfritt stål [8]. Skruen strammes godt for å sikre at det ikke oppstår en lekkasje i dette punktet.



Omgivelsestemperaturen bør ligge mellom  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  og  $+110\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Temperaturen som skal måles, må ligge mellom  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  og  $+150\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Nøyaktigheten vil variere med temperaturen på væsken som måles, se tabell 4.

## 4.5 Kvalitetssikring av data og målere

Dataene som analyseres, er logget under driften av anlegget på Ljan skole. I denne oppgaven brukes verdier fra 9. mars 2012, til og med 9. oktober 2013. I denne perioden er det hver time logget verdier fra alle måleenhetene. Verdiene som brukes i analysedelen og til energiberegningene, er oppsummert i tabell 3 i avsnitt 4.3. Datamaterialet er ufullstendig, og var usystematisk ved overlevering. Dette førte til at mer tid enn forventet har gått med til å sortere, analysere og tolke dataene. Analysen og beregninger er utført i Excel. Dette ligger vedlagt på en CD, vedlegg A. I en detaljanalyse av målingene, ble det oppdaget loggefeil og usikkerhet i forhold til hvilke målere som viste riktige verdier.

### 4.5.1 Loggefeil

Antagelsen om en loggefeil i systemet oppstod da det viste seg at mengdemåleren hadde logget unormalt høye verdier. På bakgrunn av at mengdemåleren logget samme verdi og deretter en veldig høy verdi, ble det avdekket at det var en registreringsfeil i systemet.

Dato	Kl.slett	Målt mengde [m <sup>3</sup> ]	Mengde [L/s]
14.05.2012	04:00:14	95228,70	0
14.05.2012	05:00:14	95228,70	0
14.05.2012	06:00:14	95228,70	0
14.05.2012	07:00:14	95228,70	0
14.05.2012	08:00:14	95228,70	806,25
14.05.2012	09:00:14	98 131,20	4,36

Figur 23: Eksempel på loggefeil for mengdemåleren.

Dato	Kl.slett	T <sub>ib</sub>	T <sub>yb</sub>	T <sub>b,UT</sub>	T <sub>b,INN</sub>	DT <sub>b</sub>	DT <sub>ib</sub>	T <sub>s,INN</sub>	T <sub>s,UT</sub>	DT <sub>s</sub>	T <sub>overflate</sub>	T <sub>bakke</sub>	T <sub>vp,INN</sub>	T <sub>vp,UT</sub>	DT <sub>vp</sub>
14.05.2012	04:00:14	8,63	16,80	12,71	8,55	4,16	0,08	9,52	9,34	-0,17	8,01	9,29	16,89	14,21	2,68
14.05.2012	05:00:14	8,63	16,80	12,71	8,55	4,16	0,08	9,52	9,34	-0,17	8,01	9,29	16,89	14,21	2,68
14.05.2012	06:00:14	8,63	16,80	12,71	8,55	4,16	0,08	9,52	9,34	-0,17	8,01	9,29	16,89	14,21	2,68
14.05.2012	07:00:14	8,63	16,80	12,71	8,55	4,16	0,08	9,52	9,34	-0,17	8,01	9,29	16,89	14,21	2,68
14.05.2012	08:00:14	8,63	16,80	12,71	8,55	4,16	0,08	9,52	9,34	-0,17	8,01	9,29	16,89	14,21	2,68
14.05.2012	09:00:14	8,97	17,20	13,09	9,20	3,89	-0,23	9,82	9,85	0,03	10,02	10,61	17,45	14,28	3,17

Figur 24: Loggede temperaturer i perioden mengdemåleren logger null massestrøm.

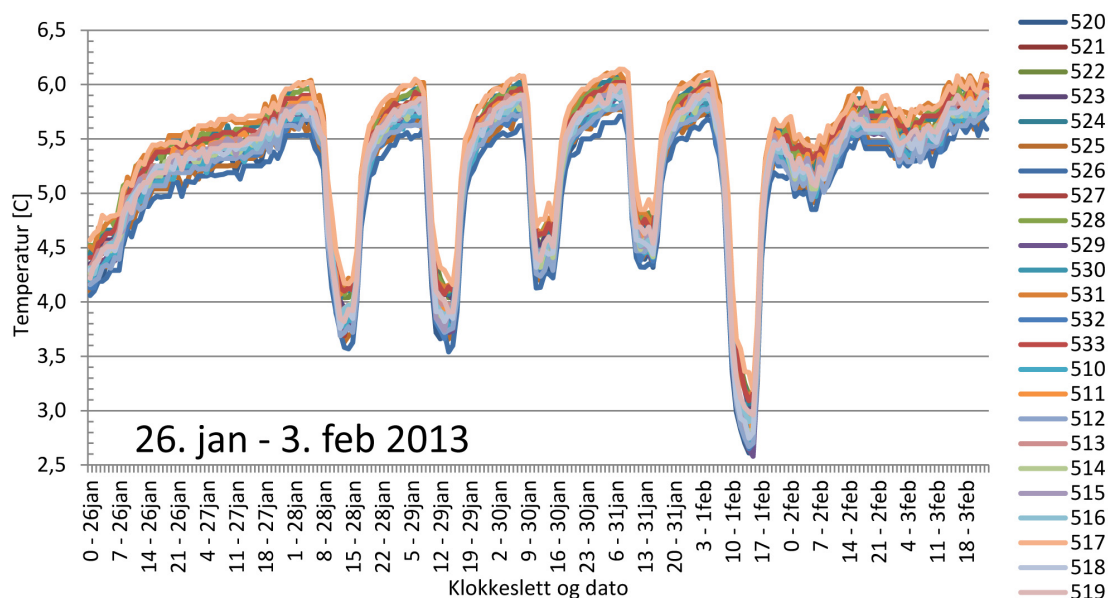
Et utsnitt av mengdemålingene når dette skjer, er vist i figur 23. Kolonnen til høyre i figuren viser mengden totaltelleren øker med per time i L/s. En mengde på null logges frem til klokken 07.00. Siden OE500 er en totalteller, ville ikke dette

vært rart dersom massestrømmen i systemet var null. Men det skal alltid gå en massestrøm i systemet, selv om det ikke tas ut energi. Deretter logges en mengde på hele 806,25 L/s. Hvis denne mengden divideres på antall timer det er logget null massestrøm, får man en snittverdi som er i samme størrelsesorden som logget mengde i L/s før loggefeilen starter, og etter den er over. Det er derfor rimelig å anta at det har vært en massestrøm i systemet, men at disse verdiene ikke har blitt logget.

Figur 24 viser resten av måledataene i samme periode. Alle verdiene er her konstante. Det tyder på at loggefeilen gjelder for hele systemet, og ikke bare for mengdemåleren. Det er ikke mulig å fastslå hva reelle verdier i denne perioden var. I vedlegg A, er det en tabell med datoer det er oppdaget loggefeil i systemet. Denne ligger under fanen 'Loggefeil' i Excel-arket. Det vil være en feilkilde å bruke disse dataene i videre beregninger, og de blir derfor utelatt. Det blir gjort ved å sette en betingelse om at massestrømmen skal være mindre enn 20 L/s.

#### 4.5.2 Temperaturmålere

De loggede verdiene for temperaturene, brukes til å kartlegge hvilken driftssituasjon anlegget har vært i. Sammen med massestrømmen, inngår de også i energiberegningene. Nøyaktigheten til temperaturmålerne er derfor viktig for resultatene. Gjennom å foreta en energiberegning av et typisk år, ble det avdekket målefeil av en temperatur i anlegget. Det var ønskelig å vite hvilken måler som ikke angav riktig verdi, derfor ble en detaljanalyse gjennomført. Det var fordelaktig å kunne se på en driftsmodus isolert. 26.01.13–03.02.13, er angivelig en periode hvor det kun blir levert energi fra brønnene til varmpumpen, og det ble derfor valgt å starte med denne.

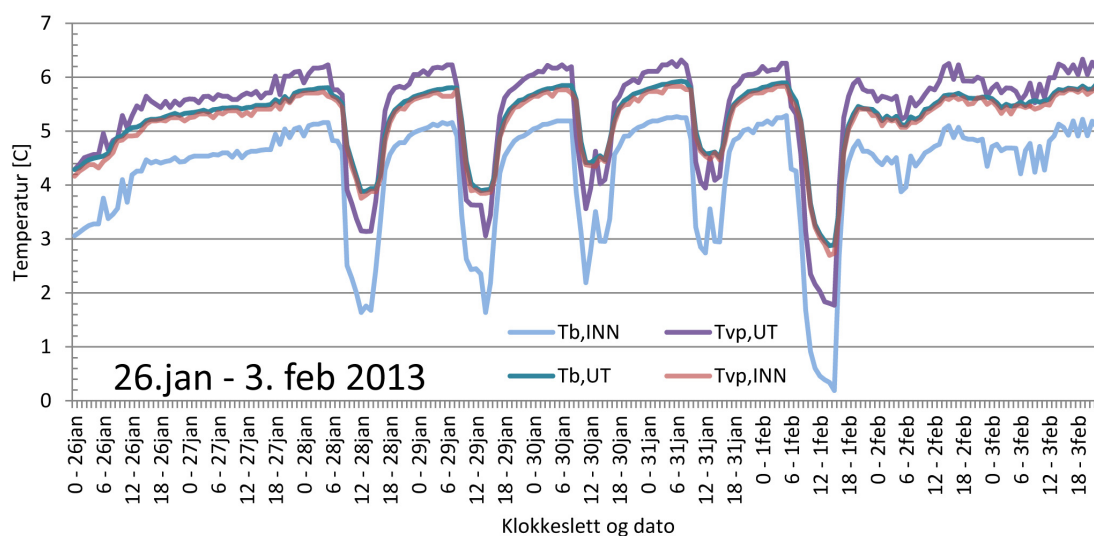


Figur 25: Temperaturen ut av de indre og ytre brønnene.

Figur 25 viser temperaturen ut av de tjuefire brønnene, med målenavn RT510 – 533, fra 26. januar 2013 til og med 3. februar 2013. Perioden består av to helger,

26.–27. januar og 2.–3. februar, og fem ukedager. Temperaturen ut av brønnene er ikke høyere enn cirka 6 °C. På vinteren vil brønnene maksimalt kunne levere varme ved rundt 7 °C. Blir det logget høyere temperaturer enn dette, tyder det på at brønnene ikke leverer energi.

Siden temperaturen ut av brønnene hele tiden ligger under 6 °C, kan det tyde på at brønnene leverer energi hele døgnet. Det er, på grunn av årstiden, naturlig at skolen har et oppvarmingsbehov hele døgnet. Behovet for oppvarming vil være størst i ukedagene, når det er mennesker i bygget. Dette går frem av figur 25. Der ser man at hver ukedag har en bunn, hvor temperaturen ut av brønnene varierer fra 2,5 °C til 4,5 °C. Så temperaturen ut av brønnene synker, når oppvarmingsbehovet i bygget er stort. Temperaturforløpet i figur 25 viser at energibehovet i bygningen er mindre i helgene, og utenom arbeidstid. Dette tyder på at temperaturen nedjusteres når bygget ikke er i bruk.

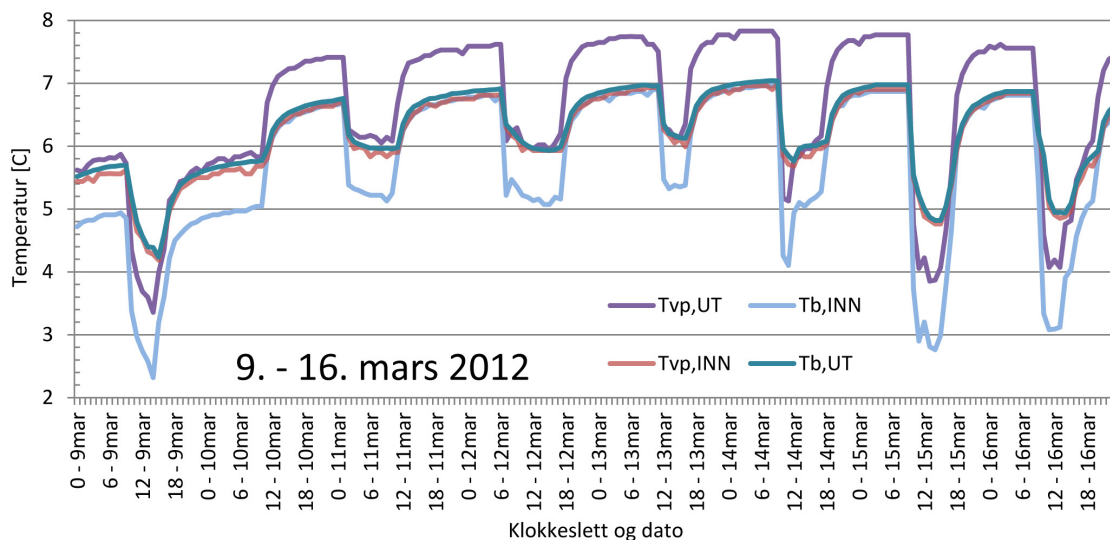


Figur 26: Temperaturen inn og ut av brønner, og inn og ut av varmepumpen.

Figur 26 viser temperaturene inn og ut av brønnene, samt inn og ut av varmepumpen. Temperaturen inn på varmepumpen er tilnærmet lik temperaturen ut av brønnene. Som nevnt tidligere, må disse være tilnærmet like når brønnene leverer energi til varmepumpen. Da skal også temperaturen ut av varmepumpen være tilnærmet lik temperaturen inn på brønnene.  $T_{vp,UT}$  er nesten en grad høyere enn  $T_{b,INN}$  alle dagene som er plottet i figur 26. På bakgrunn av dette, kan man anta at en av dem angir feil verdi.

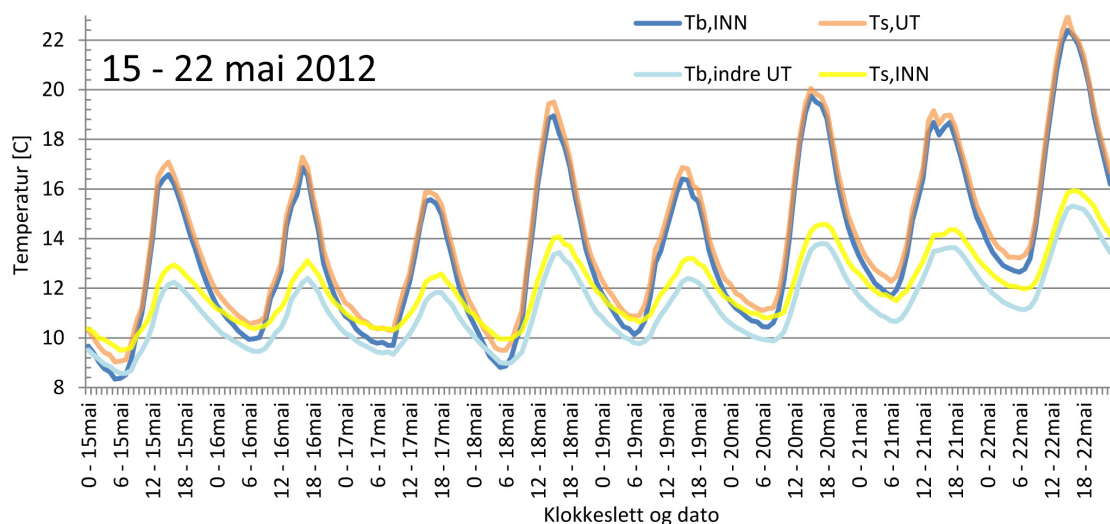
$T_{vp,UT}$  er høyere enn temperaturen inn på varmepumpen i løpet av helgene og på nettene. Dersom dette er riktig, betyr det at varmepumpen kun er aktiv i skoletiden fra mandag til fredag. Hvis måleren som angir  $T_{b,INN}$  stemmer, er det en temperaturforskjell over brønnene hele døgnet, som betyr at det leveres energi til bygningen hele døgnet. På vinteren, vil det være naturlig at bygningen trenger noe oppvarming selv etter arbeidstid.

For å kunne bestemme hvilken av de to målerne som viser riktige verdier, blir det sett nærmere på de samme målerne fra fredag 9. mars 2012, til og med fredag 16. mars 2012. Figur 27 viser temperaturene inn og ut av varmepumpen, og inn



Figur 27: Temperaturen inn og ut av brønner, og inn og ut av varmpumpen.

og ut av brønnene disse dagene. Temperaturforskjellen over brønnene er positiv det første halvannet døgnet, deretter kun på morgenen, eller dagtid når bygningen er i bruk. Når temperaturforskjellen over brønnene er null, eller veldig liten, er  $T_{b,UT}$ ,  $T_{vp,INN}$  og  $T_{b,INN}$  tilnærmet like. Det betyr at det ikke blir tatt ut energi av massestrømmen, og at varmpumpen ikke er aktiv. Derimot er ikke temperaturen ut av varmpumpen lik de andre. Denne er rundt 1 grad høyere den tiden på døgnet hvor de tre andre målerne viser like temperaturer. Temperaturen ut av varmpumpen skal være tilnærmet lik  $T_{b,INN}$  når det leveres energi fra brønnene. Samtidig skal den være lik de tre andre målerne, når det ikke tas ut energi. Dette er ikke tilfelle i figur 27. Resultatet av disse to detaljanalysene, tyder på at det er måleinstrumentet for  $T_{b,INN}$  som er riktig.



Figur 28: Temperaturen inn og ut av brønner, og inn og ut av varmpumpen.

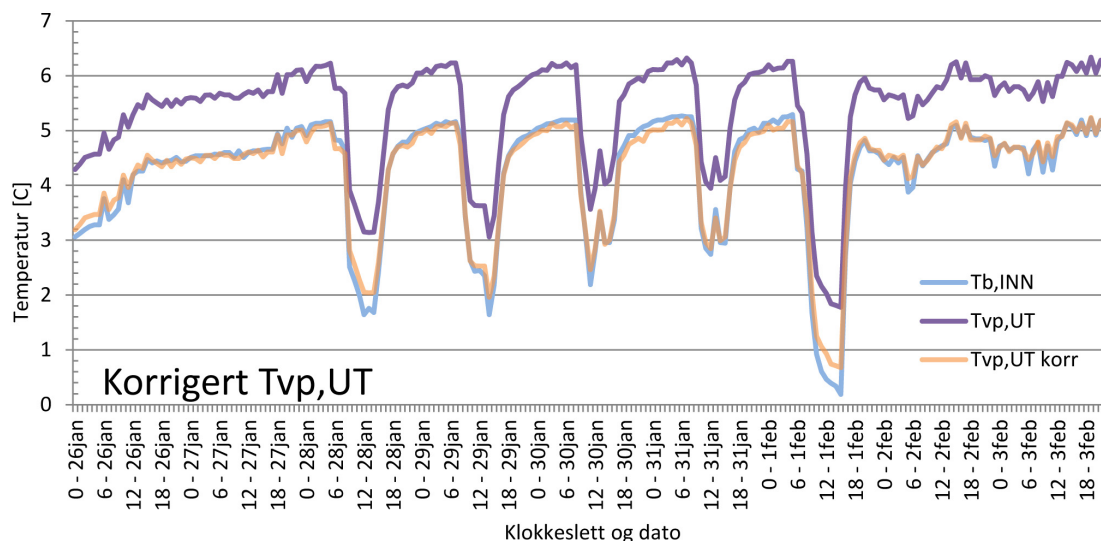
For å bekrefte dette, undersøkes det om  $T_{b,INN}$  også viser korrekte verdier i drifts-

modus 1, når bakkesolfangeren leverer energi til brønnene. Figur 28 viser temperaturen inn og ut av solfangeren, og inn og ut av brønnene fra 15.–22.mai 2012. Hvis temperaturforskjellen over bakkesolfangeren er positiv, skal  $T_{b,INN}$  være tilnærmet lik temperaturen ut av solfangeren. Så lenge  $DT_s$  er større enn null, er temperaturen inn på brønnene tilnærmet lik  $T_{s,UT}$ . Siden måleren for  $T_{b,INN}$  viser riktige temperaturer i denne driftsmodusen, er det rimelig å slå fast at denne måleren er korrekt. Det medfører at det er måleren som angir  $T_{vp,UT}$  som er feilkilden.

Basert på ovenstående detaljanalyse, blir temperaturen ut av varmepumpen korrigert med 1,1 grad. I figur 29 er den korrigerte temperaturen,  $T_{vp,UT-korrigert}$ , plottet sammen med  $T_{vp,UT}$  og  $T_{b,INN}$ . Korreksjonen er gitt ved:

$$T_{vp,UT-korrigert} = T_{vp,UT} - 1,1 \quad (20)$$

Dette gir en temperatur ut av varmepumpen som i større grad samsvarer med den målte temperaturen inn på brønnene.  $T_{vp,UT}$  ville vært en stor feilkilde, hvis den ikke hadde blitt korrigert. I videre beregninger, vil den likevel gi en usikkerhet, da temperaturløstpasningen på 1,1 grad ikke nødvendigvis er like korrekt i hele driftsperioden.



Figur 29: Korrigert temperatur ut av varmepumpen plottet sammen med den målte temperaturen ut av varmepumpen og inn på brønnene.

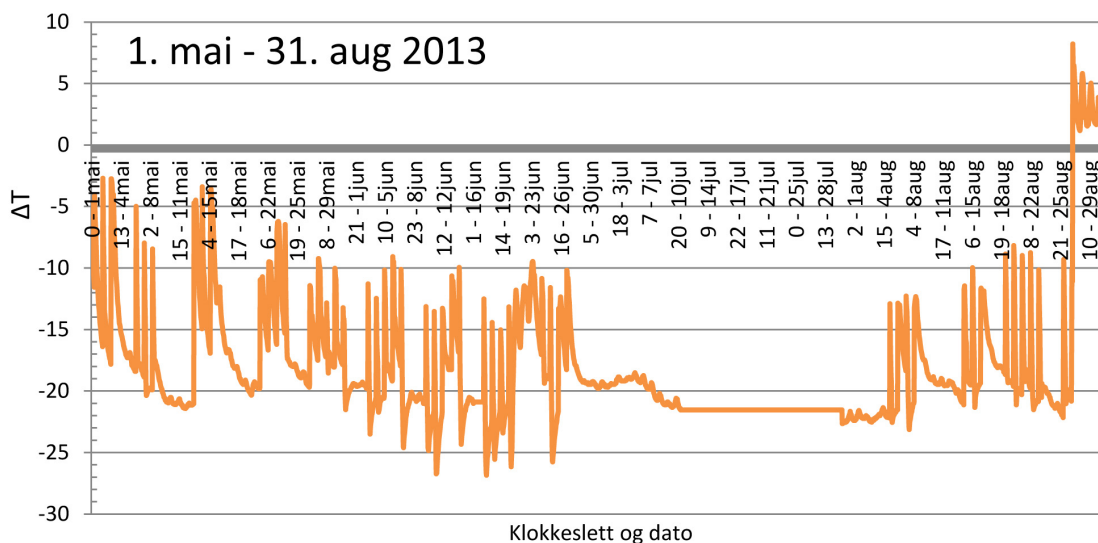
Temperaturforskjellen mellom inn- og utgående temperaturmålere,  $DT$ , blir videre i oppgaven brukt til energiberegninger. Nøyaktigheten til temperaturmåleren som er brukt på anlegget er rundt  $\pm 0,5^\circ\text{C}$  ved lave temperaturer, se tabell 4 [8]. I energiberegningen vil dette kunne være en feilkilde som medfører usikkerhet tilknyttet dataene hentet ut fra disse. Det er vanskelig å fastslå hvor store utslag unøyaktigheten til målerne fører til i den videre energiberegningen.

### 4.5.3 Bakkesolfanger

Temperaturforskjellen over bakkesolfangeren er positiv, hvis den er aktiv. I den definerte sommerperioden i 2013 er  $DT_s$  negativ hele sommeren, se figur 30.  $DT_s$



blir først positiv 27. august, og dette er første gangen bakkesolfangeren aktiveres i 2013. Vanligvis vil brønnene lades hele sommeren. Sommeren 2013 representerer derfor ikke en normal driftssituasjon ved Ljan skole. Hvis man skal se på energiflyten over et år, må denne perioden utelukkes. Derfor brukes data fra 1. april 2012 til 31. mars 2013 for å se på energiflyten over ett år.



Figur 30: Temperaturforskjellen over bakkesolfangeren sommeren 2013.

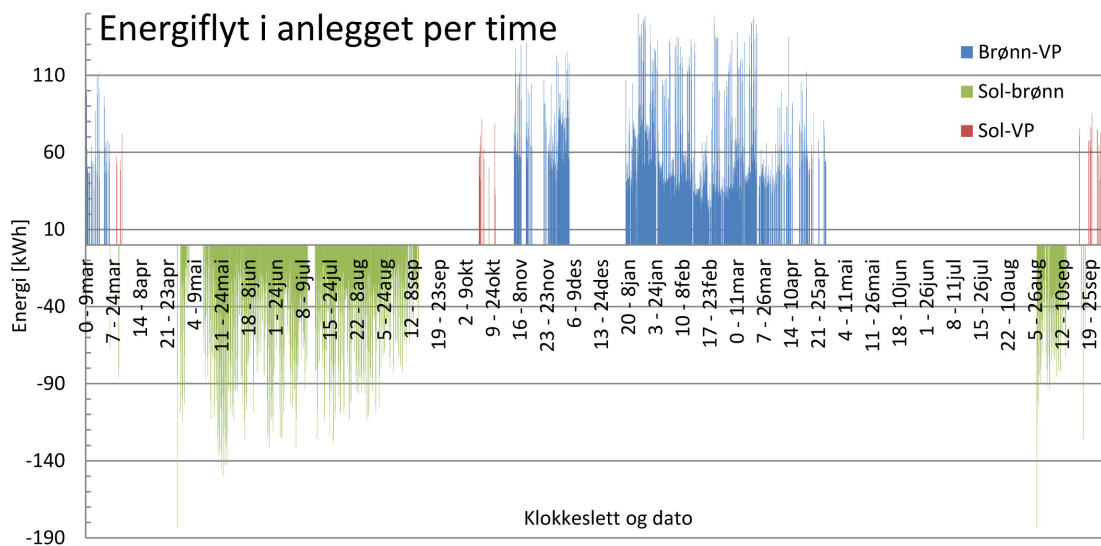
## 4.6 Energianalyse

På bakgrunn av at driftsmodusen til anlegget er bestemt, kunne det gjennomføres en energianalyse av systemet. Energien som er levert fra de ulike varmekildene er beregnet, og presentert i dette avsnittet. I tillegg, går det frem hvordan temperaturen ut av brønnene påvirkes av lading. Beregningene er gitt i vedlegg A.

### 4.6.1 Driftsresultater

Det vil alltid være en massestrøm i systemet. Sammen med de målte temperaturene, og temperaturforskjellene i systemet, blir massestrømmen brukt til å bestemme driftsmodusen. Kriteriene for driftsmodusene er gitt i avsnitt 4.3. Deretter blir temperaturene og massestrømmen brukt til å beregne hvor mye energi som leveres til varmpumpen, og brønnene. Energiberegningene er utført med en korrigert verdi for temperaturen ut av varmpumpen. Sammen med en del loggefeil i systemet, gjør dette at beregningene som blir presentert her vil kunne avvike noe fra den opprinnelige driften ved anlegget på Ljan skole.

Figur 31 viser energileveransen per time i anlegget fra mars 2012 til oktober 2013. Bygningens oppvarmingsbehov er svært avhengig av utetemperaturen og solinnstrålingen. Våren 2012 leveres det energi fra brønnene til varmpumpen frem til slutten av mars, mens det i 2013 var en varmebehov frem til slutten av april. Gjennomsnittlig leverer brønnene energi til varmpumpen fra oktober til april.



Figur 31: Energiflyt på Ljan skole.

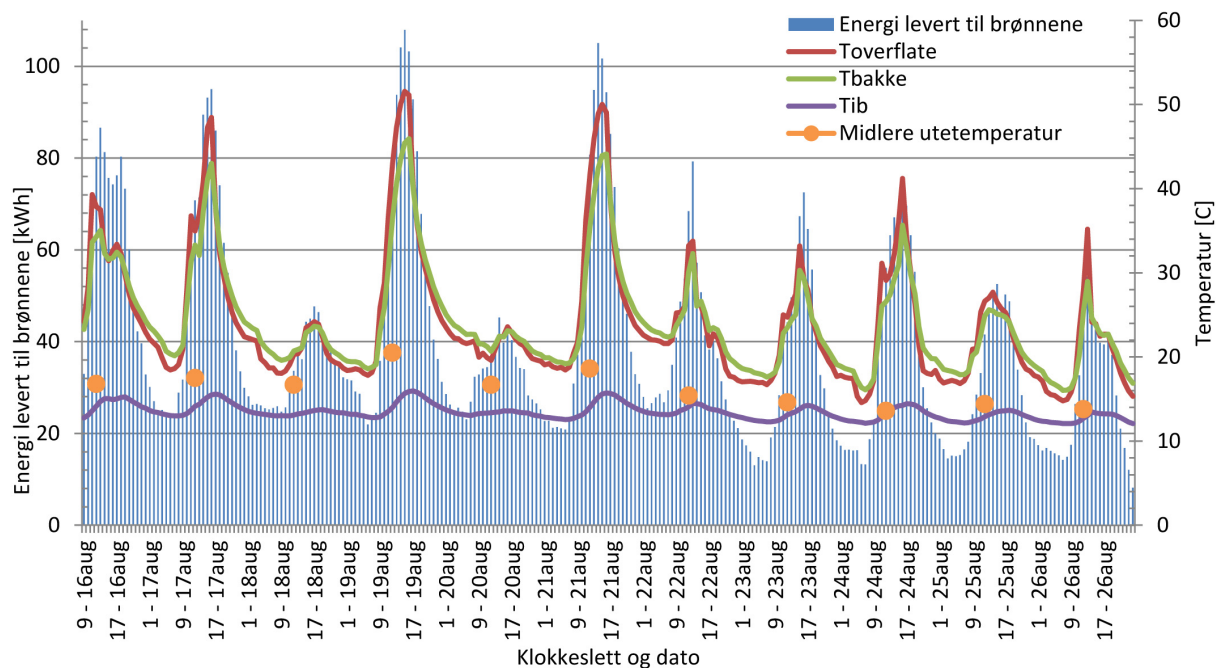
Fra mars 2012 til oktober 2013, er det beregnet at det leveres 136,42 *MWh* fra energibrønnene til varmepumpen. Fra 6. desember 2012, og frem til 7. januar i 2013, har det blitt logget konstante verdier i systemet. Det er derfor ikke mulig å si noe om driftssituasjonen til systemet i denne perioden, og det er ikke beregnet en energileveranse fra brønnene til varmepumpen. Desember er en kald måned, og derfor vil det være naturlig at brønnene leverer energi til varmepumpen. Ved videre bruk av energiberegningene, vil energileveransen fra brønnene til varmepumpen i desember og januar justeres opp for å korrigere for loggefeilen i systemet.

Beregnet energileveranse fra bakkesolfangeren til energibrønnene fra mars 2012 til oktober 2013, er 142,97 *MWh*. Bakkesolfangeren var aktiv fra slutten av mars, til midten av september i 2012. I 2013 var ikke bakkesolfangeren aktiv før i slutten av august. Dette er fordi solfangeren var avslått frem til 27. august i 2013. I løpet av driftsperioden til anlegget, er det kun den første sommerperioden som har bidratt til betydelig lading av brønnene.

Fra bakkesolfangeren til varmepumpen leveres det 3,98 *MWh* fra mars 2012 til oktober 2013. Det er kun 2,8 prosent av den energimengden det er beregnet at blir levert fra solfangeren til brønnene i samme periode. Dette viser at bakkesolfangeren primært brukes til lading av brønnene. For at bakkesolfangeren skal være aktiv, må temperaturen i bakken være høy nok, samtidig som solinnstrålingen må være over  $500 \text{ W/m}^2$  i over 10 *min*. Ljan skole ligger i Sør-Norge, så bakkesolfangeren vil være aktiv sent på våren, på sommeren og på høsten. Oppvarmingsbehovet på skolen er størst om vinteren. Dermed er bakkesolfangeren aktiv i perioder der oppvarmingsbehovet er lite, og det vil ikke være behov for at bakkesolfangeren leverer energi til varmepumpen.

På anlegget i Drake Landing Solar Community, beskrevet i avsnitt 3.1.4, er solfangerne installert på taket. I samme avsnitt er det vist at solfangerne leverer energi, selv om det er kuldegrader ute. Hvis solfangeren var installert på taket på Ljan skole, kunne kanskje solfangeren leverte mer energi direkte til varmepumpen. Begrensningen for leveranse ville da kun vært solinnstrålingen. På bakgrunn av at

Ljan skole er fredet, ble ikke dette vurdert.



Figur 32: Lading av brønner sommer 2012.

Figur 32 illustrerer en av fordelene ved å bruke en bakkesolfanger. Ladingen av brønnene skjer i perioder på sommeren hele døgnet, selv etter at solen har gått ned. I figur 32, er 16. august til og med 26. august 2012 vist som et eksempel. En treghet i varmeoverføringen i grunnen, gjør at temperaturen i solfangersystemet er høy nok til å levere energi til brønnene hele natten. Det er den samme tregheten som gjør at bakkesolfangeren ikke leverer energi til varmepumpen tidlig på våren, fordi bakken enda er for kald.

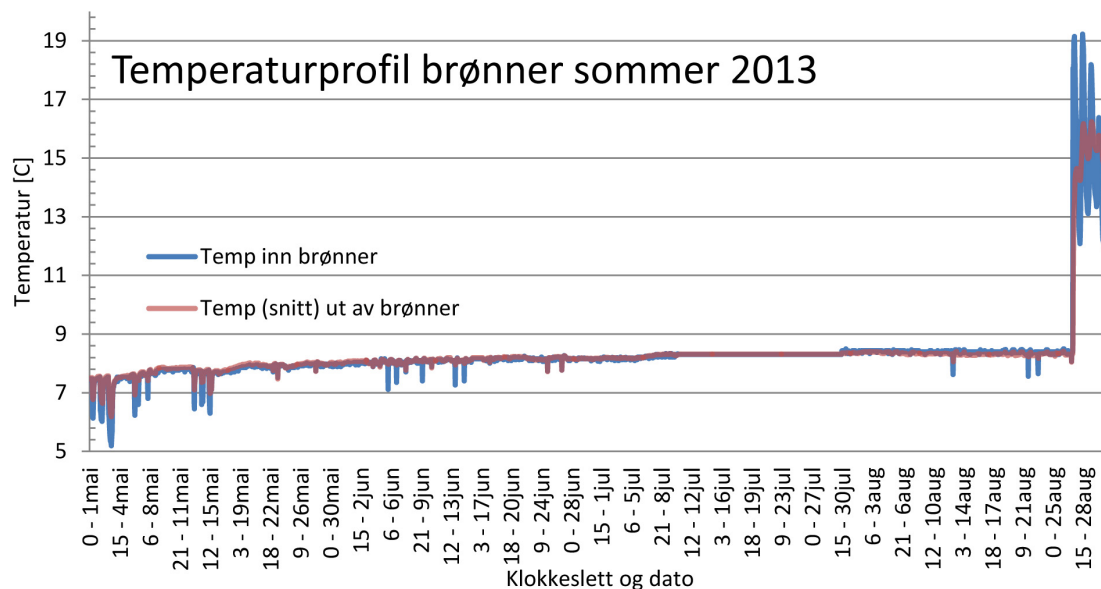
Temperaturen i bakken, og på overflaten, er også plottet i figur 32. Disse temperaturene varierer med solinnstrålingen. De er over 22 °C hver dag, og senkes til 16–17 °C på nettene. Midlere utetemperatur per dag er vist i figur 32 som oransje rundinger. Den ligger nesten hele tiden høyere enn temperaturen ut av de indre brønnene, som varierer mellom 13 og 15 °C. Etter en sommer med lading er temperaturen ut av brønnene rundt 13 °C.

Figur 33 viser temperaturen i brønnene sommeren 2013. Brønnene lades ikke før 27. august. Likevel stiger temperaturen ut av brønnene, fra 7,5 °C 1. mai til 8,72 °C før ladingen starter 27. august. Uten lading stiger temperaturen rundt 1,2 °C i løpet av sommeren. Hvis ikke brønnene tilføres energi over lang tid, vil det være fare for utlading av brønnene. I avsnitt 4.7 undersøkes det hva som skjer med middeltemperaturen over brønnene, når anlegget driftes over lang tid.

Dersom ikke varmepumpen leverer nok varme, starter biokjelen. Figur 34 viser antall timer biokjelen har vært aktiv per dag fra mars 2012 til oktober 2013. Verdien som er logget fra 6. desember 2012 til 7. januar 2013, er følge av en loggefeil i systemet. Det er derfor ikke mulig å si hvor mye biolje som er brukt, eller hvor mange timer biokjelen har vært aktiv i denne perioden.

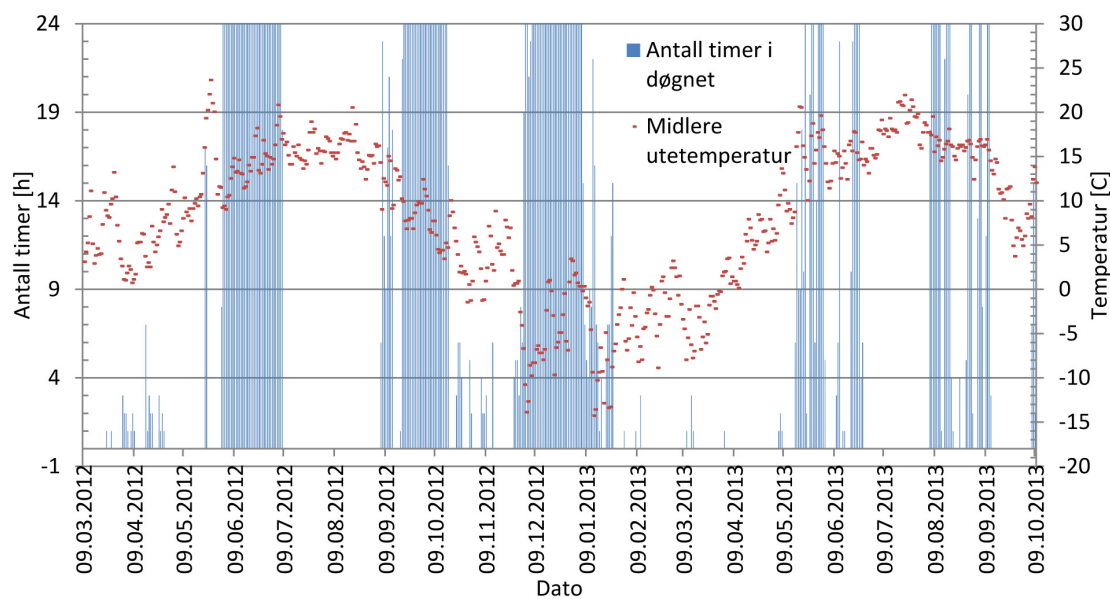
De loggede verdiene fra biokjelen, viser at kjelen har vært aktiv i sommerperioden.





Figur 33: Temperaturprofilen i energibrønnene uten lading sommeren 2013.

De røde prikkene i figur 34, er midlere utetemperatur per dag. Siden midlere utetemperatur ligger rundt  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  og høyere, er det lite sannsynlig at skolen har et oppvarmingsbehov. Biokjelen kan ha startet som følge av en feil i styringssystemet. Dersom dette er tilfelle, er det viktig å bli oppmerksom på dette, slik at unødvendig forbruk av biolje hindres. Dersom skolen har et oppvarmingsbehov i sommerperioden, vil det være hensiktsmessig om varmepumpen kan starte opp. Da er også sannsynligheten stor for at varmepumpen kunne utnyttet energi direkte fra bakkesolfangeren.



Figur 34: Antall timer biokjelen har vært aktiv i driftsperioden.

## 4.7 EED-simulering

En simulering i EED – Earth Energy Designer, viser hvordan temperaturen i borehullene påvirkes av energitilførsel og energiuttak [6]. Programmet ser på systemet over lang tid, og viser midlere temperatur over brønnene under-, og etter, 25 års drift. Om temperaturen synker, eller stiger, i løpet av driftstiden, avhenger av forholdet mellom hvor mye energi som trekkes ut-, og hvor mye energi som tilføres borehullene.

### 4.7.1 Parametere

Egenskapene til grunnen, borehullene og varmevekslerne er betydelige for varmeoverføringen i energibrønnene. Fire ulike energiscenarier for anlegget på Ljan skole blir simulert i EED.

Tabell 5, 6, 7 og 8 oppsummerer verdiene som er brukt for egenskapene til henholdsvis grunnen, borehullene, U-rørene og arbeidsmediet i simuleringen. I EED er det ikke mulig å simulere en sirkulær konfigurasjon. Et rektangel på  $4 \cdot 6$  brønner blir derfor anvendt i simuleringen. På grunn av dette settes avstanden mellom brønnene til  $6 \text{ m}$ . På Ljan skole tilføres det kun energi til de indre brønnene. I EED-simuleringen, vil energi tilføres alle de tjuefire brønnene. Dette gjør at massestrømmen ikke endres ut i fra driftssituasjon, men er konstant hele året.

Tabell 5: Egenskaper for grunnen.

Varmeledningsevne	$3,60 \text{ W/m} \cdot \text{K}$
Varmekapasitet	$2,16 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$
Årsmiddeltemperatur	$6 \text{ }^\circ\text{C}$
Geotermisk varmestrøm	$0,05 \text{ W/m}^2$

Tabell 6: Egenskaper for borehullene.

Konfigurasjon	$4 \cdot 6$ rektangel
Dybde	$200 \text{ m}$
Diameter	$139,7 \text{ mm}$

Tabell 7: Egenskaper for de enkle U-rørene.

Diameter	$40 \text{ mm}$
Tykkelse	$2,40 \text{ mm}$
Diameter	$139,7 \text{ mm}$
Avstand fra sentrum til sentrum på U-røret	$95 \text{ mm}$
Varmledningsevne	$0,42 \text{ W/m} \cdot \text{K}$
Fyllmassens varmeledningsevne	$139,7 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

Tabell 8: Egenskaper for arbeidsmediet.

Varmeledningsevne	$0,44 \text{ W/m} \cdot \text{K}$
Spesifikk varmekapasitet	$4,25 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$
Tetthet	$960 \text{ kg/m}^3$
Viskositet	$0,0076 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$
Frysepunkt	$-15 \text{ }^\circ\text{C}$
Volumstrøm per borehull	$0,6 \text{ L/s}$

#### 4.7.2 Energileveransen til og fra energibrønnene

I en EED-simulering er det nødvendig å vite varme- og kjølebehovet per måned over et år. Varmebehovet beskriver oppvarmingsbehovet i bygningen som er tilknyttet anlegget. Sammen med årlig effektfaktor beregner EED energien som er levert fra brønnene. I denne oppgaven er det allerede beregnet hvor mye energi som leveres fra brønnene til varmpumpen. Ved å si at det er direkte oppvarming, kan disse verdiene brukes for varmebehovet. På samme måte, er kjølebehovet energien som blir tilført energibrønnene. På Ljan skole tilsvarer dette energien som leveres fra bakkesolfangeren til energibrønnene. EED-simuleringen blir gjort for fire energiscenarioer:

1. Scenario 1
  - Det leveres mer energi fra brønnene, enn det som leveres til brønnene.
2. Scenario 2
  - Det leveres mer energi til brønnene, enn det som leveres fra brønnene.
3. Scenario 3
  - Det leveres like mye energi fra brønnene, som til brønnene.
4. Scenario 4
  - Brønnene lades ikke.

På bakgrunn av analysen gjort tidligere i oppgaven, blir energiberegninger fra april 2012 til og med mars 2013 valgt til å representere et driftsår på Ljan skole. Disse verdiene er oppgitt i vedlegg A. Dataene for energimengden i desember 2012, og begynnelsen av januar 2013, er lave og ufullstendige på grunn av loggefeil i systemet.

Den midlere utetemperaturen var  $-5,4 \text{ }^\circ\text{C}$  i desember og  $-5,1 \text{ }^\circ\text{C}$  januar. Derfor er det antatt at like mye energi brukes per dag disse to månedene. For å korrigere verdien på energileveransen fra brønnene i desember og januar, brukes de loggede verdiene fra siste halvdel av januar 2013. Av disse estimeres gjennomsnittlig energileveranse fra brønnene på en hverdag, og på en fridag. Det skilles mellom hverdager og fridager, fordi varmebehovet på skolen er mindre når den ikke er i bruk. Gjennomsnittlig verdi for en hverdag er  $1,57 \text{ MWh}$ , og  $1,27 \text{ MWh}$  for en fridag, se vedlegg A.

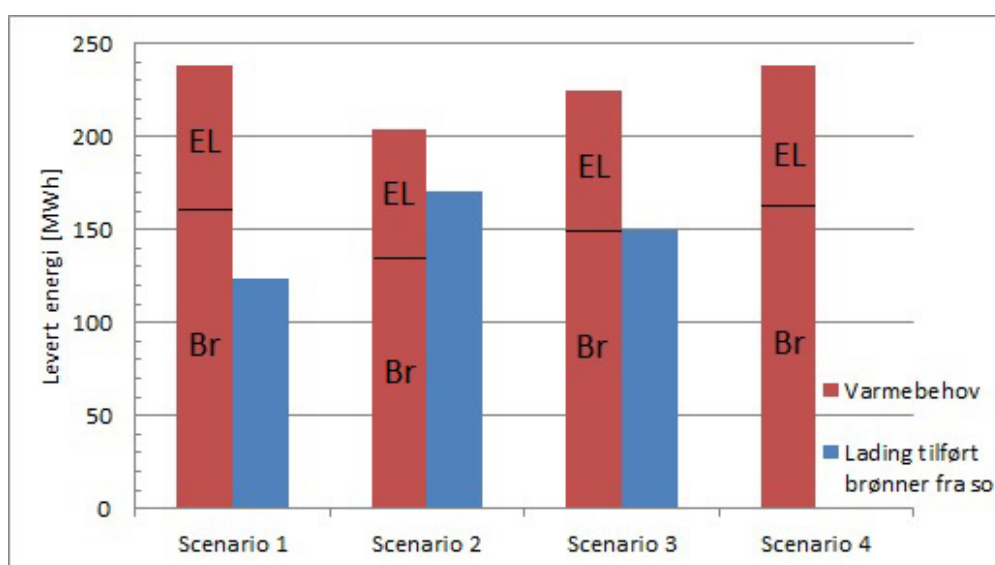
På grunn av loggefeil er det ikke blitt registrert en energileveranse fra brønnene i 11 hverdager, og 14 fridager i desember. Det blir dermed lagt til  $34,92 \text{ MWh}$

Tabell 9: Energileveranse fra brønnene til varmpumpen, (B), og energi levert til brønnene, (S), i MWh for de fire scenarioene.

Mnd	Scenario 1		Scenario 2		Scenario 3		Scenario 4	
	B	S	B	S	B	S	B	S
Apr	0	0,49	0	16,48	0	9,48	0	0
Mai	0	26,71	0	26,71	0	26,71	0	0
Jun	0	30,05	0	30,05	0	30,05	0	0
Jul	0	30,41	0	30,41	0	30,41	0	0
Aug	0	29,59	0	29,59	0	29,59	0	0
Sep	0	6,84	0	22,76	0	22,76	0	0
Okt	0	0	0	14,84	0	0,89	0	0
Nov	15,16	0	15,16	0	15,16	0	15,16	0
Des	40,80	0	31,73	0	37,73	0	40,80	0
Jan	40,12	0	30,73	0	35,73	0	40,12	0
Feb	31,35	0	31,35	0	31,35	0	31,35	0
Mar	31,46	0	27,09	0	29,93	0	31,46	0

i levert energi fra brønnene til varmpumpen i desember 2012. Tilsvarende blir det for januar lagt til 7,24 MWh. Se vedlegg A for utregningene. Sammen med de beregnede verdiene for energileveransen fra brønnene til varmpumpen, utgjør dette energien som leveres fra brønnene til varmpumpen i scenario 1.

Mengden energi som leveres fra bakkesolfangeren til brønnene i scenario 1, er beregnet ut i fra driftsdata. Det blir da totalt levert mer energi fra brønnene, enn det som tilføres brønnene fra bakkesolfangeren. Energien som leveres til-, og fra, brønnene i hvert scenario er oppført i tabell 9. "B" betegner energien som er levert fra brønnene til varmpumpen, mens "S" er energien som leveres fra bakkesolfangeren til brønnene.



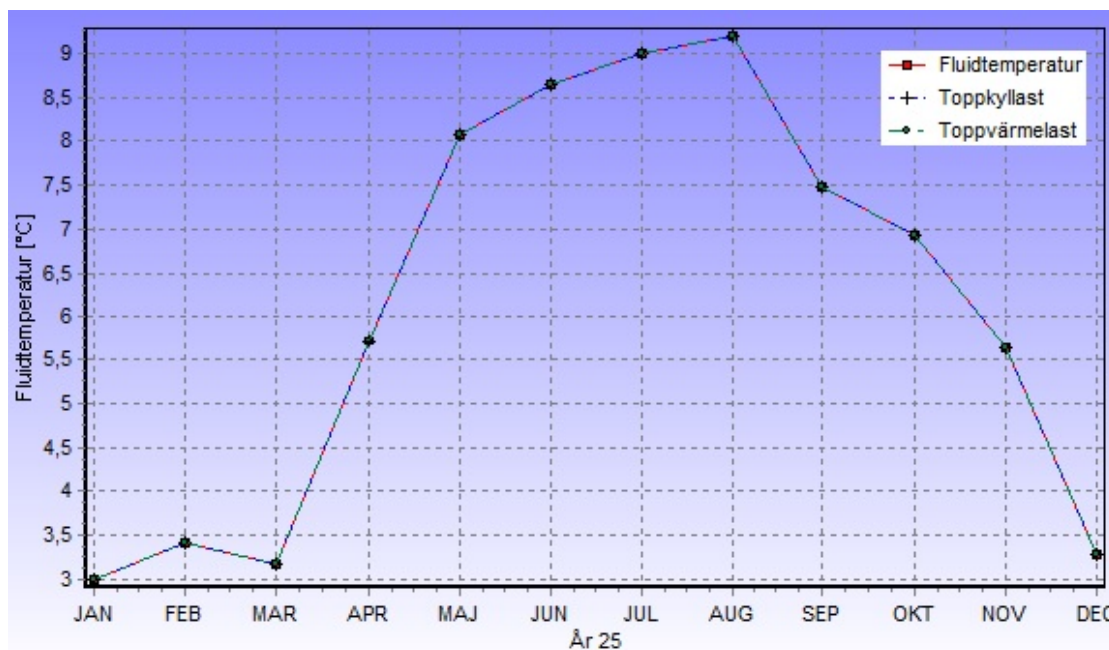
Figur 35: Varmebehovet til skolen og ladingen av energibrønnene i scenarioene som simuleres i EED.

I scenario 1 tas det ut 34,79 *MWh* mer energi enn det som tilføres brønnene fra solfangeren. Valgte verdiene for tilførsel- og uttak av energi fra brønnene i scenario 2 er gjort med utgangspunkt i differansen mellom disse fra scenario 1. Det tilføres da 34,79 *MWh* mer energi til brønnene, enn det som tas ut. I scenario 3 er verdiene justert slik at tilførsel- og uttaket av energi er like stort. I scenario 4 lades ikke brønnene, og det leveres like mye energi fra brønnene som i scenario 1.

Figur 35 viser varmebehovet i bygningen i de ulike scenarioene, når det antas en årlig effektfaktor på 3. Varmebehovet er delt inn til energi tilført fra brønnene, “B”, og tilført elektrisk energi i varmepumpen, “EL”. Bygningens varmebehov er over 200 *MWh* i alle tilfellene. På forhånd er varmebehovet på Ljan skole estimert til rundt 200 *MWh*.

### 4.7.3 Scenario 1

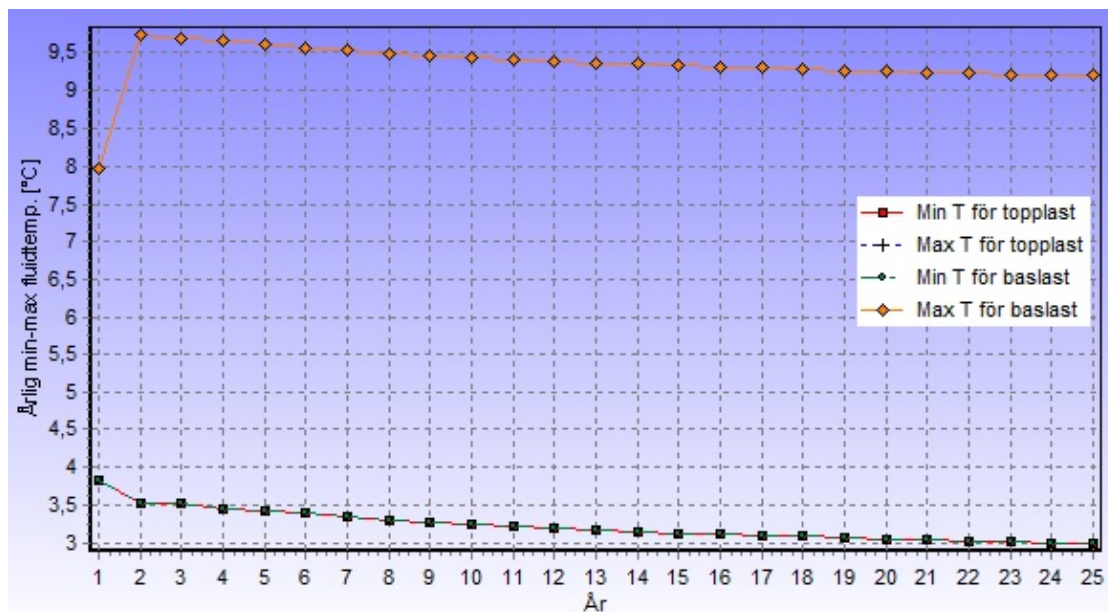
I scenario 1, simuleres et tilfelle hvor det hentes ut mer energi fra brønnene, enn det som lagres i dem. Varme- og kjølebehovet for scenario 1 i tabell 9 legges inn i EED, sammen med egenskapene til grunnen, borehullene, U-rørene og arbeidsmediet fra tabell 5, 6, 7 og 8. Både uttaket og lagringen er satt som direkte, da det som er oppgitt som varmebehov er mengden energi som er tatt ut av brønnene, og kjølebehovet er hvor mye energi som har blitt levert til brønnene. Dataene fra simuleringen er oppgitt i vedlegg B.



Figur 36: Middelttemperaturen for scenario 1, det 25. året systemet er i drift.

EED simuleringen gir grafer som viser snittet av temperaturen inn og ut av brønnene, heretter kalt middelttemperatur. Figur 36 viser middelttemperaturen i slutten av hver måned for det 25. året systemet er i drift. Maksimal middelttemperatur på fluidet vil i år 25 være 9,19 °C i august. Det er naturlig at den høyeste middelttemperaturen i systemet kommer på slutten av sommeren, etter at det termiske

lageret har blitt tilført energi over en lenger periode. Den laveste temperaturen er i januar, og er 3 °C.



Figur 37: Laveste-, og høyeste middeltemperatur i systemet hvert år for scenario 1.

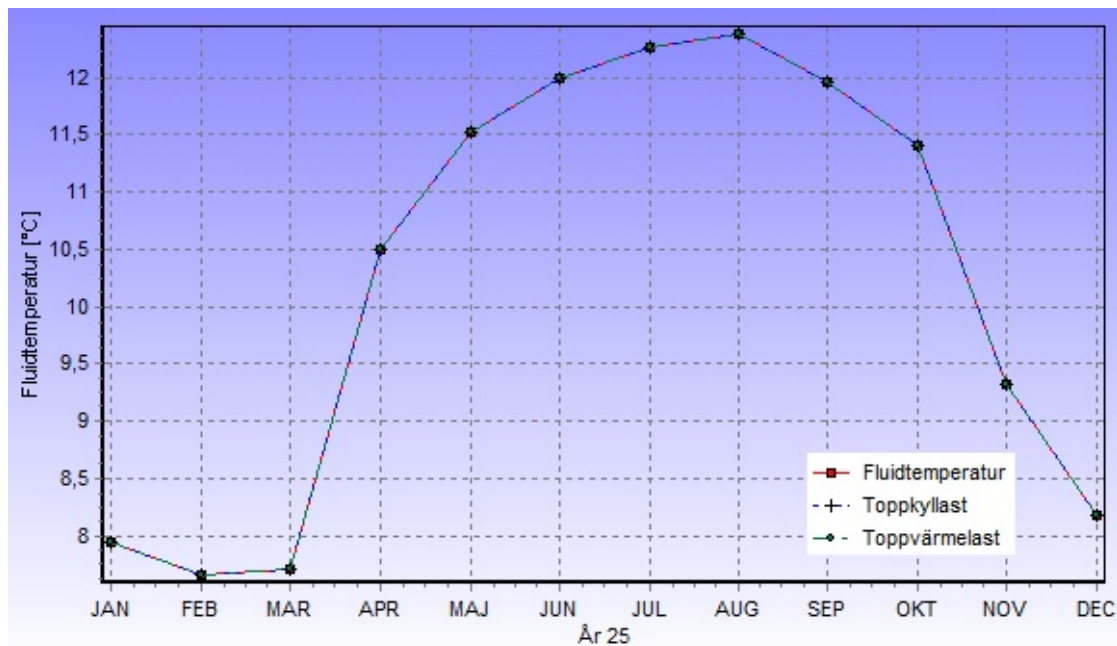
Figur 37 viser minimum og maksimal middeltemperatur som en funksjon av årene systemet er i drift. Maksimaltemperaturen i systemet stiger frem til det andre året systemet er i drift. Deretter synker den sakte fra 9,73 °C til 9,19 °C frem til det 25. driftsåret. Den laveste middeltemperaturen synker også, og er på sitt laveste i år 25. Av figur 36 og 37, ser man at hvis det tas ut mer energi av brønnene enn det som blir tilført, vil temperaturene i grunnen synke.

#### 4.7.4 Scenario 2

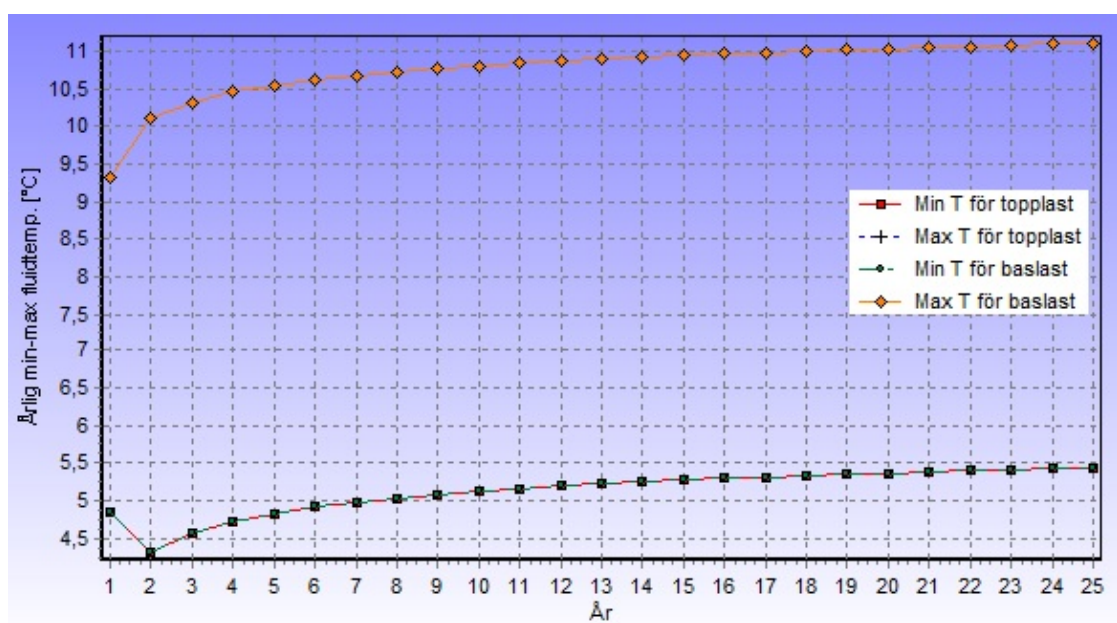
Scenario 2 illustrerer et tilfelle hvor det lagres mer energi i brønnene enn det som tas ut. Data som er brukt for dette scenarioet er oppgitt i tabell 9, og utdata fra simuleringen er gitt i vedlegg C. Figur 38 viser middeltemperaturen den sisten dagen i hver måned, i det 25. året systemet er i drift. Den høyeste middeltemperaturen, på 11,10 °C, oppnås i august, mot slutten av ladeperioden. Den laveste middeltemperaturen er på 5,44 °C i februar. Det er hele 2,44 °C høyere enn for scenario 1, hvor det var underskudd på lading.

Figur 39 viser høyeste og laveste middeltemperatur hvert år, de 25 årene systemet er simulert. Den maksimale middeltemperaturen stiger fra 9,33 °C det første året, til 11,10 °C i driftsår 25. Likeledes stiger den laveste middeltemperaturen, fra et minimum i år 2 på 4,31 °C til 5,44 °C i år 25. Middeltemperaturen stiger, fordi det hvert år leveres mer energi til brønnene enn det som tas ut av dem.

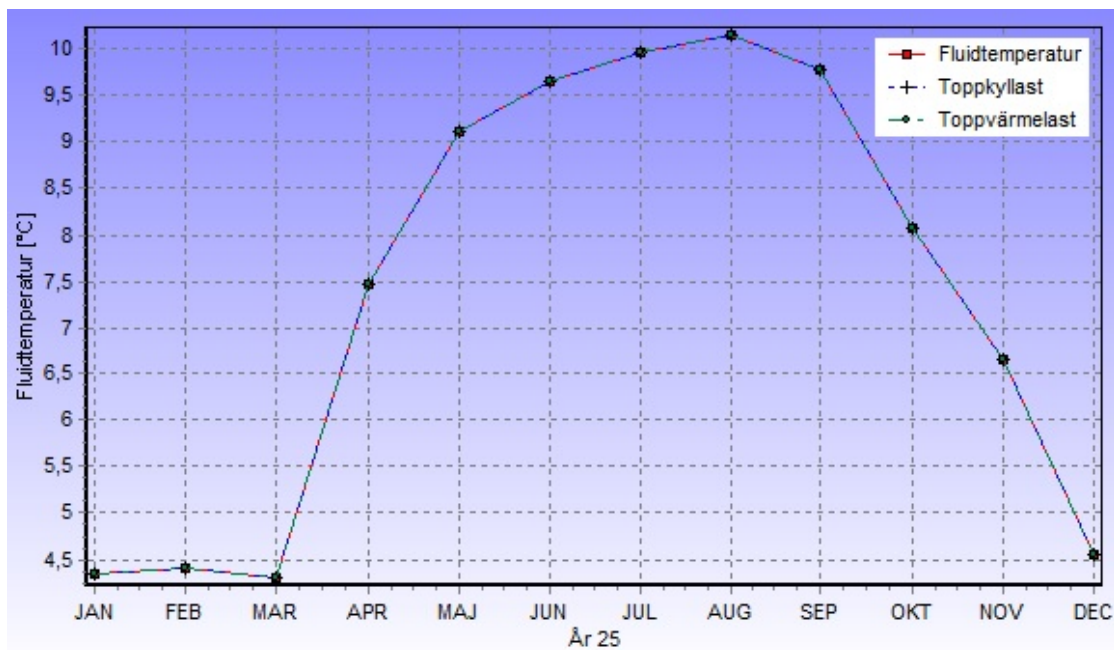




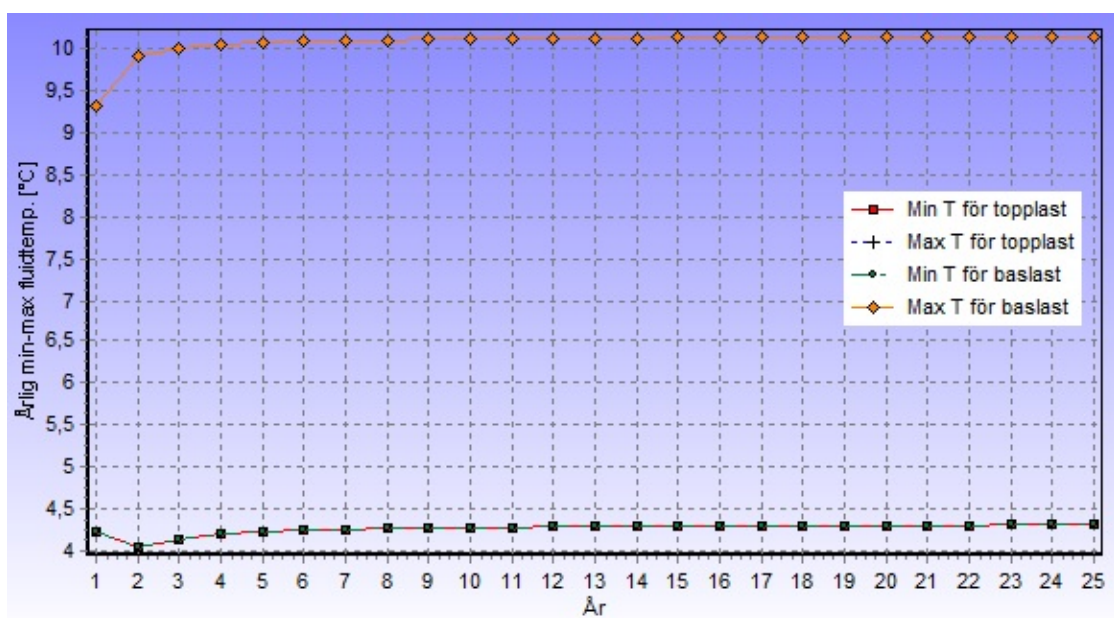
Figur 38: Middeltemperaturen for scenario 2, det 25. året systemet er i drift.



Figur 39: Laveste-, og høyeste middeltemperatur i systemet hvert år for scenario 2.



Figur 40: Middelttemperaturen for scenario 3, det 25. året systemet er i drift.



Figur 41: Laveste-, og høyeste middeltemperatur i systemet hvert år for scenario 3.



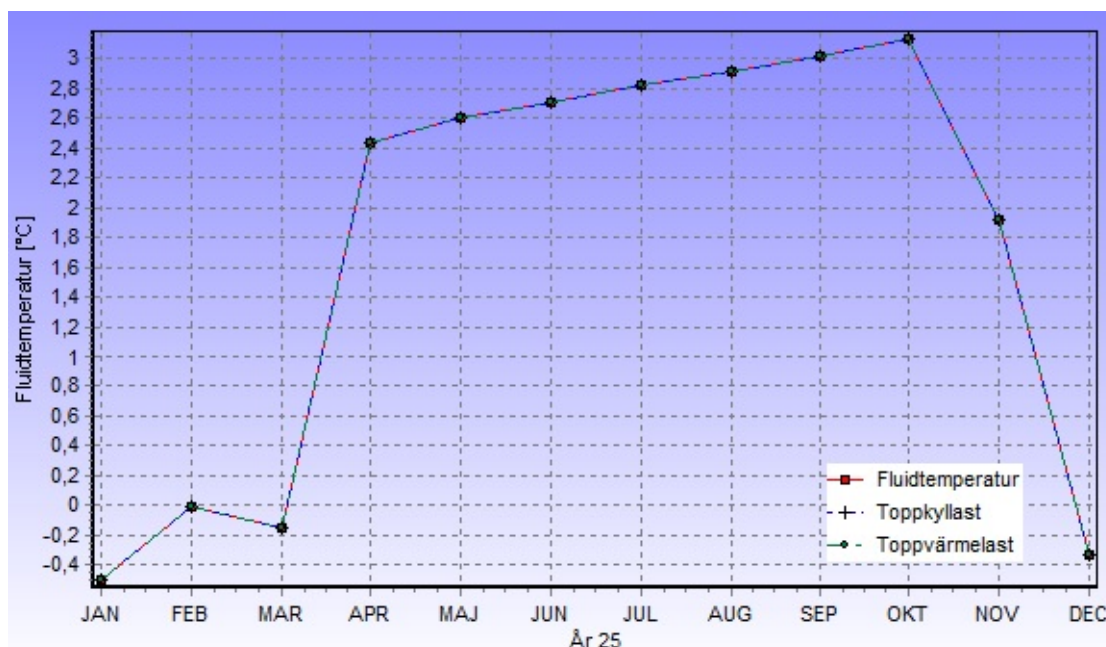
### 4.7.5 Scenario 3

Energimengden som er brukt i scenario 3 er også vist i tabell 9. Dataene fra simuleringen i EED ligger i vedlegg D. Scenario 3 viser et tilfelle der det tilføres like mye energi til brønnene, som det som tas ut. I det 25. driftsåret, vil den maksimale middeltemperaturen i systemet være 10,15 °C i slutten av august. Slik det går frem av figur 40, er den laveste middeltemperaturen i det 25. driftsåret 4,31 °C i slutten av mars.

Figur 41 viser den høyeste-, og laveste middeltemperaturen i systemet som en funksjon av de 25 årene systemet er simulert. Begge grafene jevner seg ut over tid, slik at temperaturen blir stabil. Temperaturen er rundt 10 °C for den høyeste middeltemperaturen, og rundt 4,3 °C for den laveste middeltemperaturen. Temperaturene blir liggende på et stabilt nivå fordi energibalansen over brønnene er null – det tilføres like mye energi som det tas ut av brønnene.

### 4.7.6 Scenario 4

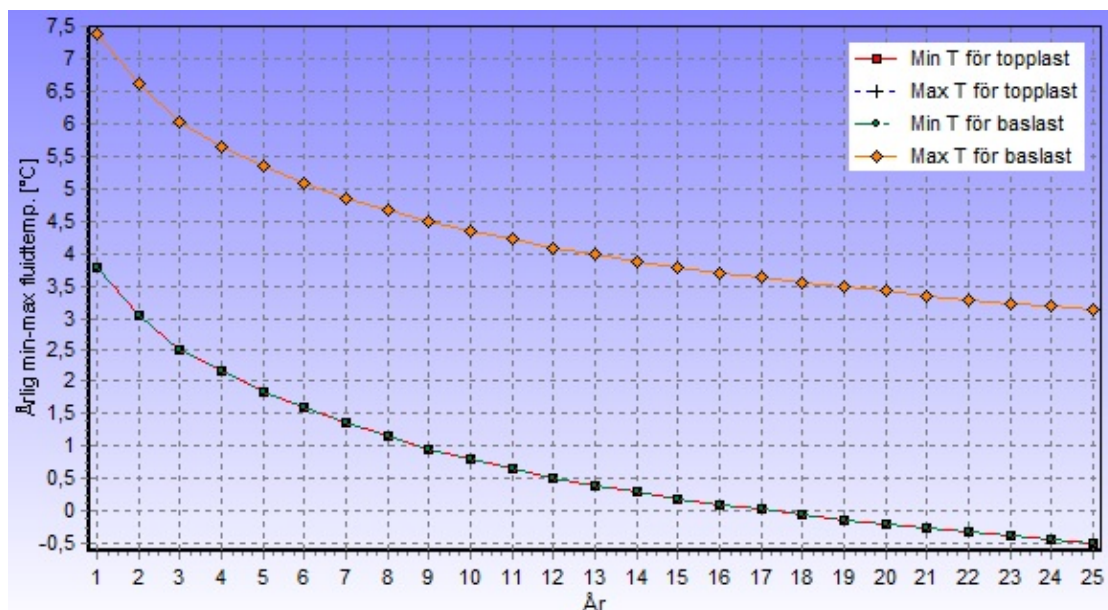
Scenario 4 beskriver et tilfelle der brønnene ikke lades. Utdataene fra EED simuleringen er vist i vedlegg E, og energiuttaket fra brønnene er beskrevet i tabell 9. Figur 42 viser middeltemperaturen ved slutten av hver måned for det 25. året systemet er i drift. Den høyeste temperaturen er 3,13 °C i slutten av oktober. I de andre tilfellene oppnådde systemet høyest middeltemperatur i slutten av august, dette var fordi borehullene ble tilført energi. I scenario 4 er det ingen lading, og den høyeste middeltemperaturen finner derfor sted før høstens varmebehov setter inn. Den laveste temperaturen i år 25 er -0,5 °C i slutten av januar. Middeltemperaturen er lavere over hele året, enn det den var i de tre andre scenarioene.



Figur 42: Middeltemperaturen for scenario 4, det 25. året systemet er i drift.

Figur 43 viser hvordan den høyeste og laveste middeltemperaturen endrer seg over

de 25 årene systemet er simulert. Siden det ikke tilføres noe energi til borehullene, synker temperaturen gradvis. Den maksimale middeltemperaturen minker hele  $4,26\text{ }^{\circ}\text{C}$  i løpet av de 25 årene. Likeledes synker den laveste middeltemperaturen  $4,48\text{ }^{\circ}\text{C}$  over samme periode.



Figur 43: Laveste-, og høyeste middeltemperatur i systemet hvert år for scenario 4.

#### 4.7.7 Oppsummering av de fire scenarioene

Disse simuleringene er gjort på en konfigurasjon med 24 borehull i et rektangel, på  $4 \cdot 6$  borehull. Borehullene på Ljan skole er plassert i en sirkulær konfigurasjon. En sirkulær konfigurasjon skal være bedre når borehullene skal brukes som et termisk lager, altså at de tilføres energi i deler av året. Grafene som er fremstilt i dette avsnittet, vil derfor kunne avvike noe i forhold til de faktiske forholdene.

Tabell 10 er en oppsummering av resultatene fra simuleringen av de fire scenarioene. Det eneste som er ulikt for scenarioene, er energiuttaket og energitilførselen til brønnene. Scenario 2 har den høyeste middeltemperaturen i slutten av august i driftsår 25. Det er fordi det her tilføres mer energi til brønnene enn det som tas ut. Den er  $7,97\text{ }^{\circ}\text{C}$  høyere enn for scenario 4 hvor brønnene ikke lades i det hele tatt. Enda brønnene i scenario 2 mottar  $34,79\text{ MWh}$  mer energi enn de leverer, så er den høyeste middeltemperaturen i august kun  $0,95\text{ }^{\circ}\text{C}$  høyere enn for scenario 3, hvor brønnene ikke tilføres mer energi enn det som hentes ut.

I driftsår 25, vil scenario 2 også ha den høyeste middeltemperaturen av de laveste temperaturene. Den er på  $5,44\text{ }^{\circ}\text{C}$ , som er  $1,13$  grader høyere enn for systemet hvor energibalansen er null, altså scenario 3. Den er hele  $5,94\text{ }^{\circ}\text{C}$  høyere enn for scenario 4, hvor brønnene ikke lades.

For scenario 1, brukes det  $34,79\text{ MWh}$  mer fra brønnene enn det som lagres i dem. Dette scenarioet får da en laveste middeltemperatur som ligger  $2,44\text{ }^{\circ}\text{C}$  under den

Tabell 10: Oppsummering av de fire scenarioene

	Scenario 1	Scenario 2	Scenario 3	Scenario 4
Høyeste middeltemperatur i år 25	9,19	11,10	10,15	3,13
Laveste middeltemperatur i år 25	3,0	5,44	4,31	-0,5
Maksimal middeltemperatur	synker	stiger	stabil	synker
Laveste middeltemperatur	synker	stiger	stabil	synker

laveste temperaturen i scenario 2, hvor det lagres mer energi i brønnene enn det som tas ut. Den er 1,31 °C lavere enn i scenario 3, hvor energibalansen er null. Siden brønnene tilføres en del energi i scenario 1, er middeltemperaturen, både den lave og høye, høyere enn for scenario 4, hvor det ikke tilføres energi til brønnene.

Hvordan systemet opererer over lang tid er veldig viktig, fordi varmepumpens COP minker med 3–4 prosent for hver grad varmekildens temperatur synker [27]. En følge av det, er at anleggets totale virkningsgrad synker. Hvis det tilføres like mye energi til brønnene, som det som tas ut av dem, vil temperaturene i systemet holde seg stabile ved en drift på 25 år. Hvis det tilføres mer energi til brønnene, enn det som brukes, vil temperaturene i systemet øke. Ved liten eller ingen lading av brønnene, vil temperaturene i systemet synke. Jo mindre brønnene lades, i forhold til det de leverer, jo raskere vil temperaturene synke. Ved store uttak av energi fra borehull, er det derfor nødvendig med tilførsel av energi for å unngå en synkende temperatur i brønnen.



## 5 Konklusjon

Anlegget på Ljan skole har tre driftsmodi. Bruk av brønner som varmekilde, bruk av bakkesolfangeren som varmekilde og lading av brønnene med energi fra bakkesolfangeren. Driftsmodusene er avhengig av temperaturene i systemet. Disse er logget, men under en detaljanalyse av dataene ble det oppdaget feil i disse. I flere perioder har ikke verdiene i systemet blitt registrert, noe som gir en usikkerhet i energiberegningen. Det gjør det også vanskelig å trekke slutninger om den totale energileveransen i anlegget.

Temperaturmåleren, RT500, som måler temperaturen ut av varmpumpen, angir en temperatur som er for høy. Det ble avdekket under en detaljanalyse av dataene. Verdien for temperaturen ut av varmpumpen er korrigert med  $-1,1$  °C i oppgaven, og den nye verdien blir bruk i energiberegningene.

Bakkesolfangeren var ikke aktiv våren og sommeren 2013, noe som gjør at dataene fra denne perioden ikke representerer en vanlig driftssituasjon på skolen. For å representere et normalt år for anlegget ved Ljan skole, kunne derfor ikke disse dataene brukes. Det gjør at utvalget av data er begrenset av loggefeil, målefeil og at bakkesolfangeren ikke var aktiv før sent i august 2013.

At solfangeren er plassert under asfalten på Ljan skole, gjør at den i perioder kan levere energi til borehullene hele døgnet. Varmen som lagres i det øverst laget av bakken gjør dette mulig. På samme måte, blir ikke bakkesolfangeren aktivert før temperaturene i bakken er høye nok på våren. Varmebehovet ved skolen avtar med økende utetemperatur, så energibehovet er lite i periodene hvor bakkesolfangeren er aktiv. Det fører til at det ikke leveres noe særlig energi fra bakkesolfangeren til varmpumpen. På Ljan skole brukes derfor bakkesolfangeren primært til å levere energi til energibrønnene.

I EED har fire scenarioer med ulike verdier for energitilførsel og energiuttak fra energibrønnene på Ljan skole blitt simulert. Hvis det ikke tilføres energi til brønnene, vil temperaturen i brønnene synke. Da vil også varmpumpens effektfaktor minke. Hvis det tas ut like mye energi som det som blir tilført, vil middeltemperaturene over brønnene holde seg stabil over en lang driftsperiode. Ved å tilføre mer energi til brønnene enn det som hentes ut, vil middeltemperaturen over de øke. Dette viser at dersom det tas ut energi fra grunnen, er det helt nødvendig med tilførsel av energi for å opprettholde virkningsgraden til anlegget.



## 6 Forslag til videre arbeid

I denne oppgaven er det brukt mye tid på å analysere, og å forstå, de loggede verdiene. Det har gjort at kun systemet utenfor bygningen har blitt analysert. Videre arbeid i analysedelen, ville vært å undersøke varmepumpen, kretsen inne i bygningen, om disse målerne er korrekte, og om styringen av systemet er god. Samt å kalibrere alle temperaturmålerne på anlegget, for å øke nøyaktigheten på de fremtidige målingene. Videre kan varmepumpens COP beregnes. Ut i fra dette, kan man se om dimensjoneringen av varmepumpen har vært godt tilpasset driftssituasjonen.

Det er alltid en massestrøm i anlegget, uansett om det blir levert energi eller ikke. Dette krever pumpearbeid. Det ville vært interessant å se på energiforbruket i de ulike komponentene, og hvor mye energi som forbrukes når arbeidsmediet sirkulerer hele døgnet. Hvis trykkfallet over pumpen i anlegget er kjent, kan arbeidet i denne beregnes ut i fra virkningsgraden og strømningsmengden gjennom den.

I forbindelse med bakkesolfangeren, kan utnyttingsgraden av solinnstrålingen beregnes. Det vil si hvor mye energi leverer bakkesolfangeren til systemet, i forhold til hvor mye sol som treffer overflatearealet på solfangeren. Ville en solfanger på taket utnyttet solinnstrålingen bedre, og vil dette være fordelaktig i forhold til en bakkesolfanger når lignende prosjekter skal realiseres? Samtidig kunne det vært interessant å vite om virkningsgraden til det totale systemet hadde økt, dersom solfangeren også hadde blitt brukt til oppvarming av tappevann. I tillegg vil videre arbeid i forbindelse med bakkesolfangeren kunne være å finne ut om det er mer hensiktsmessig å lade brønnene med en annen kilde, for eksempel ventilasjonsluft.

De loggede dataene inneholder en del feil. I tillegg strekker de seg kun over halvannet år. Ved å gjøre en analyse av driften på Ljan skole på et senere tidspunkt, vil flere data være tilgjengelig. Når man har et større datagrunnlag, vil det være enklere å trekke slutninger som inneholder færre potensielle feilkilder, og å se generelle trekk i forbindelse med driften. Ved å ha tilgang på mer data, kan det også være mulig å si noe om den overordnede energisituasjonen i brønnene på anlegget på Ljan skole. I første rekke om det totalt brukes mer energi fra brønnene, enn det som lagres, eller motsatt. Å kunne følge med på om temperaturen synker, opprettholdes eller øker, vil være viktig for driften av anlegget over lang tid. Med de dataene som er tilgjengelig nå, er det ikke mulig å si noe om den overordnede energisituasjonen i brønnene.





## Referanser

- [1] José Acuña. Improvements of U-pipe Borehole Heat Exchangers. <http://kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:318637/FULLTEXT01.pdf>, KTH, Applied Thermodynamics and Refrigeration, 2010. QC 20100517.
- [2] O. Andersson, L. Rydell, and A. Algotsson. Efficient usage of waste heat by applying a seasonal energy storage (BTES) at ITT Water and Wastewater AB, Emmaboda, Sweden. [http://intraweb.stockton.edu/eyos/energy\\_studies/content/docs/effstock09/Session\\_11\\_1\\_Case%20studies\\_Overviews/101.pdf](http://intraweb.stockton.edu/eyos/energy_studies/content/docs/effstock09/Session_11_1_Case%20studies_Overviews/101.pdf), 2008.
- [3] Biol AS. Tekniske data om Biofyringsolje B100. <http://www.biol.no/?136422>, lest november 2013.
- [4] Sigum AS. Databla for en Elektromagnetisk forsterker av typen M2000. <http://www.sigum.no/assets/files/produkter/instrumentering/mengdemalere/magnetiskemengdemalere/Badger%20M2000%20elektromagnetiske%20mengdemalere.datablad%20Norsk%20rev%201.0.2010.pdf>, September 2010. Datablad kan hentes fra denne nettsiden.
- [5] Sigum AS. Brukermanual: Badger Meter Europa GmbH – ModMAG M2000. [http://www.sigum.no/assets/files/produkter/instrumentering/mengdemalere/magnetiskemengdemalere/MID\\_M2000\\_Manual\\_Norsk\\_2013%20%20REV3.1%20-%20TOV.pdf](http://www.sigum.no/assets/files/produkter/instrumentering/mengdemalere/magnetiskemengdemalere/MID_M2000_Manual_Norsk_2013%20%20REV3.1%20-%20TOV.pdf), Januar 2013. Brukermanual på norsk kan hentes fra denne nettsiden.
- [6] European Ground Source Heat Pump Association. EED – Earth Energy Designer. <http://www.egshpa.com/eed-earth-energy-designer/>, oversikt over programvaren, lest desember 2013.
- [7] Drake Landing Solar Community. Welcome to Drake Landing Solar Community. <http://www.dlsc.ca/index.htm>, hjemmesiden til prosjektet, lest sist 15. november 2013.
- [8] Schneider Electric. Forvaltning-, drift- og vedlikeholdsdokumentasjon på anlegget, overlevert ved ferdigstilling av anlegg, desember 2011. Dokumentasjonen er gitt driftsavdelingen ved Ljan skole.
- [9] Enova. Utfasing av oljekjel. <http://www.enova.no/radgivning/privat/rad-om-produkter-og-losninger/oppvarmingsalternativ/utfasing-av-oljekjel/utfasing-av-oljekjel/508/1252/>, Lest 12.11.2013 kl. 10.30.
- [10] Markus Heikkilä. EC-DECLARATION OF CONFORMITY. En deklarasjon fra Scancool AB, som har levert varmpumpen om innhold og trykk- og temperaturklasse. Kun tilgjengelig for eiere, overlevert ved installasjon av varmpumpen, november 2011.
- [11] Göran Hellström. UTES Experiences from Sweden. [http://www.icax.co.uk/pdf/REHAU\\_Hellstrom\\_UTES.pdf](http://www.icax.co.uk/pdf/REHAU_Hellstrom_UTES.pdf), 2011.
- [12] Jon Henriksen. Stor økning innen fornybar energi og fjernvarme. <http://www.vvsforum.no/artikkel/2384/stor-oekning-innen-fornybar-energi-og-fjernvarme.html>, Januar 2010.

- [13] Elisabeth Kjellson. Solar Collectors Combined with Ground-Source Heat Pumps in Dwellings – Analyses of System Performance. [http://lup.lub.lu.se/luur/download?func=downloadFile &recordOId=1501869&fileOId=1501885](http://lup.lub.lu.se/luur/download?func=downloadFile&recordOId=1501869&fileOId=1501885), Lund Inst. of Tech., Lund (Sweden). Div. of Building Physics, 2009.
- [14] Louis Lamarche and Benoit Beauchamp. A new contribution to the finite line-source model for geothermal boreholes. *Energy and Buildings*, 39(2):188 – 198, 2007.
- [15] Louis Lamarche, Stanislaw Kajl, and Benoit Beauchamp. A review of methods to evaluate borehole thermal resistances in geothermal heat-pump systems. *Geothermics*, 39(2):187 – 200, 2010.
- [16] Kun Sang Lee. *Underground Thermal Energy Storage*. Green Energy and Technology. Springer, ISBN 978-1-4471-4273-7 edition, 2013.
- [17] Oddvar Lind. Ljan skole satser på smart varme. <http://www.miljostrategi.no/en/Avfall/Ljan-skole-satser-pa-smart-skolevarme/>, September 2011.
- [18] M. Lundh and J.-O. Dalenbäck. Swedish solar heated residential area with seasonal storage in rock: Initial evaluation. *Renewable Energy*, 33(4):703 – 711, 2008.
- [19] K. Midttømme, I. Berre, A. Hauge, T. E. Musæus, and B. R. Kristjansson. Geothermal energy - Country update for Norway. <http://www.geothermal-energy.org/pdf/IGAstandard/WGC/2010/0171.pdf>, April 2010.
- [20] K. Midttømme, A. Hauge, R. S. Grini, J. Stene, and H. Skarphagen. Underground Thermal Energy Storage (UTES) with Heat Pumps in Norway. [http://talon.stockton.edu/eyos/energy\\_studies/content/docs/effstock09/Session\\_10\\_3\\_Overviews/93.pdf](http://talon.stockton.edu/eyos/energy_studies/content/docs/effstock09/Session_10_3_Overviews/93.pdf), lest november 2013.
- [21] Randi Kalskin Ramstad. Kombinasjon med sol og geoenergi - Eksempel fra Ljan skole. <http://cger.no/doc//Randi%20Ljan%20skole.pdf>, 29. august 2013. Foredrag på GeoEnergi i Bergen.
- [22] Knut A. Rosvold. Plusshus. i Store norske leksikon. <http://snl.no/plusshus.>, 27. mai 2012, lest 12.des 2013.
- [23] Andreas Schwencke. Analysis and modeling of deep energy wells. Masteroppgave ved Institutt for Energi og Prosessteknikk, NTNU, våren 2013.
- [24] SINTEF. Grunnvarmebaserte varmepumpesystemer for oppvarming og kjøling av bygninger – Grunnvarme. <http://www.sintef.no/Projectweb/Annex29/Grunnvarme/>, August 2011.
- [25] Jørn Stene. *IEA HPP Annex 29 - Ground-Source Heat Pumps Overcoming Technical and Market Barriers, Status Report NORWAY*. SINTEF, Desember 2004.
- [26] Jørn Stene. Forelesningsfoilere i TEP4260 – Varmepumper for bygningsklimatisering på NTNU, 2012.

- [27] Jørn Stene. Varmepumper for oppvarming og kjøling av større bygninger. Gitt som et dokument i TEP 16 – Varmepumpeteknikk, forelest på NTNU høsten 2013, lagt ut 1. november 2013.
- [28] H. Zeng, N. Diao, and Z. Fang. Heat transfer analysis of boreholes in vertical ground heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(23):4467 – 4481, 2003.
- [29] H. Y. Zeng, N. R. Diao, and Z. H. Fang. A finite line-source model for boreholes in geothermal heat exchangers. *Heat Transfer—Asian Research*, 31(7):558–567, 2002.



## A Vedlegg regneark

Alle beregningene som er gjort i oppgaven er vedlagt i Excel-filen som er brent på CD. Regnearket består av åtte faner, hva de ulike regnearkene inneholder blir gjennomgått i den første fanen i vedlegget.

## B Vedlegg scenario 1

ICEED Version 3,16 - www.buildingphysics.com - license for ENERGY- AND PROCESS, NTNU  
 Indatafil : \\sambaad.stud.ntnu.no\unap\Una Ljan EED\Ljan\_sc1.dat  
 Denna utdatafil:LJAN SC1,OUT Datum: 10,12,2013 Tid: 17:39:06

### PROJEKTBESKRIVNING []

#### SNABBAKTA

Kostnad	-
Antal borrhål	24
Djup	200,00 m
Total borrhålslängd	4800,00 m

#### INDATA FÖR DESIGN

=====

#### MARK

Värmeledningsförmåga	3,600 w/(m·K)
Värmekapacitet	2,160 MJ/(m <sup>3</sup> ·K)
Årsmedeltemperatur	6,00 °C
Geotermiskt värme flöde	0,0500 w/m <sup>2</sup>

#### BORRHÅL

Konfiguration:	332 ("24 : 4 x 6 rectangle")
Djup	200,00 m
Avstånd	6,00 m
Borrhålsvärmväxlare	Enkelt U-rör
Diameter	139,70 mm
U-rör diameter	40,000 mm
U-rör tjocklek	2,400 mm
U-rör värmeledningsförmåga	0,420 w/(m·K)
U-rör skänkelavstånd	95,000 mm
Fyllnad: värmeledningsförmåga	0,600 w/(m·K)
Kontaktmotstånd rör/fyllnad	0,0000 (m·K)/W

#### TERMISKT MOTSTÅND

Borrhålsmotståndet beräknas,	
Antal multipoler	10
Intern värmeöverföring mellan rören nedåt/uppåt beaktas,	

#### KÖLDBÄRARVÄTSKA

Värmeledningsförmåga	0,4400 w/(m·K)
Specifik värmekapacitet	4250,000 J/(kg·K)
Densitet	960,000 kg/m <sup>3</sup>
Viskositet	0,007600 kg/(m·s)
Frys punkt	-15,0 °C
Volymflöde per borrhål	0,600 l/s

#### BASLAST

Säsongsvärmefaktor (varmvatten)	3,00
Säsongsvärmefaktor (uppvärmning)	99999,00
Säsongsvärmefaktor (kylning)	99999,00

## Månatliga energivärden [Mwh]

Månad	Värmelast	Kyllast	Marklast
JAN	40,12	0,00	40,120
FEB	31,35	0,00	31,350
MAR	31,46	0,00	31,460
APR	0,00	0,49	-0,490
MAJ	0,00	26,71	-26,710
JUN	0,00	30,05	-30,050
JUL	0,00	30,41	-30,410
AUG	0,00	29,59	-29,590
SEP	0,00	6,84	-6,840
OKT	0,00	0,00	0,000
NOV	15,16	0,00	15,160
DEC	40,80	0,00	40,800
<b>Totalt</b>	<b>158,89</b>	<b>124,09</b>	<b>34,797</b>

## SPETSLAST

## Spetslaster per månad [kw]

Månad	Spetsvärme	Varaktighet	Spetskyla	Varaktighet [h]
JAN	0,00	0,0	0,00	0,0
FEB	0,00	0,0	0,00	0,0
MAR	0,00	0,0	0,00	0,0
APR	0,00	0,0	0,00	0,0
MAJ	0,00	0,0	0,00	0,0
JUN	0,00	0,0	0,00	0,0
JUL	0,00	0,0	0,00	0,0
AUG	0,00	0,0	0,00	0,0
SEP	0,00	0,0	0,00	0,0
OKT	0,00	0,0	0,00	0,0
NOV	0,00	0,0	0,00	0,0
DEC	0,00	0,0	0,00	0,0

Antal simuleringsår 25  
Första månad för igångsättning SEP

B E R Ä K N A D E    V Ä R D E N

Total borrhålslängd 4800,00 m

## TERMISKA MOTSTÅND

Internt borrhålsmotstånd 0,5597 (m·K)/w  
Reynolds tal 2741  
Termiskt motstånd fluid/rör 0,0133 (m·K)/w  
Termiskt motstånd rörmaterial 0,0484 (m·K)/w  
Kontaktmotstånd rör/fyllnadsmat, 0,0000 (m·K)/w  
Borrhålsmotstånd fluid/mark 0,1203 (m·K)/w  
Effektivt borrhålsmotstånd 0,1243 (m·K)/w

## SPECIFIKT EFFEKTUTTAG [w/m]

Månad	Baslast	Värmespetslast	Kylspetslast
JAN	11,45	0,00	-0,00
FEB	8,95	0,00	-0,00
MAR	8,98	0,00	-0,00
APR	-0,14	0,00	-0,00
MAJ	-7,62	0,00	-0,00
JUN	-8,58	0,00	-0,00
JUL	-8,68	0,00	-0,00
AUG	-8,44	0,00	-0,00
SEP	-1,95	0,00	-0,00
OKT	0,00	0,00	-0,00
NOV	4,33	0,00	-0,00
DEC	11,64	0,00	-0,00

## BASLAST: MEDELFLUIDTEMPERATURER (i slutet av månaden) [°C]

År	1	2	5	10	25
JAN	7,39	3,53	3,43	3,25	3,00
FEB	7,39	3,97	3,85	3,67	3,42
MAR	7,39	3,75	3,60	3,43	3,18
APR	7,39	6,29	6,15	5,98	5,73
MAJ	7,39	8,62	8,49	8,32	8,08
JUN	7,39	9,17	9,06	8,89	8,65
JUL	7,39	9,51	9,40	9,24	8,99
AUG	7,39	9,73	9,60	9,44	9,19
SEP	7,97	8,05	7,89	7,72	7,48
OKT	7,45	7,52	7,34	7,17	6,93
NOV	6,15	6,22	6,03	5,86	5,62
DEC	3,83	3,85	3,68	3,51	3,28

## BASLAST ÅR 25

Lägsta medelfluidtemperatur  
Högsta medelfluidtemperatur

3,00 °C vid slutet av JAN  
9,19 °C vid slutet av AUG

## SPETSVÄRMELAST: MEDELFLUIDTEMPERATURER (i slutet av månaden) [°C]

År	1	2	5	10	25
JAN	7,39	3,53	3,43	3,25	3,00
FEB	7,39	3,97	3,85	3,67	3,42
MAR	7,39	3,75	3,60	3,43	3,18
APR	7,39	6,29	6,15	5,98	5,73
MAJ	7,39	8,62	8,49	8,32	8,08
JUN	7,39	9,17	9,06	8,89	8,65
JUL	7,39	9,51	9,40	9,24	8,99
AUG	7,39	9,73	9,60	9,44	9,19
SEP	7,97	8,05	7,89	7,72	7,48
OKT	7,45	7,52	7,34	7,17	6,93
NOV	6,15	6,22	6,03	5,86	5,62
DEC	3,83	3,85	3,68	3,51	3,28

## SPETSVÄRMELAST ÅR 25

Lägsta medelfluidtemperatur  
Högsta medelfluidtemperatur

3,00 °C vid slutet av JAN  
9,19 °C vid slutet av AUG

## SPETSKYLLAST: MEDELFLUIDTEMPERATURER (i slutet av månaden) [°C]

År	1	2	5	10	25
JAN	7,39	3,53	3,43	3,25	3,00
FEB	7,39	3,97	3,85	3,67	3,42
MAR	7,39	3,75	3,60	3,43	3,18
APR	7,39	6,29	6,15	5,98	5,73
MAJ	7,39	8,62	8,49	8,32	8,08
JUN	7,39	9,17	9,06	8,89	8,65
JUL	7,39	9,51	9,40	9,24	8,99
AUG	7,39	9,73	9,60	9,44	9,19
SEP	7,97	8,05	7,89	7,72	7,48
OKT	7,45	7,52	7,34	7,17	6,93
NOV	6,15	6,22	6,03	5,86	5,62
DEC	3,83	3,85	3,68	3,51	3,28

## SPETSKYLLAST ÅR 25

Lägsta medelfluidtemperatur  
Högsta medelfluidtemperatur

3,00 °C vid slutet av JAN  
9,19 °C vid slutet av AUG



## C Vedlegg scenario 2

EED Version 3,16 - www.buildingphysics.com - license for ENERGY- AND PROCESS, NTNU  
 Indatafil : \\sambaad.stud.ntnu.no\unap\Una Ljan EED\ljansc2.dat  
 Denna utdatafil:LJANSC2,OUT Datum: 10,12,2013 Tid: 17:42:52

### PROJEKTBEKRIVNING []

#### SNABBFAKTA

Kostnad	-
Antal borrhål	24
Djup	200,00 m
Total borrhålslängd	4800,00 m

#### INDATA FÖR DESIGN

=====

#### MARK

Värmeledningsförmåga	3,600 W/(m·K)
Värme kapacitet	2,160 MJ/(m <sup>3</sup> ·K)
Årsmedeltemperatur	6,00 °C
Geotermiskt värme flöde	0,0500 W/m <sup>2</sup>

#### BORRHÅL

Konfiguration:	332 ("24 : 4 x 6 rectangle")
Djup	200,00 m
Avstånd	6,00 m
Borrhålsvärmväxlare	Enkelt U-rör
Diameter	139,70 mm
U-rör diameter	40,000 mm
U-rör tjocklek	2,400 mm
U-rör värmeledningsförmåga	0,420 W/(m·K)
U-rör skänkelavstånd	95,000 mm
Fyllnad: värmeledningsförmåga	0,600 W/(m·K)
Kontaktmotstånd rör/fyllnad	0,0000 (m·K)/W

#### TERMISKT MOTSTÅND

Borrhålsmotståndet beräknas,	
Antal multipoler	10
Intern värmeöverföring mellan rören nedåt/uppåt beaktas,	

#### KÖLDBÄRARVÄTSKA

Värmeledningsförmåga	0,4400 W/(m·K)
Specifik värme kapacitet	4250,000 J/(kg·K)
Densitet	960,000 kg/m <sup>3</sup>
Viskositet	0,007600 kg/(m·s)
Frys punkt	-15,0 °C
Volym flöde per borrhål	0,600 l/s

#### BASLAST

Säsongsvärmefaktor (varmvatten)	3,00
Säsongsvärmefaktor (uppvärmning)	99999,00
Säsongsvärmefaktor (kylning)	99999,00

Månatliga energivärden [Mwh]			
Månad	Värmelast	Kyllast	Marklast
JAN	30,73	0,00	30,730
FEB	31,35	0,00	31,350
MAR	27,09	0,00	27,090
APR	0,00	16,48	-16,480
MAJ	0,00	26,71	-26,710
JUN	0,00	30,05	-30,050
JUL	0,00	30,41	-30,410
AUG	0,00	29,59	-29,590
SEP	0,00	22,76	-22,760
OKT	0,00	14,84	-14,840
NOV	15,16	0,00	15,160
DEC	31,73	0,00	31,730
<b>Totalt</b>	<b>136,06</b>	<b>170,84</b>	<b>-34,783</b>

## SPETSLAST

Spetslaster per månad [kw]				
Månad	Spetsvärme	varaktighet	Spetskyla	varaktighet [h]
JAN	0,00	0,0	0,00	0,0
FEB	0,00	0,0	0,00	0,0
MAR	0,00	0,0	0,00	0,0
APR	0,00	0,0	0,00	0,0
MAJ	0,00	0,0	0,00	0,0
JUN	0,00	0,0	0,00	0,0
JUL	0,00	0,0	0,00	0,0
AUG	0,00	0,0	0,00	0,0
SEP	0,00	0,0	0,00	0,0
OKT	0,00	0,0	0,00	0,0
NOV	0,00	0,0	0,00	0,0
DEC	0,00	0,0	0,00	0,0

Antal simuleringsår 25  
 Första månad för igångsättning SEP

B E R Ä K N A D E      V Ä R D E N

Total borrhålslängd 4800,00 m

## TERMISKA MOTSTÅND

Internt borrhålsmotstånd 0,5597 (m·K)/w  
 Reynolds tal 2741  
 Termiskt motstånd fluid/rör 0,0133 (m·K)/w  
 Termiskt motstånd rörmaterial 0,0484 (m·K)/w  
 Kontaktmotstånd rör/fyllnadsmat, 0,0000 (m·K)/w  
 Borrhålsmotstånd fluid/mark 0,1203 (m·K)/w  
 Effektivt borrhålsmotstånd 0,1243 (m·K)/w

## SPECIFIKT EFFEKTUTTAG [w/m]

Månad	Baslast	värmespetslast	kylspetslast
JAN	8,77	0,00	-0,00
FEB	8,95	0,00	-0,00
MAR	7,73	0,00	-0,00
APR	-4,70	0,00	-0,00
MAJ	-7,62	0,00	-0,00
JUN	-8,58	0,00	-0,00
JUL	-8,68	0,00	-0,00
AUG	-8,44	0,00	-0,00
SEP	-6,50	0,00	-0,00
OKT	-4,24	0,00	-0,00
NOV	4,33	0,00	-0,00
DEC	9,06	0,00	-0,00

## BASLAST: MEDELFLUIDTEMPERATURER (i slutet av månaden) [°C]

År	1	2	5	10	25
JAN	7,39	4,63	5,20	5,49	5,81
FEB	7,39	4,31	4,83	5,13	5,44
MAR	7,39	4,47	4,95	5,24	5,55
APR	7,39	8,02	8,50	8,79	9,09
MAJ	7,39	9,07	9,56	9,84	10,15
JUN	7,39	9,59	10,08	10,36	10,66
JUL	7,39	9,91	10,38	10,66	10,96
AUG	7,39	10,10	10,53	10,80	11,10
SEP	9,33	9,77	10,16	10,42	10,72
OKT	8,86	9,29	9,63	9,89	10,18
NOV	6,40	6,81	7,14	7,40	7,69
DEC	4,84	5,18	5,53	5,78	6,07

## BASLAST ÅR 25

Lägsta medelfluidtemperatur  
Högsta medelfluidtemperatur

5,44 °C vid slutet av FEB  
11,10 °C vid slutet av AUG

## SPETSVÄRMELAST: MEDELFLUIDTEMPERATURER (i slutet av månaden) [°C]

År	1	2	5	10	25
JAN	7,39	4,63	5,20	5,49	5,81
FEB	7,39	4,31	4,83	5,13	5,44
MAR	7,39	4,47	4,95	5,24	5,55
APR	7,39	8,02	8,50	8,79	9,09
MAJ	7,39	9,07	9,56	9,84	10,15
JUN	7,39	9,59	10,08	10,36	10,66
JUL	7,39	9,91	10,38	10,66	10,96
AUG	7,39	10,10	10,53	10,80	11,10
SEP	9,33	9,77	10,16	10,42	10,72
OKT	8,86	9,29	9,63	9,89	10,18
NOV	6,40	6,81	7,14	7,40	7,69
DEC	4,84	5,18	5,53	5,78	6,07

## SPETSVÄRMELAST ÅR 25

Lägsta medelfluidtemperatur  
Högsta medelfluidtemperatur

5,44 °C vid slutet av FEB  
11,10 °C vid slutet av AUG

## SPETSKYLLAST: MEDELFLUIDTEMPERATURER (i slutet av månaden) [°C]

År	1	2	5	10	25
JAN	7,39	4,63	5,20	5,49	5,81
FEB	7,39	4,31	4,83	5,13	5,44
MAR	7,39	4,47	4,95	5,24	5,55
APR	7,39	8,02	8,50	8,79	9,09
MAJ	7,39	9,07	9,56	9,84	10,15
JUN	7,39	9,59	10,08	10,36	10,66
JUL	7,39	9,91	10,38	10,66	10,96
AUG	7,39	10,10	10,53	10,80	11,10
SEP	9,33	9,77	10,16	10,42	10,72
OKT	8,86	9,29	9,63	9,89	10,18
NOV	6,40	6,81	7,14	7,40	7,69
DEC	4,84	5,18	5,53	5,78	6,07

## SPETSKYLLAST ÅR 25

Lägsta medelfluidtemperatur  
Högsta medelfluidtemperatur

5,44 °C vid slutet av FEB  
11,10 °C vid slutet av AUG

## D Vedlegg scenario 3

EED Version 3,16 - www.buildingphysics.com - license for ENERGY- AND PROCESS, NTNU  
 Indatafil : \\sambaad.stud.ntnu.no\unap\Una Ljan EED\LJANSC3.dat  
 Denna utdatafil:LJANSC3,OUT Datum: 10,12,2013 Tid: 17:36:16

### PROJEKTBEKRIVNING

[ ]

### SNABBAKTA

Kostnad	-
Antal borrhål	24
Djup	200,00 m
Total borrhålslængd	4800,00 m

### INDATA FÖR DESIGN

=====

### MARK

Värmeledningsförmåga	3,600 w/(m·K)
Värmekapacitet	2,160 MJ/(m <sup>3</sup> ·K)
Årsmedeltemperatur	6,00 °C
Geotermiskt värme flöde	0,0500 w/m <sup>2</sup>

### BORRHÅL

Konfiguration:	332 ("24 : 4 x 6 rectangle")
Djup	200,00 m
Avstånd	6,00 m
Borrhålsvärmväxlare	Enkelt U-rör
Diameter	139,70 mm
U-rör diameter	40,000 mm
U-rör tjocklek	2,400 mm
U-rör värmeledningsförmåga	0,420 w/(m·K)
U-rör skänkelavstånd	95,000 mm
Fyllnad: värmeledningsförmåga	0,600 w/(m·K)
Kontaktmotstånd rör/fyllnad	0,0000 (m·K)/w

### TERMISKT MOTSTÅND

Borrhålsmotståndet beräknas,	
Antal multipoler	10
Intern värmeöverföring mellan rören nedåt/uppåt beaktas,	

### KÖLDBÄRARVÄTSKA

Värmeledningsförmåga	0,4400 w/(m·K)
Specifik värmekapacitet	4250,000 J/(kg·K)
Densitet	960,000 kg/m <sup>3</sup>
Viskositet	0,007600 kg/(m·s)
Fryspunkt	-15,0 °C
Volymflöde per borrhål	0,600 l/s

### BASLAST

Säsongsvärmefaktor (varmvatten)	3,00
Säsongsvärmefaktor (uppvärmning)	99999,00
Säsongsvärmefaktor (kylning)	99999,00



Månatliga energivärden [Mwh]			
Månad	Värmelast	kyllast	Marklast
JAN	35,73	0,00	35,730
FEB	31,35	0,00	31,350
MAR	29,93	0,00	29,930
APR	0,00	9,48	-9,480
MAJ	0,00	26,71	-26,710
JUN	0,00	30,05	-30,050
JUL	0,00	30,41	-30,410
AUG	0,00	29,59	-29,590
SEP	0,00	22,76	-22,760
OKT	0,00	0,89	-0,890
NOV	15,16	0,00	15,160
DEC	37,73	0,00	37,730
Totalt	149,90	149,89	0,007

## SPETSLAST

Spetslaster per månad [kw]				
Månad	Spetsvärme	Varaktighet	Spetskyla	Varaktighet [h]
JAN	0,00	0,0	0,00	0,0
FEB	0,00	0,0	0,00	0,0
MAR	0,00	0,0	0,00	0,0
APR	0,00	0,0	0,00	0,0
MAJ	0,00	0,0	0,00	0,0
JUN	0,00	0,0	0,00	0,0
JUL	0,00	0,0	0,00	0,0
AUG	0,00	0,0	0,00	0,0
SEP	0,00	0,0	0,00	0,0
OKT	0,00	0,0	0,00	0,0
NOV	0,00	0,0	0,00	0,0
DEC	0,00	0,0	0,00	0,0

Antal simuleringsår 25  
 Första månad för igångsättning SEP

B E R Ä K N A D E    V Ä R D E N  
 =====

Total borrhålslängd 4800,00 m

## TERMISKA MOTSTÅND

Internt borrhålsmotstånd 0,5597 (m·K)/W  
 Reynolds tal 2741  
 Termiskt motstånd fluid/rör 0,0133 (m·K)/W  
 Termiskt motstånd rörmaterial 0,0484 (m·K)/W  
 Kontaktmotstånd rör/fyllnadsmat, 0,0000 (m·K)/W  
 Borrhålsmotstånd fluid/mark 0,1203 (m·K)/W  
 Effektivt borrhålsmotstånd 0,1243 (m·K)/W

## SPECIFIKT EFFEKTUTTAG [W/m]

Månad	Baslast	Värmespetslast	Kylspetslast
JAN	10,20	0,00	-0,00
FEB	8,95	0,00	-0,00
MAR	8,54	0,00	-0,00
APR	-2,71	0,00	-0,00
MAJ	-7,62	0,00	-0,00
JUN	-8,58	0,00	-0,00
JUL	-8,68	0,00	-0,00
AUG	-8,44	0,00	-0,00
SEP	-6,50	0,00	-0,00
OKT	-0,25	0,00	-0,00
NOV	4,33	0,00	-0,00
DEC	10,77	0,00	-0,00

## BASLAST: MEDELFLUIDTEMPERATURER (i slutet av månaden) [°C]

År	1	2	5	10	25
JAN	7,39	4,04	4,27	4,32	4,36
FEB	7,39	4,14	4,33	4,39	4,42
MAR	7,39	4,06	4,22	4,27	4,31
APR	7,39	7,22	7,40	7,45	7,48
MAJ	7,39	8,84	9,02	9,08	9,11
JUN	7,39	9,37	9,56	9,62	9,64
JUL	7,39	9,71	9,89	9,94	9,97
AUG	7,39	9,92	10,07	10,12	10,15
SEP	9,33	9,59	9,70	9,75	9,77
OKT	7,67	7,92	7,99	8,04	8,07
NOV	6,28	6,51	6,59	6,63	6,65
DEC	4,23	4,40	4,49	4,53	4,56

## BASLAST ÅR 25

Lägsta medelfluidtemperatur 4,31 °C vid slutet av MAR  
 Högsta medelfluidtemperatur 10,15 °C vid slutet av AUG

## SPETSVÄRMELAST: MEDELFLUIDTEMPERATURER (i slutet av månaden) [°C]

År	1	2	5	10	25
JAN	7,39	4,04	4,27	4,32	4,36
FEB	7,39	4,14	4,33	4,39	4,42
MAR	7,39	4,06	4,22	4,27	4,31
APR	7,39	7,22	7,40	7,45	7,48
MAJ	7,39	8,84	9,02	9,08	9,11
JUN	7,39	9,37	9,56	9,62	9,64
JUL	7,39	9,71	9,89	9,94	9,97
AUG	7,39	9,92	10,07	10,12	10,15
SEP	9,33	9,59	9,70	9,75	9,77
OKT	7,67	7,92	7,99	8,04	8,07
NOV	6,28	6,51	6,59	6,63	6,65
DEC	4,23	4,40	4,49	4,53	4,56

## SPETSVÄRMELAST ÅR 25

Lägsta medelfluidtemperatur 4,31 °C vid slutet av MAR  
 Högsta medelfluidtemperatur 10,15 °C vid slutet av AUG

## SPETSKYLLAST: MEDELFLUIDTEMPERATURER (i slutet av månaden) [°C]

År	1	2	5	10	25
JAN	7,39	4,04	4,27	4,32	4,36
FEB	7,39	4,14	4,33	4,39	4,42
MAR	7,39	4,06	4,22	4,27	4,31
APR	7,39	7,22	7,40	7,45	7,48
MAJ	7,39	8,84	9,02	9,08	9,11
JUN	7,39	9,37	9,56	9,62	9,64
JUL	7,39	9,71	9,89	9,94	9,97
AUG	7,39	9,92	10,07	10,12	10,15
SEP	9,33	9,59	9,70	9,75	9,77
OKT	7,67	7,92	7,99	8,04	8,07
NOV	6,28	6,51	6,59	6,63	6,65
DEC	4,23	4,40	4,49	4,53	4,56

## SPETSKYLLAST ÅR 25

Lägsta medelfluidtemperatur 4,31 °C vid slutet av MAR  
 Högsta medelfluidtemperatur 10,15 °C vid slutet av AUG

## E Vedlegg scenario 4

EED Version 3,16 - www.buildingphysics.com - license for ENERGY- AND PROCESS, NTNU  
 Indatafil : \\sambaad.stud.ntnu.no\unap\Una Ljan EED\LJANSC4.dat  
 Denna utdatafil:LJANSC4,OUT Datum: 10,12,2013 Tid: 17:48:01

### PROJEKTBEKRIVNING []

#### SNABBFAKTA

Kostnad	-
Antal borrhål	24
Djup	200,00 m
Total borrhålslängd	4800,00 m

#### INDATA FÖR DESIGN

=====

#### MARK

Värmeledningsförmåga	3,600 w/(m·K)
Värmekapacitet	2,160 MJ/(m <sup>3</sup> ·K)
Årsmedeltemperatur	6,00 °C
Geotermiskt värme flöde	0,0500 w/m <sup>2</sup>

#### BORRHÅL

Konfiguration:	332 ("24 : 4 x 6 rectangle")
Djup	200,00 m
Avstånd	6,00 m
Borrhålsvärmväxlare	Enkelt U-rör
Diameter	139,70 mm
U-rör diameter	40,000 mm
U-rör tjocklek	2,400 mm
U-rör värmeledningsförmåga	0,420 w/(m·K)
U-rör skänkelavstånd	95,000 mm
Fyllnad: värmeledningsförmåga	0,600 w/(m·K)
Kontaktmotstånd rör/fyllnad	0,0000 (m·K)/w

#### TERMISKT MOTSTÅND

Borrhålsmotståndet beräknas,	
Antal multipoler	10
Intern värmeöverföring mellan rören nedåt/uppåt beaktas,	

#### KÖLDBÄRARVÄTSKA

Värmeledningsförmåga	0,4400 w/(m·K)
Specifik värmekapacitet	4250,000 J/(kg·K)
Densitet	960,000 kg/m <sup>3</sup>
Viskositet	0,007600 Kg/(m·s)
Frys punkt	-15,0 °C
Volymflöde per borrhål	0,600 l/s

#### BASLAST

Säsongsvärmefaktor (varmvatten)	3,00
Säsongsvärmefaktor (uppvärmning)	99999,00
Säsongsvärmefaktor (kylning)	99999,00







## BASLAST: MEDELFLUIDTEMPERATURER (i slutet av månaden) [°C]

År	1	2	5	10	25
JAN	7,39	3,49	1,90	0,79	-0,50
FEB	7,39	3,93	2,37	1,28	-0,00
MAR	7,39	3,71	2,20	1,13	-0,15
APR	7,39	6,21	4,77	3,70	2,44
MAJ	7,39	6,30	4,91	3,86	2,60
JUN	7,39	6,33	4,99	3,95	2,70
JUL	7,39	6,41	5,09	4,07	2,82
AUG	7,39	6,46	5,16	4,15	2,91
SEP	7,39	6,53	5,24	4,24	3,01
OKT	7,39	6,61	5,34	4,35	3,13
NOV	6,10	5,35	4,11	3,13	1,92
DEC	3,78	3,04	1,84	0,87	-0,33

## BASLAST ÅR 25

Lägsta medelfluidtemperatur -0,50 °C vid slutet av JAN  
 Högsta medelfluidtemperatur 3,13 °C vid slutet av OKT

## SPETSVÄRMELAST: MEDELFLUIDTEMPERATURER (i slutet av månaden) [°C]

År	1	2	5	10	25
JAN	7,39	3,49	1,90	0,79	-0,50
FEB	7,39	3,93	2,37	1,28	-0,00
MAR	7,39	3,71	2,20	1,13	-0,15
APR	7,39	6,21	4,77	3,70	2,44
MAJ	7,39	6,30	4,91	3,86	2,60
JUN	7,39	6,33	4,99	3,95	2,70
JUL	7,39	6,41	5,09	4,07	2,82
AUG	7,39	6,46	5,16	4,15	2,91
SEP	7,39	6,53	5,24	4,24	3,01
OKT	7,39	6,61	5,34	4,35	3,13
NOV	6,10	5,35	4,11	3,13	1,92
DEC	3,78	3,04	1,84	0,87	-0,33

## SPETSVÄRMELAST ÅR 25

Lägsta medelfluidtemperatur -0,50 °C vid slutet av JAN  
 Högsta medelfluidtemperatur 3,13 °C vid slutet av OKT

## SPETSKYLLAST: MEDELFLUIDTEMPERATURER (i slutet av månaden) [°C]

År	1	2	5	10	25
JAN	7,39	3,49	1,90	0,79	-0,50
FEB	7,39	3,93	2,37	1,28	-0,00
MAR	7,39	3,71	2,20	1,13	-0,15
APR	7,39	6,21	4,77	3,70	2,44
MAJ	7,39	6,30	4,91	3,86	2,60
JUN	7,39	6,33	4,99	3,95	2,70
JUL	7,39	6,41	5,09	4,07	2,82
AUG	7,39	6,46	5,16	4,15	2,91
SEP	7,39	6,53	5,24	4,24	3,01
OKT	7,39	6,61	5,34	4,35	3,13
NOV	6,10	5,35	4,11	3,13	1,92
DEC	3,78	3,04	1,84	0,87	-0,33

## SPETSKYLLAST ÅR 25

Lägsta medelfluidtemperatur -0,50 °C vid slutet av JAN  
 Högsta medelfluidtemperatur 3,13 °C vid slutet av OKT