

# Energieffektivitet i grunne geotermiske systemer

Modellering og analyse av systemet på Ljan skole

Masteroppgave i anvendt og beregningsorientert matematikk

Eirik Ask Straalberg



Universitetet i Bergen

Matematisk institutt

13. juni 2013



## Sammendrag

Grunnvarme er en stadig viktigere og mer anvendt energikilde i en verden med et økende energibehov, og det er i den forbindelse viktig å utforme systemer som kan utnytte energien på en effektiv måte. Denne oppgaven tar for seg det grunne og lukkede geotermiske anlegget på Ljan skole i Oslo, der en geotermisk varmepumpe forsynes med varme fra en geotermisk brønnpark og en asfaltert bakkesolfanger. Et hovedmål med denne oppgaven er å vurdere energieffektiviteten til dette systemet. Dette gjøres ved hjelp av simuleringsverktøyet TRNSYS, der det lages systemmodeller av anlegget. Spesielt studeres borehullsbasert lagring av solvarme, og det vurderes om dette er en energieffektiv løsning. For verifisering av modeller og resulater sammenlignes enkelte simuleringsresulater med driftsdata fra Ljan skole.

Det konkluderes med at systemet på Ljan skole er energieffektivt, og beregningene tyder på at det geotermiske systemet gir nesten halverte fyringskostnader sammenlignet med et elektrisk eller oljefyrbasert oppvarmingsystem. Systemet ser imidlertid ikke ut til å være tjent med borehullsbasert energilagring. Simuleringer uten energilagring gir enda høyere energieffektivitet enn simuleringer med energilagring, også på lang sikt.



## Forord

Utnyttelse av geotermisk energi er et spennende tema, og mye av det jeg har lært kan jeg dra nytte av i læreryrket. Arbeidet med å vurdere det geotermiske systemet på Ljan skole har vært en lærerik og utfordrende prosess de siste seks månedene. Spesielt har modelleringen i TRNSYS vært tidkrevende.

Først vil jeg takke hovedveileder Inga Berre for idéen om å modellere systemet på Ljan skole og for nyttige tilbakemeldinger i skriveprosessen. Jeg vil også takke biveiledere Knut-Erland Brun og Jan Kocbach på Christian Michelsen Research AS (CMR) for konstruktive forslag både til modelleringen og til selve oppgaven. I tillegg har Kirsti Midttømme på CMR bidratt med kunnskap om geologi og berggrunn.

Jeg vil også rette en stor takk til Randi Kalskin Ramstad i Asplan Viak. Hun har vært hjelpsom og bidratt med mye informasjon om systemet på Ljan skole. Takk til medstudenter som har gjort lange dager på universitetet trivelige, og takk til medstudent Lars Arne Jordanger for hjelp til formatering av oppgaven.

Til slutt vil jeg takke min samboer Kathrine for kloke ord og støtte underveis, og for grundig korrektur av oppgaven.

Bergen, juni 2013



# Innhold

<b>1</b>	<b>Introduksjon</b>	<b>1</b>
1.1	Grunne geotermiske systemer for uttak og lagring av energi . . . . .	1
1.2	Det grunne og lukkede geotermiske systemet på Ljan skole . . . . .	3
1.2.1	Varmepumpen . . . . .	7
1.2.2	Varmepumpens kildeside . . . . .	7
1.2.3	Varmepumpens lastside . . . . .	8
1.2.4	Styring og drift . . . . .	9
1.3	Modellering av grunne geotermiske systemer . . . . .	10
1.4	Problemstilling . . . . .	11
<b>2</b>	<b>Generell varmelære</b>	<b>13</b>
2.1	Grunnbegreper i termodynamikk . . . . .	13
2.2	Fouriers lov og varmeledningslikningen . . . . .	16
2.3	Konveksjon og Newtons avkjølingslov . . . . .	20
2.4	Termodynamikkens første og andre lov . . . . .	21
2.5	Varmepumpe . . . . .	22
<b>3</b>	<b>Modellering i TRNSYS</b>	<b>25</b>
3.1	Modellering av enkeltkomponenter . . . . .	25
3.1.1	Brønnpark (Type 557a) . . . . .	26
3.1.2	Solfanger (Type 73) . . . . .	29
3.1.3	Varmepumpe (Type 927) . . . . .	32
3.1.4	Bygning (Type 12c) . . . . .	36
3.1.5	Værmodell - Oslo (Type 15-3) . . . . .	38
3.1.6	Akkumulator (Type 4c) . . . . .	39
3.1.7	Oljefyr (Type 6) . . . . .	39

3.1.8	Pumper (Type 3d) . . . . .	40
3.1.9	Splittere og mikserer (Type 11d og 11f) . . . . .	42
3.1.10	Lufttermostater (Type 108) . . . . .	42
3.1.11	Væsketermostater (Type 2) . . . . .	44
3.1.12	Tidsfunksjoner (Type 14h) . . . . .	45
3.1.13	Kontrollpanel (Kalkulator) . . . . .	45
3.2	Systemmodeller . . . . .	47
3.2.1	Modell 1: Solfanger og brønnpark . . . . .	48
3.2.2	Modell 2: Brønnpark og varmpumpe . . . . .	49
3.2.3	Modell 3: Varmepumpe og solfanger . . . . .	50
3.2.4	Modell 4: Solfanger, brønnpark og varmpumpe . . . . .	51
<b>4</b>	<b>Numeriske resultater og analyse</b>	<b>53</b>
4.1	Simuleringer med modell 1 (solfanger og brønnpark) . . . . .	53
4.2	Simuleringer med modell 2 (brønnpark og varmpumpe) . . . . .	60
4.3	Simuleringer med modell 3 (varmpumpe og solfanger) . . . . .	68
4.4	Simuleringer med modell 4 (solfanger, brønnpark og varmpumpe) . . . . .	70
4.5	Sammenligning av simuleringer og driftsdata fra Ljan skole . . . . .	71
4.6	Konvergenstest . . . . .	76
4.7	Energieffektivitet ved borehullsbasert energilagring . . . . .	77
<b>5</b>	<b>Avslutning</b>	<b>83</b>
5.1	Konklusjon . . . . .	83
5.2	Videre arbeid . . . . .	84



## Tabeller

1	Varmepumpens kildeside. Mål for væskesløyfer, solfanger, brønnpark og reservoar	8
2	Varmepumpens lastside. Mål for væskesløyfer og akkumulatortanker. . . . .	9
3	Parametre for brønnparken. . . . .	27
4	Parametre for solfangeren. . . . .	30
5	Parametre for varmpumpen. . . . .	32
6	Interpolasjonsintervallenes endepunktverdier, avrundet til to desimaler. . . . .	35
7	Parametre for bygningen. . . . .	36
8	Parametre for akkumulatoren. . . . .	39
9	Parametre for oljefyren. . . . .	39
10	Parametre for pumpe 1 og pumpe 2. . . . .	41
11	Parametre for pumpe 3. . . . .	41
12	Parametre for pumpe 4 . . . . .	41
13	Parametre for pumpe 5. . . . .	42
14	Parametre for innetermostat. . . . .	43
15	Parametre for utetermostat. . . . .	43
16	Parametre for væsketermostater. . . . .	44
17	Energigjevinst for lading ved ulike strømningsrater mellom mai og august. . . . .	57
18	Energiregnskap gitt i MWh for lading mellom mai og august. Temperaturene viser nedre grense for hvilken temperaturdifferanse mellom solfanger og brønnpark ladingen tillates. . . . .	58
19	Varmestrømmer (MWh) inn og ut av reservoaret mellom mai og august ved uniform starttemperatur lik 8 °C. . . . .	59
20	Sammenligning av energimengder (MWh) med og uten oljefyr og akkumulatortank, januar. . . . .	63
21	Energimengder (MWh) for systemet med brønnpark og varmpumpe, det første og det tjuefemte året. . . . .	65

22	Energimengder (MWh) for system med solfanger og oljefyr som primærkilder, 1 år. . . . .	70
23	Konvergenstest. Relativ feil ved ulike tidssteg. . . . .	76
24	Reservoarets netto årlige energitap via borehull ved tre ulike bruksmåter for solfangeren. . . . .	80

## Figurer

1	Systemet på Ljan skole. Figuren viser en skisse av skolebygning, brønnpark og bakkesolfanger. . . . .	4
2	Systemet på Ljan skole. Systemtegningen viser brønnpark, sirkulasjonspumpe og varmpumpe. . . . .	5
3	Systemet på Ljan skole. Systemtegningen viser akkumulator, oljefyr, sirkulasjonspumper og solfanger. . . . .	6
4	Benyttede komponenter i TRNSYS. . . . .	25
5	En skjematisk framstilling av modell 1. . . . .	48
6	En skjematisk framstilling av modell 2. . . . .	49
7	En skjematisk framstilling av modell 3. . . . .	50
8	En skjematisk framstilling av modell 4. . . . .	51
9	Uforstyrret gjennomsnittstemperatur i berggrunnsreservoaret over 10 år. . . . .	54
10	Konstant injeksjon av væske med temperaturen 2 °C inn til borehull over 10 år. Borehullenes utstrømstemperatur og reservoarets gjennomsnittstemperatur. . . . .	55
11	Lading av brønnpark med solfanger, mai-august. Solfangerens og borehullenes utstrømstemperaturer, gjennomsnittstemperatur i reservoar og kontrollsignal til pumpen. . . . .	56
12	Lading av brønnpark med solfanger i juni. Uteluftstemperatur og temperatur i solfangerens utstrømsvæske med strømningsraten 6 l/s. . . . .	56
13	Lading av brønnpark med solfanger i juni. Uteluftstemperatur og solfangerens utstrømstemperatur. Strømningsraten er nedjustert fra 6 l/s til 2 l/s. . . . .	57
14	Oppvarming av bygning ved uttak fra brønnpark i januar. Borehullenes utstrømstemperatur, varmpumpens utstrømstemperatur på kilde- og lastside, radiatorkrets utstrømstemperatur, lufttemperatur inne og ute og kontrollsignal til pumper. . . . .	61

15	Oppvarming av bygning ved uttak fra brønnpark i januar. Borehullenes utstrømstemperatur, varmepumpens utstrømstemperatur på kilde- og lastside, radiatorkrets utstrømstemperatur, lufttemperatur inne og ute og kontrollsignal til pumper. . . . .	62
16	Oppvarming av bygning ved uttak fra brønnpark over 1 år. Borehullenes utstrømstemperatur, varmepumpens utstrømstemperatur på kilde- og lastside, radiatorkretsens innstrømstemperatur, lufttemperatur inne og ute og kontrollsignal til oljefyr. . . . .	64
17	Oppvarming av bygning ved uttak fra brønnpark over 25 år. Borehullenes utstrømstemperatur, radiatorkretsens innstrømstemperatur og inneluftstemperatur. . . . .	64
18	Gjennomsnittlig reservoartemperatur, 25 år. . . . .	66
19	Energimengder inn og ut av reservoar, 25 år. Plottet viser årlig energimengde inn gjennom reservoarets randflater og energiuttak fra borehull. . . . .	67
20	Oppvarming av bygningsmasse med solfanger som primærkilde over 1 år. Solfangerens utstrømstemperatur, radiatorkretsens innstrømstemperatur, lufttemperatur inne og ute og kontrollsignal til varmepumpen. . . . .	68
21	Oppvarming av bygningsmasse med solfanger og oljefyr som primærkilder over 1 år. Solfangerens utstrømstemperatur, radiatorkretsens innstrømstemperatur, lufttemperatur inne og ute og kontrollsignal til oljefyr. . . . .	69
22	Systemet på Ljan skole med alle styringssekvenser over 1 år. Radiatorkretsens innstrømstemperatur, solfangerens og brønnparkens utstrømstemperaturer samt lufttemperatur ute og inne. . . . .	71
23	Lading av brønnpark med solfanger, mai-august. Temperatur i utstrømsvæske fra solfanger, der simulering 1.3 sammenlignes med driftsdata fra Ljan skole. . . . .	72
24	Gjennomsnittstemperatur i akkumulatortank i januar. Simulerte verdier sammenlignet med driftsdata. . . . .	73
25	Gjennomsnittlig utstrømstemperatur fra borehull i januar. Simulerte verdier sammenlignet med driftsdata. . . . .	74
26	Oljeforbruk ved Ljan skole, januar 2013. . . . .	75
27	Reservoarets gjennomsnittstemperatur kalibrert uten lading, 25 år. . . . .	79
28	Reservoarets gjennomsnittstemperatur ved kalibrert ladeeffekt, 25 år. . . . .	80



## 1 Introduksjon

*Geotermisk energi* kan defineres som indre energi under jordens overflate. *Grunnvarme* eller *grunn geotermisk energi* er en betegnelse på geotermisk energi ned mot 500 meters dyp. På større dybder er temperaturen høyere, og energien omtales som *dyp geotermisk energi*.

I denne oppgaven rettes fokuset mot grunn geotermisk energi og det *grunne geotermiske systemet* på Ljan skole. Systemet er et resultat av en konkurranse arrangert av Undervisningsbygg i 2009. Målet var å få frem nye innovative og miljøvennlige varmeløsninger for skoler i Oslo som skulle fase ut oljefyring. Asplan Viak utformet og lanserte i den forbindelses konseptet *Terralun*, en varmeløsning der grunnvarme kombineres med solenergi for oppvarming av bygningsmasse og borehullsbasert energilagring. Denne idéen ble kåret til én av fire vinnere av konkurransen, og et Terralunanlegg ble innstallert på Ljan skole i 2011 som erstatning for oljefyring. Undervisningsbygg mottok i 2012 varmepumpeprisen for dette nye systemet.

Formålet med denne oppgaven er å vurdere energieffektiviteten til systemet på Ljan skole. Problemstillingen presenteres i mer detalj i avsnitt 1.4. Før dette gis en innføring i grunne geotermiske systemer i avsnitt 1.1 og en beskrivelse av systemet på Ljan skole i avsnitt 1.2. Modellering av systemet på Ljan Skole er et ledd i å svare på problemstillingen. Modellering av slike systemer blir derfor kort omtalt i avsnitt 1.3.

### 1.1 Grunne geotermiske systemer for uttak og lagring av energi

Grunn geotermisk energi er i all hovedsak lagret solenergi. Noe energi kommer også fra spalting av radioaktive elementer i jordens indre. Energien hentes opp fra øvre jordlag, grunnvannsreservoar eller borehull i fjell. I Norge består bergrunnen av mye fast og hardt fjell som er godt egnet for borehullsløsninger. Dette fordi utfordringer knyttet til boring gjennom tykk løsmasse unngås. Sett fra et geologisk perspektiv er det derfor et stort potensial for grunne systemer her til lands, og i dag benyttes geotermisk energi som hentes ut fra de 300 øverste meterne av jordskorpen til oppvarming og kjøling. Det finnes nærmere 30000 varmepumpebaserte grunnvarmeanlegg i Norge, hvorav 350 større anlegg, de fleste i Osloområdet [3].

Norges geologiske undersøkelse (NGU) sin kartlegging av grunnvarme i Asker og Bærum an-

tyder at temperatur ned mot 300 meters dybde varierer mellom 5 og 10 °C [8]. I Nord-Norge er temperaturen generelt lavere. Undersøkelser viser at temperaturen ved 30 meters dyp er omlag 5 °C lavere på Finnmarksvidda enn i Sør-Norge [6].

Grunnvarme utvinnes vanligvis med *energibrønner*, og en samling av flere brønner kalles en *brønnpark*. Størrelsen på anleggene varierer fra en enkelt energibrønn til kombinerte varme- og kjøleanlegg med hundretalls energibrønner. Brønnene utformes vanligvis som vertikale borehull og konstrueres for å være effektive varmevekslere slik at varme enkelt overføres mellom borehull og dets omgivelser. Heretter brukes begrepet *reservoar* for borehullets omgivelser. Reservoaret kan for eksempel være et grunnvannsreservoar eller en del av berggrunnen. Reservoaret er ikke alltid et endelig avgrenset område, men betraktes vanligvis som et relativt stort område sammenlignet med borehullets volum.

Geotermiske systemer kan være åpne eller lukkede. Et åpent system innebærer at væske pumpes fritt gjennom et reservoar og bringes til overflaten via et borehull. Væsken strømmer gjennom reservoaret via sprekknettverk eller porøse medium og mottar varme dersom temperaturen i reservoaret er høyere enn i væsken. I et lukket system strømmer sirkulasjonsvæsken i lukkede sløyfer plassert i borehullet, typisk slanger, piper eller rør. For slike systemer skjer varmeutveksling hovedsaklig ved varmeledning fra reservoaret og inn til varmebæreren i borehullet. Lukkede sløyfer kan utformes på ulike måter. Et mye brukt design er at en U-formet kollektorslange eller rør plasseres i hvert borehull. Kollektorvæsken kan dermed strømme fra overflaten og ned til bunnen av borehullet via den ene delen av slangen, og returnere tilbake via den andre. Væskens temperatur endres på veien som følge av temperaturforskjell mellom væsken og mediet på utsiden av slangen. Temperaturen i grunne geotermiske systemer er vanligvis for lav til at energien kan utnyttes direkte til oppvarmingsformål. Energien må derfor utnyttes indirekte ved hjelp av en grunnvarmepumpe. Vanligvis arbeider pumpen med to adskilte væsker med ulik temperatur, der varme overføres fra kald til varm væske.

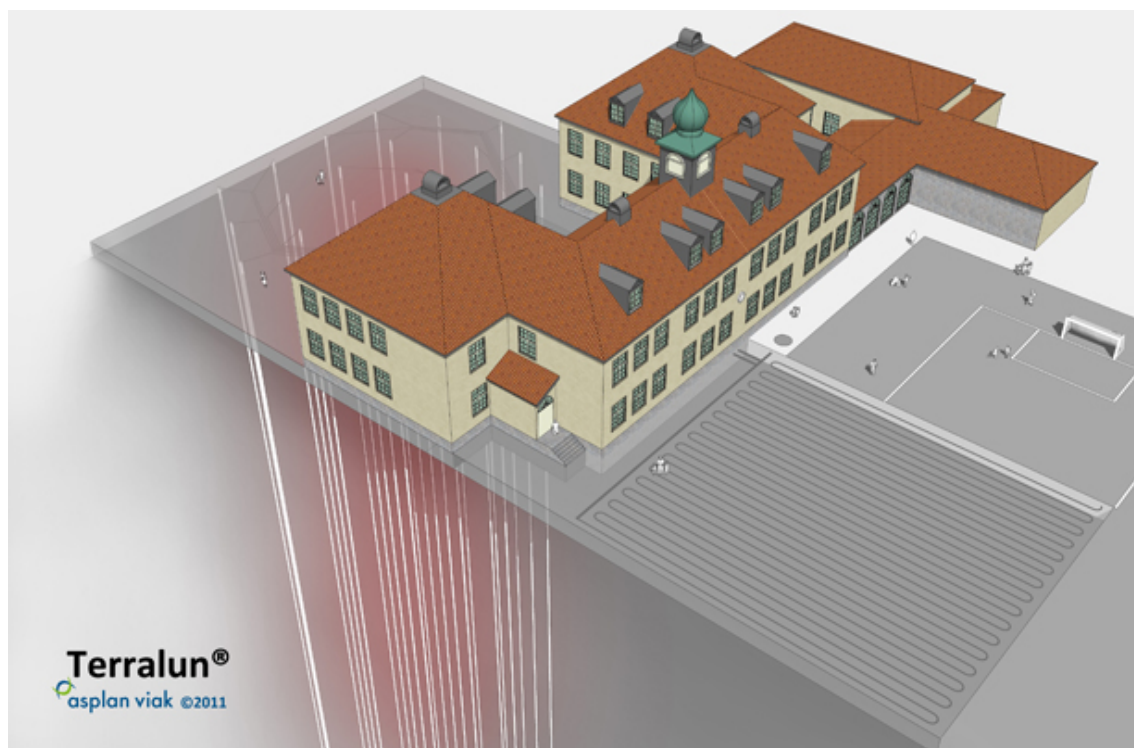
Reservoaret kan også fungere som varmesluk eller energilager. For eksempel kan overskuddsvarme fra avkjølt ventilasjonsluft lagres. Det utformes også kombinerte solfanger- og brønnparkanlegg, der solvarme sendes ned via borehull til reservoar om sommeren for lagring til vinteren. Dette kan i prinsippet betraktes som lading av grunnen. Temperaturfall i grunnen som følge av at den på vinterstid fungerer som varmekilde kompenseres med tilskudd

fra solfangeren om sommeren. Solfangeren kan også fungere som en direkte energikilde for en geotermisk varmepumpe, eller benyttes til oppvarmingsformål uten bruk av varmepumpe. På samme måte som for brønnparken sørger sirkulerende væske i solfangeren for at energien transporteres til andre deler av systemet. Det finnes mange ulike typer solfangere. Noen har parabolisk fasong mens andre er flate, og overflaten kan bestå av glassplater eller svart asfalt. Om solfangeren gir ønsket energigevinst avhenger spesielt av om den har stort nok areal og god nok absorpsjonsevne.

## 1.2 Det grunne og lukkede geotermiske systemet på Ljan skole

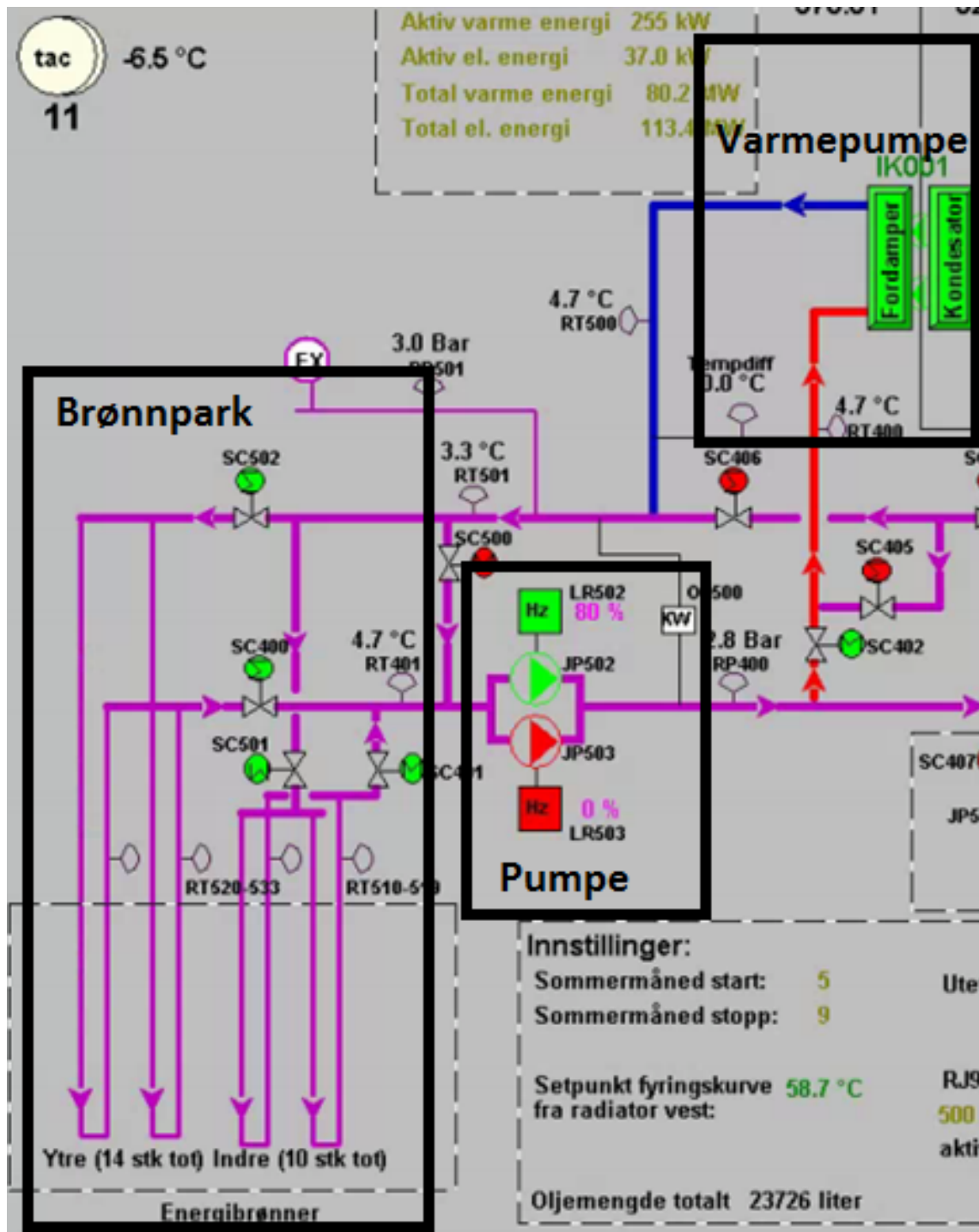
Ved Ljan skole benyttes et kombinert geotermisk- og solvarmebasert energisystem til oppvarming. En geotermisk varmepumpe forsynes med energi fra geotermiske brønner og en asfaltert bakkesolfanger. Hovedsaklig skal oppvarmingsbehovet dekkes av solenergi om sommeren og geotermisk energi om vinteren. Et viktig prinsipp for dette systemet er at overskuddevarme fra solfangeren sendes ned og lagres i berggrunnen til bruk om vinteren. Dette omtales ofte som borehullsbasert energilagring.

I den følgende beskrivelsen av anlegget brukes informasjon fra Asplan Viaks forprosjektering [20] og oppfølging av prosjektet [21]. Figur 1 er en skisse av skolebygning, brønnpark og bakkesolfanger. Figurene 2 og 3 er systemtegninger. Hovedkomponentene er markert og navngitt. Figurene er laget av Asplan Viak.

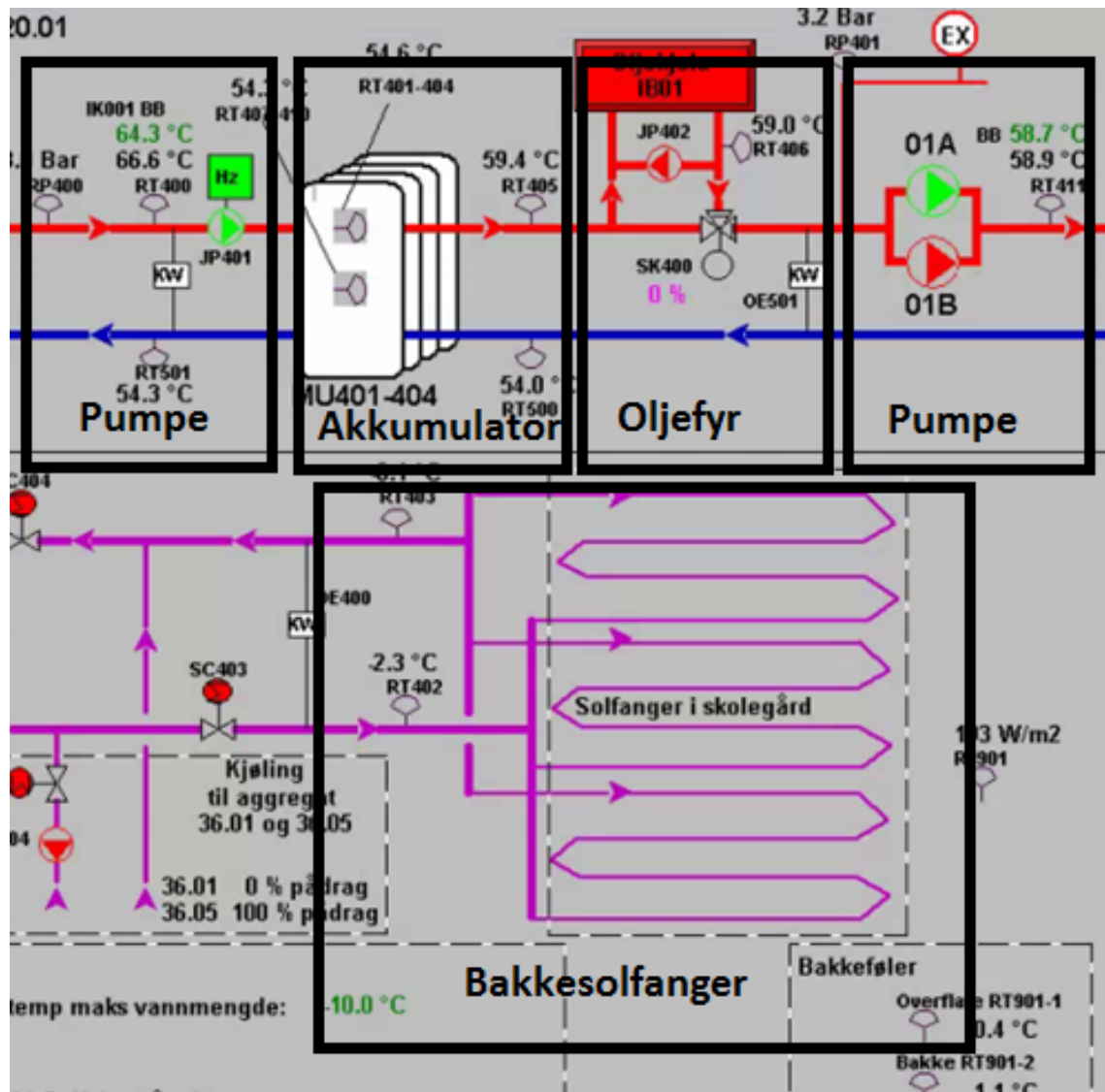


Figur 1: Systemet på Ljan skole. Figuren viser en skisse av skolebygning, brønnpark og bakkesolfanger.





Figur 2: Systemet på Ljan skole. Systemtegningen viser brønnpark, sirkulasjonspumpe og varmepumpe.



Figur 3: Systemet på Ljan skole. Systemtegningen viser akkumulator, oljefyr, sirkulasjons-pumper og solfanger.

### 1.2.1 Varmepumpen

Den geotermiske varmpumpen på Ljan skole er en såkalt væske- til vann varmpumpe, hvor varme overføres fra *kildeside* til *lastside*. Kildeside refererer til væskekretsene mellom varmpumpe og energikilde, mens varmtvannskretsen mellom varmpumpe, akkumulatortank og radiatorovner betegnes som lastsiden. Varmepumpen kan levere varmtvann opp mot 55-60 °C, noe den bør gjøre kun på årets kaldeste dager.

Varmepumpen er levert av leverandøren SGP og er av typen Scancool HPR463 [9]. Varmepumpene tilpasses hvert prosjekt, og det finnes ikke noe datablad med tekniske data og effektforbruk for varmpumpen på Ljan skole (ibid.). Under forprosjekteringen ved Ljan skole ble det imidlertid antatt en maksimal avgitt varmeeffekt og elektrisk effekt på henholdsvis 200 kW og 60 kW [20].

### 1.2.2 Varmepumpens kildeside

Brønnparken på Ljan skole består av totalt 24 borehull à 200 meter, der innbyrdes avstand mellom brønnene er ca. 7 meter. Videre er brønnparken utformet med en indre krets à 10 borehull og ytre krets med de resterende 14 borehullene. Hensikten med dette er å redusere varmetap fra energilageret ut gjennom randsonene, da varme som tilføres brønnpark fra solfanger eller avkjølt ventilasjonsluft føres ned i den indre kjernen av brønner.

Bakkesolfangeren er utformet som en 1400 m<sup>2</sup> asfaltert skoleplass med 24 innebygde rørsloyfer i asfalten. Studenter ved høyskolen i Oslo har gjort målinger av bakkesolfangeren på Ljan skole, og kommet fram til at den utnytter 17 % av solinnstrålingen.

I væskekretsene mellom solfanger, brønnpark og varmpumpe sirkulerer en væskeblanding bestående av 70 % vann og 30 % glykol. Glykolen har et lavt frysepunkt og gjør væskeblandingen til en frostvæske. Væskekretsene styres av den trykkstyrte tvillingpumpen TPD 60 fra Grundfoss. Ved maksimalt pådrag er strømningsraten 15 l/s og det elektriske effektforbruket 11 kW. Den går i gjennomsnitt på 80 % kapasitet (ca. 12 l/s) om vinteren og 40 % kapasitet (ca. 6 l/s) om sommeren.

En termisk responstest av berggrunnen på Ljan skole gir for de øverste 200 meterne en gjen-

nomsnittlig varmeledningsevne lik  $3,6 \text{ W}/(\text{mK})$  [22]. Testen viser også at berggrunnen i hovedsak består av diorittisk til granittisk gneiss, samt at grunnvannsnivået er omlag 46 meter under overflaten. For å øke varmeledningsevnen i den umettede delen av borehullet er de øverste 46 meterne fylt med en blanding av vann og Mikolitt thermosal (ibid.). Typisk varmekapasitet for gneiss er  $2300 \text{ kJ}/(\text{kgK})$  [13].

Den samme responstesten avdekket at den uforstyrrede middeltemperaturen for de øverste 200 meterne var omlag  $8^\circ\text{C}$ . Temperaturen ble målt til  $8,6^\circ\text{C}$  ved 30 meters dybde, og en jevn reduksjon ned til minimumstemperaturen  $7,6^\circ\text{C}$  ved 120 meters dybde. Deretter økte temperaturen med en vanlig verdi for termisk gradient opp til  $8,4^\circ\text{C}$  ved 200 meters dybde [22]. Videre informasjon om varmepumpens kildeside gis i tabell 1.

Antall borehull	24	stk
Borehullsdybde	200	m
Innbyrdes borehullsavstand	7	m
Dybde fra jordoverflaten og ned til toppen av borehullene	610	mm
Borehullets diameter	115	mm
Kollektorslangenes diameter	40	mm
Kollektorslangenes veggtykkelse	2,4	mm
Kollektorvæskens spesifikke varmekapasitet	3,56	$\text{W}/(\text{kgK})$
Kollektorvæskens tetthet	1054	$\text{kg}/\text{m}^3$
Gjennomsnittlig varmeledningsevne i berggrunnen	3,6	$\text{W}/(\text{mK})$
Dybde ned til grunnvannsnivå	46	m
Berggrunnens varmeledningsevne	2300	$\text{kJ}/(\text{kgK})$
Berggrunnen uforstyrrede middeltemperatur	8	$^\circ\text{C}$
Solfangerens areal	1400	$\text{m}^2$
Dybde ned til solfangerens væskeslynger	100	mm
Senter-senter avstand mellom solfangerens væskeslynger	250	mm
Indre rørdiameter for solfangerens væskeslynger	20,4	mm
Ytre rørdiameter for solfangerens væskeslynger	25	mm
Typiske strømningsrater på kildesiden	6-12	l/s

Tabell 1: Varmepumpens kildeside. Mål for væskesløyfer, solfanger, brønnpark og reservoar

### 1.2.3 Varmepumpens lastside

På lastsiden, vist i figur 3, sørger sirkulerende varmtvann for at varme transporteres fra varmepumpe, via akkumulatortanker og til radiatorkretsen. Radiatorovner med store overflater er plassert langs veggene og sørger for varmeoverføring mellom sirkulasjonsvæske og inneluft.

Pumpene på lastsiden sørger for at sirkulasjonsratene ligger i området 3-5 l/s og justerer disse etter behov. Oljekjelen er fylt med bioolje og benyttes som reservekjel og spisslast på kalde dager.

Opprinnelig var det planlagt en akkumulatortank med volum mellom 30 og 40 m<sup>3</sup> på Ljan skole, men grunnet plassmangel måtte denne reduseres til fire tanker à 1 m<sup>3</sup>. Ingen av tankene har innebygde oppvarmingselementer. Informasjon om varmepumpens lastside oppsummeres i tabell 2.

Vannets spesifikke varmekapasitet	4,19	W/(kgK)
Vannets tetthet	1000	kg/m <sup>3</sup>
Akkumulatortankenens samlede volum	4	m <sup>3</sup>
Oljefyrens maksimaleffekt	400	kW
Typiske strømningsrater på lastsiden	3-5	l/s

Tabell 2: Varmepumpens lastside. Mål for væskesløyfer og akkumulatortanker.

#### 1.2.4 Styring og drift

Filosofien bak systemet på Ljan skole er at oppvarmingsbehovet i størst mulig grad skal dekkes av solenergi og geotermisk energi, og i minst mulig grad av energi fra oljefyr. Når det ikke er varmebehov i bygningen sendes solenergien ned i borehullene. Dette vil hovedsaklig skje om sommeren. Vinterstid er det lite energi å hente fra solfangeren. Oppvarmingen skjer da for det meste ved uttak av geotermisk energi fra brønnparken. Systemet styres i tre sekvenser i løpet av året.

**Sekvens 1** På den varmeste årstiden, fra 1. mai til 31. august, settes systemet i sekvens 1. Ved denne sekvensen brukes kun solfangeren som energikilde. Når det ikke er behov for oppvarming av inneluft sendes overskuddsvarme fra solfangeren til brønnparken der energien lagres. Denne prosessen starter når temperaturen i utgående væske fra solfangeren er minimum 3 °C høyere enn den gjennomsnittlige borehullstemperaturen, og slutter når borehullets utgående væsketemperatur er høyere enn temperaturen ut fra solfanger. I sommerferien trengs ingen oppvarming av bygningsmassen, og varmepumpen settes ut av drift.

**Sekvens 2** I overgangsperioden mellom sommer og høst opphører lading av brønnpark. Dette fordi solenergien er mindre og behovet for oppvarming av bygningsmasse er større. Ved oppvarmingsbehov overføres varme fra solfanger til varmepumpe ved utstrømstemperatur fra solfanger ned mot  $1^{\circ}\text{C}$ . For lavere temperatur overtar brønnparken som energikilde. Dette gjøres for å forhindre at sirkulerende væske fra solfangeren skaper frost i bakken.

**Sekvens 3** På vinterstid driftes systemet i sekvens 3. I motsetning til sekvens 1 og 2 tillater sekvens 3 at oljefyren starter dersom utetemperaturen er lavere enn  $-10^{\circ}\text{C}$ . Ellers fungerer sekvens 2 og 3 likt. Det legges opp til at oljekjel ikke kan levere varme før varmepumpen er utnyttet med hele sin kapasitet. For å unngå at disse to varmekildene konkurrerer settes innestemperaturen  $2^{\circ}\text{C}$  lavere når oljefyren opererer enn når varmepumpen opererer alene.

### 1.3 Modellering av grunne geotermiske systemer

De siste 20-30 årene er en rekke numeriske og analytiske modeller utviklet for grunne geotermiske systemer. Det finnes verktøy som er gratis, men de kraftigste modelleringsverktøyene er kommersielle. De fleste av verktøyene er spesialtilpasset en spesiell type geotermiske systemer. Generelt kan lukkede systemer beskrives med enklere modeller enn åpne systemer. For lukkede systemer fokuserer man i mange tilfeller kun på varmeutveksling i nærheten av borehull, og det er ofte tilstrekkelig å lage analytiske modeller for varmeledning. Generelle verktøy for varmestrøm kan benyttes til dette, for eksempel simuleringsverktøyet COMSOL Multiphysics sin modul for varmetransport [3].

I Norge prosjekteres mange grunne og lukkede geotermiske systemer ved hjelp av modelleringsverktøyet Earth Energy Designer (EED). Dette er et analytisk verktøy laget for systemer ned mot 200 meters dybde. Modelleringsverktøyet TRNSYS sammen med en spesialmodul levert av TESS (Ground source Heat Pump modulen) kan også benyttes. Dette er et numerisk verktøy for modellering av sammensatte energisystemer [3].

Modelleringverktøy for geotermiske systemer er avgjørende ved planlegging og prosjektering, men kan også være nyttige for optimalisering av drift ved eksisterende anlegg. Et annet formål kan være å kartlegge det geotermiske energipotensialet i ulike områder. Modelleringsverktøyene

benyttes også til forskning. For eksempel benyttes TRNSYS til å modellere kombinerte sol- og grunnvarmeanlegg i Kjellsons doktorgradsavhandling [15].

## 1.4 Problemstilling

En overordnet problemstilling knyttet til utnyttelse av grunn geotermisk energi er hvordan systemer bør optimaliseres slik at de er energieffektive på kort og lang sikt. Optimaliseringen må ta høyde for geografisk sted og hva slags type system man har. For eksempel har Norge et relativt kaldt klima samtidig som temperaturer og oppvarmingsbehov varierer mye i løpet av året. Dette stiller spesielle krav til riktig dimensjonering og drift av slike anlegg.

Denne oppgaven tar utgangspunkt i det grunne og lukkede geotermiske systemet på Ljan skole i Oslo. Et hovedmål er å vurdere hvorvidt systemet er energieffektivt med et tidsperspektiv opp mot 25 år. Dette er en standard tidshorisont ved prosjektering av slike anlegg [21]. Det nordiske klimaet medfører at behovet for solvarme er størst om vinteren når tilgjengeligheten er minst. Dette utgjør en utfordring for systemer som baserer seg på solenergi. Systemet på Ljan skole løser dette med at solvarme fra solfangeren sendes ned i brønnparken om sommeren for lagring i berggrunnen. Hensikten er å hente tilbake energien om vinteren når oppvarmingsbehovet er størst. I følge Ramstad [21] er det usikkerhet knyttet til hvorvidt praksisen med energilagring på Ljan skole er en energieffektiv løsning. Det er så langt ikke foretatt undersøkelser for å kartlegge dette (ibid.). Manglende oppfølging og analyser av slike prosjekter medfører at mange anlegg driftes ineffektivt [1]. Et av målene i denne oppgaven er derfor å undersøke om lading av berggrunnen er en energieffektiv løsning for Ljan skole. For å kunne besvare dette må det utarbeides en god modell av anlegget som kan brukes til å simulere driften. I dette arbeidet er simuleringsverktøyet TRNSYS benyttet.

*Problemstillingen* i denne oppgaven er:

**Å lage realistiske modeller av systemet på Ljan skole for å**

- **vurdere energieffektiviteten**
- **vurdere om borehullsbasert energilagring er en energieffektiv løsning**

En del av arbeidet med å lage realistiske modeller er å sammenligne simuleringsresultater med driftsdata fra Ljan skole. Ut fra dette kan enkelte parametre kalibreres og tilpasses. *Energieffektiviteten* bestemmes ved å sammenligne den avleverte mengden fornybar sol- og geotermisk energi fra varmpumpen med forbruket av elektrisk og ikke-fornybar energi. I analysene vurderes dette både i et kortsiktig (1 år) og et langsiktig (25 år) perspektiv. Både miljømessig og økonomisk er målet at Ljan skole skal forbruke minst mulig oljefyrbasert og elektrisk energi og mest mulig gratis og fornybar sol- og geotermisk energi. En tilleggs målsetning med denne oppgaven er å gi noen generelle anbefalinger rundt borehullsbasert energilagring for liknende prosjekter.

Resten av oppgaven er strukturert som følger. For en bedre forståelse av de fysiske prosessene i systemet presenteres teori fra varmelære i avsnitt 2. I første del av avsnitt 3 presenteres benyttede enkeltkomponenter i TRNSYS, der fokuset rettes mot komponentenes parametre og matematiske virkemåte. Deretter presenteres modellene av systemet på Ljan skole. I avsnitt 4 presenteres simuleringsresultatene og disse diskuteres i lys av problemstillingen. Modellenes validitet testes ved enkle konvergenstester og ved sammenligning med driftsdata. Systemets energieffektivitet og effekten av borehullsbasert energilagring vurderes ved de samlede numeriske resultatene. Konklusjon og forslag til videre forskning presenteres i avsnitt 5.



## 2 Generell varmelære

Teorien i avsnitt 2 er basert på framstillingen i flere lærebøker [12], [16] og [25].

### 2.1 Grunnbegreper i termodynamikk

#### Termiske systemer

Et *system* er en bestemt del av universet (eller hele universet). Resten av universet er *omgivelsene* til systemet (og kan i prinsippet også betraktes som et system). Et glass med vann, en bil og et solsystem er alle eksempler på systemer. Dersom energi *kan* utveksles mellom systemet og omgivelsene gjennom grenseflata som definerer systemet sier man at systemet er i *termisk kontakt* med omgivelsene. I motsatt tilfelle er systemet *termisk isolert*. Tilsvarende kan systemet være i *stofflig kontakt* eller *stofflig lukket* basert på om partiklene kan utveksles med omgivelsene eller ikke.

#### Temperatur og indre energi

Et hvert termodynamisk system har et lager med *indre energi*,  $U$ , som kan økes eller reduseres. Ofte omtales indre energi med begrepet *termisk energi*. Dette en *ekstensiv* størrelse, det vil si en størrelse proporsjonal med systemets masse. Mikrofysisk er indre energi relatert til den kinetiske energien til molekylene, bestemt av partiklenes translasjons-, rotasjons-, og vibrasjonsenergi. Forenklet kan man si at økte partikkelhastigheter gir økt indre energi. Vanlige målenheter for indre energi er *joule* (J) og *kilowattimer* (kWh), der  $1 \text{ kWh} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ J}$ . Tusen kilowattimer tilsvarer én *megawattime* (MWh), og denne målenheten benyttes i fortsettelsen av oppgaven.

*Temperaturen* til et system reflekterer mengden indre energi i systemet. Høyere temperatur impliserer mer kinetisk energi og omvendt. Temperaturen i berggrunnen under Ljan skole er dermed et mål på hvor mye indre (termisk) energi det er i reservoaret. Temperatur måles ofte i *grader celcius* ( $^{\circ}\text{C}$ ), eller *kelvin* ( $K$ ), her symbolisert med henholdsvis  $T$  og  $\theta$ . Sammenhengen mellom de to temperaturskalaene er lineær og gis ved

$$\theta = T + 273,15. \quad (1)$$

Temperaturen  $273,15\text{ }^\circ\text{C}$  er altså nullpunktet på kelvinskalaen og kalles det *absolutte nullpunkt*. Det er ikke mulig for et system å ha lavere temperatur enn dette. Denne temperaturen impliserer at systemets partikler er helt i ro, dvs ingen termisk energi.

## Varme

Det finnes to former for energioverføringer mellom systemer, og disse kalles *varme* og *arbeid*. Målenhetene er tilsvarende som for indre energi. Varme er den energien som på grunn av temperaturforskjeller overføres fra ett system til et annet, og betegnes ofte med symbolet  $Q$ . I dagligtalen omtales varme ofte som en *egenskap* til en gjenstand, eller noe en gjenstanden *har*. I fysikken er det direkte feil å si at et system *har* varme. Varme er i stedet et mål på *overføring* av energi mellom systemer. Et system som tilføres varme vil få økt termisk energi, og man definerer i dette tilfellet varmen som *positiv*. Motsatt betyr *negativ* varme at varme ledes ut av systemet slik at dets indre energi reduseres. Ved *termisk likevekt* mellom to systemer er systemenes temperaturer like, og det utveksles ingen varme. Effekten  $\dot{Q}$  forteller hvor mye varme  $dQ$  som overføres per tidsenhet  $dt$ , og gis ved

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt}. \quad (2)$$

Effekt angis med de ekvivalente enhetene *watt* (W) og *joule per sekund* (J/s). Overføring av varme kan skje via tre ulike mekanismer: *varmeledning*, *konveksjon* og *varmestraling*. Varme kan også overføres til et system gjennom en forbrenningsprosess, der lagret kjemisk energi omvandles til varme. Et eksempel er bruk av oljefyring på Ljan skole, hvor bioolje forbrennes i en oljekjel.

*Varmeledning* innebærer at vibrerende partikler “dulter” borti hverandre. Vibreringen sprer seg dermed fra partikkel til partikkel, og det overføres kinetisk energi ved at partikler med høy vibrering overfører noe av sin kinetiske energi til nabopartikler med lavere vibrering. På en mikroskopisk skala indikerer høy temperatur av høy vibrering. Energi overføres fra steder med høy temperatur til steder med lav temperatur. For gasser er avstanden mellom partiklene stor, og gasser er således dårligere varmeledere enn væsker og faste stoffer hvor avstanden mellom partiklene er mye mindre. Varmeoverføring i berggrunnen ved Ljan skole overføres hovedsaklig ved varmeledning. Likninger for varmeledning presenteres i avsnitt 2.2.

Ved *konveksjon* i gasser og væsker skjer varmetransporten ved at masse (og dermed massens indre energi) transporteres. Et typisk eksempel på Ljan skole er når væskestrømmer sirkulerer i rørsløyfer ved hjelp av elektriske pumper. Denne prosessen kalles *tvungen konveksjon*. Ljan skole benytter i tillegg radiatorovner for varmeutveksling mellom varmtvannssløyfe og inneluft. Når luften i nærheten av ovnen varmes opp, vil den utvide seg og stige til værs på grunn av redusert massetetthet. Annen luft vil da strømme til ovnen som erstatning for den oppvarmede luften. Luftsirkulasjonen som oppstår er et eksempel på *naturlig konveksjon*. Varmestrømmen som oppstår er proporsjonal med overflatearealet til varmekilden, og radiatorovner er derfor konstruert med store overflatearealer. Videre er varmestrøm på grunn av konveksjon omtrent proporsjonal med temperaturdifferansen mellom overflaten og fluidet opphøyd i  $5/4$ .

Varmetransport ved *stråling* innebærer at energi overføres fra ett sted til et annet via elektromagnetisk stråling. Elektromagnetisk stråling avgis og absorberes av alle stoffer og gjenstander. Når et system er i termisk likevekt med omgivelsene, er det likevekt mellom avgitt og absorbert stråling. Motsatt vil høyere temperatur for systemet enn omgivelsene resultere i en netto varmetransport fra systemet til omgivelsene, så fremt de er i termisk kontakt. Luften nær radiatorovner varmes opp ved varmestråling fra ovnen før varmen transporteres ut i rommet ved naturlig konveksjon. Et annet eksempel fra Ljan skole er solstråler som treffer solfanger eller skolebygning.

## Arbeid

I motsetning til varme er arbeid en energioverføring mellom to systemer som ikke skyldes temperaturforskjeller. Arbeidet  $W$  defineres i mekanikken ved at en kraft  $\mathbf{F}$  virker på et system over en gitt strekning  $\mathbf{r}$ . Arbeidet  $dW$  over en infinitesimal strekning  $d\mathbf{r}$  gis ved

$$dW = \mathbf{F} \cdot d\mathbf{r}. \quad (3)$$

Arbeid som utføres av systemet på omgivelsene defineres som *positivt*, mens arbeid utført på systemet av omgivelsene defineres som *negativt*. For eksempel utfører kompressoren i varmepumpen på Ljan skole et positivt arbeid når den komprimerer sirkulasjonsfluidet i pumpen.

Tilsvarende som for varme defineres effekten  $\dot{W}$  for arbeid ved likningen

$$\dot{W} = \frac{dW}{dt}. \quad (4)$$

### Varmekapasitet

For å øke temperaturen i et system må energi i form av varme eller arbeid tilføres systemet. *Varmekapasiteten*  $C$  (W/K) er et mål på energimengden  $Q$  som må tilføres for å øke systemets temperatur  $T$  med én grad og gis ved

$$C = \frac{\Delta Q}{\Delta T}. \quad (5)$$

På differensialform blir dette

$$C = \frac{dQ}{dT}. \quad (6)$$

Varmekapasiteten  $C$  er proporsjonal med systemets størrelse. For å beskrive en bestemt type materie er det vanlig å regne varmekapasitet per enhet masse eller volum. Dette kalles henholdsvis masse- og volumspesifikk varmekapasitet og betegnes med symbolet  $c$ . Denne definisjonen på varmekapasitet er imidlertid noe upresis da det finnes mange varmekapasiteter, avhengig av hvordan oppvarmingen foregår. En bestemt type varmekapasitet for et system vil heller ikke være en konsant størrelse, men avhenge av systemets tilstand, for eksempel av temperaturen. I denne teksten brukes varmekapasiteten  $C_V$ , eller den spesifikke varmekapasiteten  $c_V$ . Denne beskriver oppvarming av et system når volumet er konstant og gis ved

$$C_V = \left( \frac{dQ}{dT} \right)_V. \quad (7)$$

Selv om  $Q$  brukes som symbol for energi tilført systemet er det viktig å merke seg at varmen kan være et resultat av et mekanisk arbeid. For eksempel omvandles arbeid til varme dersom man gnir hendene mot hverandre.

## 2.2 Fouriers lov og varmeledningslikningen

### Fouriers lov

Som nevnt i avsnitt 2.1 ledes varmen fra steder med høy temperatur til steder med lav tem-

peratur. I det følgende beskrives varmeledning for et plateelement med areal  $A$  bestående av homogent stoff. Dersom temperaturen varierer i platens normalvektorretning  $x$  mens den er konstant i  $y$ - og  $z$ -retning, kan man skrive  $T = T(x)$ . Varmemengden  $\dot{Q}$  som strømmer gjennom platen per tidsenhet som et resultat av temperaturgradienten i  $x$ -retning gis da av *Fouriers lov*. I én dimensjon lyder denne

$$\dot{Q} = -\lambda A \frac{dT}{dx}. \quad (8)$$

Koeffisienten  $\lambda$  er *varmeledningsevnen* eller *varmekonduktiviteten*. Denne er materialavhengig, og i følge likning (8) er enheten W/(mK). Generelt vil den også avhenge av temperaturen, men for mange formål er temperaturavhengigheten såpass liten at man betrakter den som en konstant. Ettersom varmeledning skjer i retning av negativ temperaturgradient må varmeledningsevnen i følge likning (8) alltid være positiv. Materialer med høy varmeledningsevne er gode varmeledere, mens materialer med lav varmeledningsevne er dårlige varmeledere eller termiske isolatorer.

Når tilstanden er stasjonær, det vil si  $\dot{Q}$  er steds- og tidsuavhengig, kan likning (8) integreres direkte. Dette gir

$$T(x) = -\frac{\dot{Q}}{\lambda A}x + C_1,$$

der  $C_1$  er integrasjonskonstanten. Videre antas en platetykkelse  $d$  i  $x$ -retning slik at platen ligger i området  $0 < x < d$ . Grensebetingelsene  $T(0) = T_1$  og  $T(d) = T_2$  gir da konstanten  $C_1 = T_1$ , og man får

$$\dot{Q} = \lambda \frac{A}{d}(T_1 - T_2). \quad (9)$$

Likning (8) og likning (9) gir dermed løsningen

$$T(x) = T_1 - \frac{T_1 - T_2}{d}x \quad (10)$$

for området  $0 < x < d$ . Temperaturen varierer dermed lineært gjennom platen ved stasjonære forhold. Dette er en viktig egenskap for varmeledning i homogent stoff. Man kan også uttrykke dette ved likningen

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_1 - T_2}{d}, \quad (11)$$

som forteller at temperaturgradienten er konstant gjennom platen.

### Varmeledningslikningen

Generelt avhenger temperatur av både romkoordinater  $(x, y, z)$  og tid  $t$ :

$$T = T(x, y, z, t). \quad (12)$$

For å utlede varmeledningslikningen betraktes nok en gang en homogen plate med normalvektor i  $x$ -retning og arealet  $A$ . Platen har nå en infinitesimal tykkelse  $dx'$ , slik at den i  $x$ -retning avgrenses av området  $0 < x < dx'$ . Det antas at all energitilførsel til volumelementet tilføres gjennom de to overflatene med normalvektorer parallelt med  $x$ -aksen. Netto energifluks inn i elementet er dermed lik differansen mellom varmestrømmene  $\dot{Q}(0, t)$  og  $\dot{Q}(dx', t)$  gjennom de to endeflatene, og gis ved likningen

$$\dot{Q}(0, t) - \dot{Q}(dx', t) = \frac{\partial \dot{Q}}{\partial x} dx'. \quad (13)$$

Ved å uttrykke varmestrømmen  $\dot{Q}$  med Fouriers lov (likning (8)) kan likning (13) omskrives til

$$\dot{Q}(0, t) - \dot{Q}(dx', t) = \lambda A dx' \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}. \quad (14)$$

I følge likning (6) er energitilførselen til platen lik produktet av temperaturendringen og varmekapasiteten. Energitilførsel per tidsenhet,  $\dot{Q}(0, t) - \dot{Q}(dx', t)$ , blir dermed produktet av temperaturendringen per tidsenhet og varmekapasiteten  $C$ , gitt ved likningen

$$\dot{Q}(0, t) - \dot{Q}(dx', t) = \frac{\partial T}{\partial t} C. \quad (15)$$

Likningene (14) og (15) gir da

$$\frac{\partial T}{\partial t} C = \lambda A dx' \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}. \quad (16)$$

Varmekapasiteten  $C$  kan uttrykkes ved den volumspesifikke varmekapasiteten  $c$ ,

$$C = c A dx', \quad (17)$$

og likning (16) kan dermed omskrives til

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{c} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}. \quad (18)$$

Antakelsen så langt er at temperaturen kan variere langs  $x$ -aksen. I virkeligheten kan det være varmetilførsel også i de to andre retningene, og likning (16) generaliseres til den tredimensjonale *varmeledningslikningen*:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{c} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right). \quad (19)$$

Uttrykt ved den matematiske identiteten  $\nabla \cdot \nabla = \nabla^2$  kan varmeledningslikningen skrives

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{c} \nabla^2 T. \quad (20)$$

Varmeledningslikningen beskriver altså temeraturendringer i et punkt som en funksjon av tid og rom. Det er ikke spesifisert hvilken varmekapasitet  $c$  det her er snakk om. Denne må bestemmes av hvilken termisk prosess man har.

For det stasjonære og tidsuavhengige tilfellet reduseres likning (20) til laplacelikningen

$$\nabla^2 T = 0, \quad (21)$$

der temperaturfordelingen i rommet finnes fra gitte geometri og grensebetingelser. For eksempel vil laplacelikningen forenkles til

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = 0 \quad (22)$$

for et endimensjonalt problem, med løsningen

$$T(x) = C_1 + C_2 x. \quad (23)$$

Integrasjonskonstantene  $C_1$  og  $C_2$  bestemmes her av grensebetingelsene alene.

### Eksempel med tredimensjonal stasjonær varmeledning i et sylinderskall

Ved å benytte sylinderkoordinater for Fouriers lov kan man beregne varmestrømmen for stasjonære forhold. For eksempel kan man definere et sylinderskall med radius  $r$  rundt et borehull med lengden  $L$ . Man definerer et indre og ytre sylinderskall med radius lik henholdsvis  $r_1$  og  $r_2$ . Indre radius kan for eksempel være lik avstanden fra borehullets sentrum og symmetriakse til veggen i borehullet. Indre og ytre sylinderskall antas å ha temperaturene  $T_1$  og  $T_2$ . Ved borehullsbasert energilagring vil  $T_1 > T_2$  og man kan anta en konstant radiell varmestrøm *utover*. Varmestrømmen er da lik for alle tenkte sylindreflater med radius  $r$ , der  $r_2 > r > r_1$ . Den totale varmestrømmen gjennom dette sylinderskallet kan i følge Fouriers lov skrives som

$$\dot{Q} = -2\pi\lambda L r \frac{dT}{dr}. \quad (24)$$

Ved integrasjonen

$$\dot{Q} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} = -2\pi\lambda L \int_{T_1}^{T_2} dT$$

får man den totale varmestrømmen i sylinderskallet ved

$$\dot{Q} = 2\pi\lambda L \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_2}{r_1}}. \quad (25)$$

Ved hjelp av likning (5) kan varmestrømmen  $\dot{Q}$  uttrykkes som produktet av varmekapasiteten ( $C$ ) og endringen i volumets temperatur per tidsenhet ( $\frac{dT}{dt}$ ). Likning likning (25) kan dermed omskrives til

$$\frac{dT}{dt} = \frac{2\pi\lambda L}{C} \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_2}{r_1}}. \quad (26)$$

For en geotermisk brønn må dette kun betraktes som en teoretisk og idealisert situasjon. Den fulle matematiske beskrivelsen for varmestrømmer i virkelige borehullsreservoar er komplisert.

## 2.3 Konveksjon og Newtons avkjølingslov

I væsker og gasser skjer varmetransporten både ved varmeledning og konveksjon. Dette kompliseres nær faste overflater, for eksempel for luft som grenser mot overflaten til en radiatorovn. Varmeoverføringen i dette grensesjiktet avhenger av en rekke faktorer, og er vanskelig å beregne nøyaktig. Imidlertid er det vanlig å samle disse faktorene i én enkelt faktor  $h$ , *varmeovergangs-*



*koeffisienten*. Denne bestemmes vanligvis empirisk, og for naturlig konveksjon i luft ligger  $h$  vanligvis i området 2,5 til 10 W/(m<sup>2</sup>K). Med denne koeffisienten kan varmeoverføringen  $\dot{Q}$  mellom overflaten med arealet  $A$  og temperaturen  $T_s$ , og fluidet med temperatur  $T_g$ , beskrives ved hjelp av *Newtons avkjølingslov*. Denne loven uttrykkes ved likningen

$$\dot{Q} = hA(T_s - T_g). \quad (27)$$

## 2.4 Termodynamikkens første og andre lov

I avsnitt 2.1 ble det poengtert at energi i form av varme eller arbeid tilført et system øker systemets indre energi. Dette følger av et grunnleggende prinsipp i naturen som sier at energi hverken kan skapes eller ødelegges. Den kan kun omdannes fra én type energi til en annen. Prinsippet kalles loven om energibevarelse eller *termodynamikkens første lov* og kan formuleres slik:

*“For enhver prosess der varme tilføres og arbeid utføres på et system, vil den totale tilførte energien være lik økningen av systemets indre energi.”*

Loven kan ikke bevises matematisk, men baserer seg på eksperimentelle observasjoner i naturen. Det er ikke observert noen prosess i naturen som bryter med denne. Matematisk uttrykkes loven ved

$$\Delta U = Q - W \quad (28)$$

eller

$$dU = dQ - dW \quad (29)$$

uttrykt på differensialform. Her er  $\Delta U$  er endringen i indre energi,  $Q$  er varmemengden *tilført* systemet *fra* omgivelsene, og  $W$  er arbeidet utført *av* systemet *på* omgivelsene. Det er antatt at det ikke er noen forandring i systemets totale potensiell og kinetiske energi, dvs massesenterbevegelsen er uforandret.

I tillegg til at energi har kvantitet har den også kvalitet. *Termodynamikkens 2. lov* begrenser

hvilke prosesser som er mulige. Ved Clausius sin formulering lyder loven slik:

*“Ingen prosess er mulig hvis eneste resultat er at en varmemengde avgis fra ett varmereservoar og absorberes av et varmere varmereservoar.”*

I praksis betyr dette at energitransport fra kaldt til varmt reservoar krever at det utføres et arbeid, for eksempel fra en elektrisk drevet varmepumpe. Derimot er den motsatte prosessen mulig, for eksempel ved varmeledning. En ekvivalent formulering av termodynamikkens andre lov er at det ikke er mulig med en prosess hvor det *eneste* resultatet er at varme omgjøres til arbeid. Den motsatte prosessen er derimot mulig. Dette skyldes at arbeid er en mer høyverdig energioverføring enn varme.

Ordet *eneste* er et nøkkelord i formuleringen av termodynamikkens andre lov. For noen prosesser *kan* all varmeenergi overføres til arbeid, men ikke uten at systemets tilstand, for eksempel volumet, endres. “Supervarmekraftmaskiner” eller “supervarmepumper” finnes derfor ikke. Tilstandsendingen til maskinen eller pumpen gjør at maskinens effektivitet avtar gradvis.

## 2.5 Varmepumpe

### Konstruksjon og virkemåte

En varmepumpe er en maskin som overfører varme fra et kaldere medium til et varmere medium ved hjelp av tilført arbeid. I fortsettelsen omtales det kalde mediet som *kildesiden*, og det varme mediet som *lastsiden*. De fleste varmepumper består av to varmevekslere, en kompressor og en ekspansjonsventil, i tillegg til et såkalt arbeidsmedium som omdannes i de ulike fasene. Arbeidsmediet er en væske eller gass med koke- og kondensasjonstemperaturer som er tilpasset temperaturene til både kilde og last.

Varmepumpen baserer seg på sammenhengen mellom trykk og temperatur for gasser og væsker. *Trykket* i et fluid forteller ved hvor stor kraft per areal fluidets partikler virker på en overflate, og varierer med partikkeltetthet og partiklenes kinetiske energi. Trykk og temperatur er derfor avhengige størrelser. En gass som komprimeres vil få høyere temperatur, og tilsvarende vil en trykksenkning gi lavere temperatur. Disse tilstandsendingene, eller *faseforandringene*, omtales

som *fordampning* når mediet går fra væskefase til gassfase og *kondensering* når mediet går fra gassfase til væskefase.

Ved innløpet til fordamperen (varmeveksler) er arbeidsmediet i væskefase, og trykket holdes så lavt at mediet har lavere temperatur enn varmekilden. Temperaturforskjellen fører til at varme strømmer fra varmekilden til arbeidsmediet, som begynner å fordampe.

Arbeidsmediet i gassfase suges inn i en kompressor, som øker trykket og dermed temperaturen på arbeidsmediet så mye at den blir høyere enn temperaturen til omgivelsene. For å få til denne kompresjonen må man tilføre høyverdig energi i form av mekanisk arbeid. Det er altså i kompressoren energien som driver varmepumpen må tilføres.

Dermed strømmer arbeidsmediet i gassfase med høyt trykk og høy temperatur over i en kondensator (varmeveksler). Ettersom arbeidsmediet holder en høyere temperatur enn det mediet som skal varmes opp, overføres varme til dette mediet. Ved varmeavgivelsen kondenserer arbeidsmediet, og ved utløpet av kondensatoren er alt i væskefase.

Til slutt strømmer arbeidsmediet i væskefase med høyt trykk og høy temperatur til en strupeventil der trykket senkes. Dette medfører at trykk og temperatur avtar til fordampningstrykk og fordampningstemperatur. Arbeidsmediet er igjen klart for varmeopptak i fordamperen.

### Virkningsgrad

Virkningsgraden til varmepumpen defineres som forholdet mellom varmemengden  $Q_2$  man får ut fra varmepumpa og arbeidet  $W$  utført i kompressoren og gis ved likningen

$$\varepsilon = \frac{|Q_2|}{W}. \quad (30)$$

Jo høyere virkningsgrad, dess mer effektivt arbeider varmepumpen. En *carnotvarmepumpe* er en teoretisk varmepumpe med en maksimal virkningsgrad for en gitt temperaturdifferanse mellom kilde- og lastside. Fordi virkningsgraden er maksimal er ingen varmepumpe mer effektiv enn en carnotvarmepumpe.

Det kan vises at  $\Delta U = 0$  for en carnotvarmepumpe som går tilstrekkelig lenge. Termodynamikkens første lov gir da  $W = Q$ . Her er varmen  $Q$  lik netto tilført varme, det vil si summen

av tilført varme  $Q_1$  og avgitt varme  $Q_2$ . Dermed oppnås relasjonen

$$W = Q_1 + Q_2, \quad (31)$$

og likning (30) forenkles til

$$\varepsilon_c = \frac{|Q_2|}{Q_1 + Q_2}, \quad (32)$$

der  $\varepsilon_C$  brukes som symbol for carnotvirkningsgraden. Ved hjelp av termodynamiske relasjoner, der en utnytter at carnotprosessen er en ideell (reversibel) prosess, kan det vises at

$$Q_1 = -Q_2 \frac{T_1}{T_2}. \quad (33)$$

Her er  $T_1$  og  $T_2$  innstrømstemperaturer gitt i kelvin på henholdsvis kilde- og lastside. Likning (32) kan dermed uttrykkes som

$$\varepsilon_c = \frac{T_2}{T_2 - T_1}. \quad (34)$$

Denne virkningsgraden kalles *carnotvirkningsgraden*, og er alltid større enn 1. Gitt at varmem pumpen opererer i temperaturintervallene den er konstruert for ligger virkningsgraden normalt sett mellom 2,5 og 5, og mellom 50 og 60 % av carnotvirkningsgraden [23].

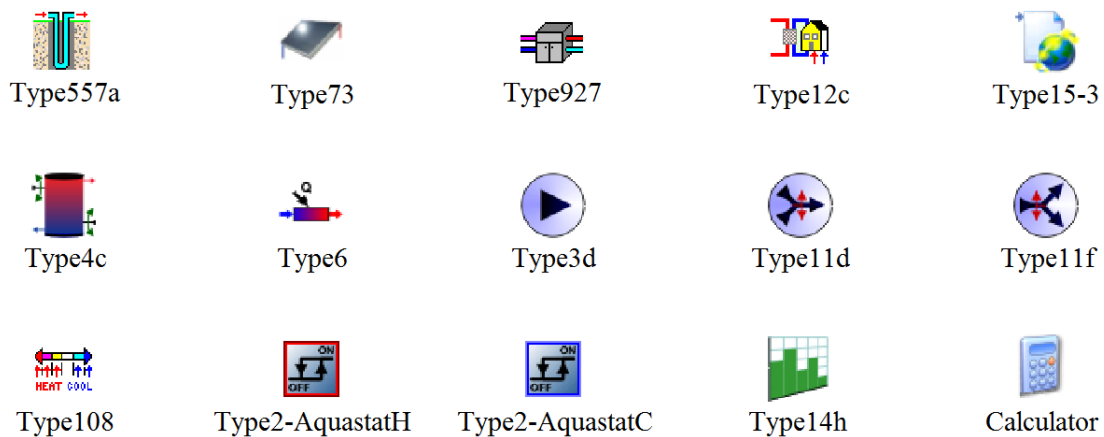
For systemet på Ljan skole er det også interessant å se på *hele systemets* virkningsgrad  $\mu$ . På tilsvarende måte som for likning (30) defineres denne til å være være forholdet mellom absoluttverdien av varmemengden man får ut av systemet via radiatorovnene  $|Q_{rad}|$ , og mengden tilført elektrisk og ikke-fornybar energi. Elektrisk energi  $W_{vp}$  og  $W_p$  forbrukes i varmem pumpen og sirkulasjonspumpene, mens ikke-fornybar energi  $Q_{olje}$  forbrennes i oljekjelen. Systemets virkningsgrad gis med dette av likningen

$$\mu = \frac{|Q_{rad}|}{W_{vp} + W_p + Q_{olje}}. \quad (35)$$

### 3 Modellering i TRNSYS

I denne delen beskrives modelleringen i TRNSYS. Dette modelleringsverktøyet har en åpen komponentstruktur som betyr at ferdigprogrammerte komponenter kombineres for å lage sammensatte systemer. De benyttede enkeltkomponentene presenteres i avsnitt 3.1, der fokuset rettes mot komponentenes parametre og matematiske virkemåte. I avsnitt 3.2 presenteres modellene av det sammensatte systemet på Ljan skole.

#### 3.1 Modellering av enkeltkomponenter



Figur 4: Benyttede komponenter i TRNSYS.

Figur 4 gir en oversikt over komponentene som er benyttet i modelleringen av Ljan skole. I tillegg til TRNSYS sine egenproduserte komponenter har det amerikanske selskapet TESS (Thermal Energy System Specialists) laget en rekke komponenter for geotermiske varmepumpesystemer. Her benyttes TESS- komponenter for varmepumpe (Type927) og brønnpark (Type557a), og disse er også avbildet i figur 4.

De fleste av komponentene har et sett med parameterverdier, inputverdier og outputverdier. Parameterverdiene angir komponentens tidsuavhengige egenskaper og er dermed konstante. Inputverdiene kan enten gis en konstant verdi eller kobles til en outputverdi fra en annen komponent (eller samme komponent). For en bestemt komponent beregnes outputverdien ut

fra dens parametre og inputverdier.

I de neste avsnittene beskrives alle benyttede komponenter, der hver komponenttype beskrives i et eget avsnitt. For hver komponent presenteres relevante parametre i en tabell. Noen av parametrene er selvforklarende i lys av beskrivelsen av Ljan skole i avsnitt 1.2 og gis ingen videre kommentar. For resterende parametre blir valg av parameterverdier begrunnet. I tabellene som oppgir parametrene refererer den første kolumnen “nr.” til parameternummeret i TRNSYS.

### **3.1.1 Brønnpark (Type 557a)**

Denne komponenten modellerer et sylindrisk grunnreservoar med uniformt fordelte geotermiske brønner. I hver brønn er det en eller flere U-formede kollektorrør med sirkulerende væske, slik som på Ljan skole. Brønnparkmodulen benytter til enhver tid alle borehullene, og det tillates ikke mer enn en brønnparkmodul per simulering. Dermed er det ikke mulig å variere antall borehull i drift innen en og samme simulering. For modelleringen av brønnparken ved Ljan skole er dette uproblematisk utenfor sommersesongen da alle 24 borehullene er i drift. På sommeren benyttes imidlertid kun de 10 indre borehullene ved lading fra solfangeren. Ettersom samtlige 24 borehull må benyttes i simuleringene også ved lading vil et eventuelt varmetap gjennom randsoner bli større enn i virkeligheten. Fastsatte parameterverdier for brønnparkkomponenten beskrives i tabell 3.

Nr.	Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
1	Reservoarvolum	$V_{res}$	$2,0 \cdot 10^6$	$m^3$
2	Borehullsdybde	$d_b$	200	m
3	Dybde til toppen av borehull		0,610	m
4	Antall borehull	$N_b$	24	stk
5	Borehullsradius	$r_b$	0.115	m
6	Antall borehull i seriekobling		1	stk
7	Antall radielle regioner		3	stk
8	Antall vertikale regioner		33	stk
9	Reservoarets varmeledningsevne		3,6	W/(mK)
10	Reservoarets spesifikke varmekapasitet		2300	kJ/(m <sup>3</sup> K)
11	Negativt antall U-rør per borehull		-1	
12	Ytre rørradius		0,0224	m
13	Indre rørradius		0,0200	m
14	Halv senteravstand mellom U-rør		0,0350	m
15	Fyllmassens varmeledningsevne		0,9	W/(mK)
16	Rørveggenes varmeledningsevne		0,7	W/(mK)
18	Tykkelse på gap mellom rør og fyllmasse		0	m
19	Referansestrømningsrate per borehull		0,2635	kg/s
20	Referansetemperatur borehull		8	°C
21	Varmetransport mellom pipene i et U-rør		-1	
22	Spesifikk varmekapasitet sirkulasjonsvæske		3,56	kJ/(kgK)
23	Tetthet sirkulasjonsvæske		1054	kg/m <sup>3</sup>
24	Isolasjonsindikator		0	
28	Antall simuleringsår (ref.verdi for numerisk metode)		20	år
29	Maksimal innstrømstemperatur sirkulasjonsvæske		50	°C
30	Starttemperatur topp reservoar		8	°C
31	Reservoarets startverdi for termisk gradient		0	°C/m
32	Antall år med oppvarming før simuleringsstart		0	år
39	Antall vertikale jordlag utenfor resevoar		1	stk
40	Jordlagets varmeledningsevne		3,6	W/(mK)
41	Jordlagets spesifikke varmekapasitet		2300	kJ/(m <sup>3</sup> K)

Tabell 3: Parametre for brønnparken.

Reservoarvolumet  $V_{res}$  (parameter 1) må beregnes slik at det blir riktig avstand mellom brønnene, da disse er uniformt fordelt i volumet. I TRNSYS anbefales det at beregningen gjøres med likningen

$$V_{res} = \pi N_b d_b (0,525 \cdot d)^2, \quad (36)$$

der  $N_b$  er antall brønner (parameter 4),  $d_b$  er brønnndybde (parameter 2) og  $d$  er innbyrdes avstand mellom brønnene [2]. På Ljan skole er denne avstanden ca. 7 meter, og reservoarvolumet

beregnes til  $2,0 \cdot 10^6 \text{ m}^3$ .

Antall borehull i seriekobling (parameter 6) er lik 1, da væskesløyvene i brønnparken på Ljan skole er “parallellkoblet”. Videre bestemmes oppdeling av regioner for de numeriske beregningene av antall radielle regioner (parameter 7) og antall vertikale regioner (parameter 8) rundt hver brønn. For at de numeriske beregningene i TRNSYS ikke skal bli for omfattende tillates det ikke at produktet av disse to er større enn 121. Dette gir begrensede muligheter til å studere konvergens av løsningen med hensyn på romlig diskretisering. Her er 33 vertikale regioner og 3 radielle regioner valgt. Det observeres ikke signifikante forskjeller i løsningen for andre valg.

Varmeledningsevnen til fyllmassen (parameter 15) må også angis. Grunnvannsnivået ligger på omtrent 46 meters dybde, og over dette er borehullene mettet med fyllmasse. Det antas at varmeledningsevnen til fyllmassen ligger i nærheten av  $2,0 \text{ W}/(\text{mK})$ , som er en typisk verdi for fyllmasse i borehull [6]. Da grunnvannets varmeledningsevne er ca.  $0,6 \text{ W}/(\text{mK})$  er borehullets gjennomsnittlige varmeledningsevne ca.  $0,9 \text{ W}/(\text{mK})$ . Kollektorslanger er typisk laget av polyethen med høy tetthet og varmeladningsevne i området  $0,7 \text{ W}/(\text{mK})$  [10]. Varmeledningsevnen til rørveggen (parameter 16) settes lik denne verdien.

For å redusere varmeutveksling mellom de to kollektorpipene i borehullene er det ønskelig med størst mulig avstand mellom dem [10]. Denne avstanden (parameter 14) er derfor satt slik at pipene plasseres på hver sin side av borehullet. Videre er det på Ljan skole ingen isolasjon mellom pipene. Indikatoren for varmetransport mellom pipene (parameter 21) skal derfor settes lik -1. På Ljan skole er det heller ikke isolasjon i reservoarets randsoner. Isolasjonsindikatoren for randsonene (parameter 24) settes derfor lik 0. Antall simuleringsår for numerisk metode (parameter 28) brukes som referanseverdi for komponentens beregninger. Den bestemmer dermed ikke hvor mange år som skal simuleres.

Reservoarets starttemperatur settes uniformt lik middeltemperaturen funnet i den termiske responstesten ved Ljan skole. Dermed skal starttemperaturen på toppen av reservoaret (parameter 30) settes lik  $8^\circ\text{C}$ , og den termiske gradienten (parameter 31) settes lik null. Sammenlignet med en modell hvor man tar høyde for den termiske gradienten gir denne tilnærmingen et avvik på kun  $0,01^\circ\text{C}$  i borehullet etter 25 år for et borehull på 110 meter [7]. Litt forenklet kan dette forklares med sammenhengen mellom temperatur og indre termisk energi, omtalt i



avsnitt 2.1. Gjennomsnittstemperaturen er et godt mål for gjennomsnittlig tetthet av indre termisk energi. Da temperaturvariasjonene i tillegg er relativt små, det vil si mellom 7,6 og 8,4°C, er tilnærmingen god.

Til slutt bestemmes de termiske egenskapene utenfor reservoaret av parametrene 39-41. Ved Ljan skole er det ikke noe reelt skille mellom reservoaret og omgivelsene, så disse parametrene fastsettes slik at reservoar og omgivelsene har de samme termiske egenskapene. Antall vertikale jordlag (parameter 39) settes derfor lik 1 slik at berggrunnen er homogen også utenfor reservoaret. Varmeledningsevne og spesifikk varmekapasitet for dette jordlaget (parameter 40 og 41) settes også lik som for reservoaret.

### Matematisk beskrivelse

For en matematisk beskrivelse av komponenten henviser TESS [5] til en manual [11] der komponentens numeriske metoder skisseres, men en detaljerte beskrivelser gis ikke. I korte trekk går de numeriske metodene ut på at temperaturprofilen i brønnparken beregnes som en superposisjon av en *global*, en *lokal* og en *konstant fluks* løsning. Den globale og den lokale løsningen beregnes med *eksplisitt endelig differanse metode* (FDM), mens konstant fluks delen har en analytisk løsning. Det globale problemet beskriver stor-skala varmeledning i grunnen, dvs vekselvirkning mellom reservoar og omgivelser via randflater, og varmestrømmer mellom ulike deler av reservoaret. Detaljerte temperaturprofiler rundt hvert borehull fanges opp av den lokale og konstant fluks løsningen.

#### 3.1.2 Solfanger (Type 73)

Denne komponenten er en generell flatplatesolfanger, som i dette tilfellet skal modellere en asfaltert bakkesolfanger. Varmeledning sørger for at sollys som treffer solfangeren ledes gjennom asfalten og overføres til sirkulerende væske i rørsløyfene. Fastsatte parameterverdier for solfangeren gis i tabell 4.

Antall solfangere i seriekobling (parameter 1) settes lik 1 slik at komponenten modeller én solfanger. Videre bestemmes finneffektivitetsfaktoren  $F$  (parameter 4). Denne avhenger av senteravstanden mellom rørene, tykkelse og varmeledningsevne for solabsorpsjonsflata, samt

Nr.	Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
1	Antall solfangere i seriekobling		1	stk
2	Solfangerareal	$A$	1400	m <sup>2</sup>
3	Sirkulasjonsvæskens spesifikke varmekapasitet		3,56	kJ/(kgK)
4	Finneeffektivitetsfaktoren	$F$	0,9	
5	Bunnflatens varmetapskoeffisient	$U_b$	1	W/m <sup>2</sup> K
6	Absorpsjonsflatens utstrålingskoeffisient	$\alpha$	0,9	
7	Absorpsjonsflatens absorpsjonskoeffisient		0,9	
8	Antall lag med overdekning på absorpsjonsflaten		1	stk
9	Lagets brytningsindeks		1	
10	Produkt av utsettelseskoeffisient og lagets tykkelse		0	

Tabell 4: Parametre for solfangeren.

den totale varmetapskoeffisienten per areal. Finneeffektivitetsfaktoren beregnes ved likningene

$$F = \frac{\tanh(s(W - D)/2)}{s(W - D)/2} \quad (37)$$

og

$$s = \sqrt{\frac{U_L}{k\delta}} \quad (38)$$

for en generell flatplatesolfanger [14]. Her er  $W$  lik senter-senter avstanden mellom to naborør og  $D$  er rørdiameteren. Disse er henholdsvis 250 mm og 25 mm ved Ljan skole. Varmetapskoeffisienten  $U_L$  fastsettes i tråd med empiriske undersøkelser for flatplatesolfangere der denne varierer i området rundt 6 W/(m<sup>2</sup>K) [4]. Verdien til denne koeffisienten avhenger blant annet av solfangerens geometriske oppbygning og materiale, samt vær og vind. Asfalttykkelsen  $\delta$  er 100 mm ved Ljan Skole, og varmeledningsevnen  $k$  til absorpsjonsplata kan settes til 1,8 W/(mK) for en asfaltolfanger [23]. Med disse verdiene blir finneeffektivitetsfaktoren lik 0,9. Til sammenlikning gis denne verdien også for en parabolisk solfanger [14].

Den empiriske verdien for varmetapskoeffisienten  $U_t$  for toppflaten ligger i området 5 W/(m<sup>2</sup>K) [4]. Videre er sammenhengen mellom varmetapskoeffisientene

$$U_L = U_t + U_s + U_b, \quad (39)$$

der  $U_s$  og  $U_b$  er varmetapskoeffisienter for henholdsvis sideflater og bunnflate. For denne solfangeren er arealet til sideflatene av en mye lavere størrelsesorden enn bunnflate, og kan dermed

neglisjeres. Likning (39) forenkles da til

$$U_b = U_L - U_t, \quad (40)$$

og varmetapskoeffisienten per areal for bunnflaten  $U_b$  (parameter 5) blir med dette  $1 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ .

Utstrålingskoeffisienten (parameter 6) og absorpsjonsfaktoren (parameter 7) er eksperimentelt målt til henholdsvis 0,92 og 0,98 for flate solfangere uten glassdekning [24]. I en annen rapport varierer utstrålingskoeffisienten mellom 0,85 og 0,98 [23]. Under prosjekteringen av anlegget på Ljan skole antatt en absorpsjonsfaktor mellom 0,8 og 0,9 for asfaltsolfangeren [20], men det spesifiseres ikke hva dette anslaget baseres på. Da de ovennevnte verdiene spriker, er ulike verdier mellom 0,8 og 1 testet i simuleringer. Ved å sammenligne de simulerte væsketemperaturene ut fra solfanger med tilsvarende målte temperaturer på Ljan skole virker verdien 0,9 å være et fornuftig valg for begge parametrene.

Antall lag med overdekning på absorpsjonsflaten (parameter 8) har en minimumsverdi lik 1 i TRNSYS. Alfaltsolfangeren ved Ljan skole har ingen slik overdekning. Overdekningens egenskaper bestemmes ved dekningens brytningsindeks (parameter 9) og forsinkelseeffekt (parameter 10). Effekten av overdekningslaget kan elimineres ved å sette brytningsindeksen for overdekningen lik 1, slik at laget ikke gir noen lysbrytning, og ved å sette forsinkelsen forårsaket av overdekningen lik 0.

### Matematisk beskrivelse

Den matematiske beskrivelsen av solfangeren er hentet fra TRNSYSs manual [2]. Uttrykket for varmen  $\dot{Q}_{sol}$  som absorberes av væsken i solfangeren gis ved

$$\dot{Q}_{sol} = A \cdot K(I\alpha - U_L(T_i - T_{ute})), \quad (41)$$

der  $A$  er arealet til solfangeren,  $I$  er fluksen for solinnstrålingen,  $\alpha$  er asfaltens absorpsjonskoeffisient, og  $T_i - T_{ute}$  er temperaturdifferansen mellom solfangerens innstrømmende væske og utetemperatur. Varmetapskoeffisienten per areal,  $U_L$ , er ovenfor gitt ved den empiriske verdien  $6 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Et matematisk uttrykk for denne koeffisienten finnes i TRNSYSs manual [2].

Videre bestemmes den totale varmetapskoeffisienten  $K$  for solfangeren ved likningen

$$K = \frac{\dot{m}_{sf} c_{sf}}{A \cdot U_L} (1 - e^{-\frac{F \cdot U_L \cdot A}{\dot{m}_{sf} c_{sf}}}). \quad (42)$$

Her er  $\dot{m}_{sf}$  og  $c_{sf}$  solfangerens masse og massespesifikke varmekapasitet, og  $F$  er finneeffektivitetsfaktoren. Utstrømstemperaturen for sirkulasjonsvæska gis ved

$$T_u = \frac{A \cdot K (I\alpha - U_L (T_i - T_{ute}))}{\dot{m}_{sf} c_{sf}} + T_i. \quad (43)$$

Når solfangeren ikke er i drift beregnes temperaturen i asfalten,  $T_s$ , ved likningen

$$T_s = \frac{I\alpha}{U_L} + T_{ute}. \quad (44)$$

### 3.1.3 Varmepumpe (Type 927)

Denne komponenten modellerer en typisk geotermisk varmpumpe som transporterer varme fra en væskesløyfe til en annen. I modellene av Ljan Skole brukes varmpumpen kun til oppvarming og parametre for kjøleeffekter er derfor utelatt fra tabell 5.

Nr.	Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
1	Sirkulasjonsvæskens spesifikke varmekapasitet, kildeside		3,56	kJ/(kgK)
2	Sirkulasjonsvæskens spesifikke varmekapasitet, lastside		4,19	kJ/(kgK)
3	Sirkulasjonsvæskens massetetthet, kildeside		1054	kg/m <sup>3</sup>
4	Sirkulasjonsvæskens massetetthet, lastside		1000	kg/m <sup>3</sup>
15	Levert varmeeffekt per varmpumpe	$\dot{q}_{lev}$	8,33	kW
16	Elektrisk effekt per varmpumpe	$\dot{q}_{el}$	1,67	kW
17	Kildestrømningsrate per varmpumpe	$\dot{m}_{kilde}$	0,8	l/s
18	Laststrømningsrate per varmpumpe	$\dot{m}_{last}$	0,25	l/s
19	Antall identiske varmpumper	N	12	stk

Tabell 5: Parametre for varmpumpen.

Parametrene 15-18 dimensjonerer en “liten” geotermisk varmpumpe av omtrent samme størrelsesorden som i eneboliger. Levert varmeeffekt  $\dot{q}_{lev}$  (parameter 15) og elektrisk effekt  $\dot{q}_{el}$  (parameter 16) angir omtrent hvilke effekter den lille varmpumpen leverer. Kildestrømningsrate  $\dot{m}_{kilde}$  (parameter 17) og laststrømningsrate  $\dot{m}_{last}$  (parameter 18) angir “normale” strømnings-

rater for pumpen. Hva som menes med “omtrentlige effekter” og “normale strømningsrater for den lille pumpen” kommer tydeligere fram i den matematiske beskrivelsen nedenfor.

For å øke størrelsen på varmpumpen kan man enten skalere den lille varmpumpen opp til én stor varmpumpe eller skalere opp *antallet* varmpumper  $N$  (parameter 19). TRNSYS anbefaler at antallet varmpumper skaleres slik at de små varmpumpene tilsammen virker som en stor. Det anbefales videre at TRNSYSs foreslåtte parameterverdier for avlevert varmeeffekt og elektrisk effekt på henholdsvis 8,33 kW og 1,67 kW beholdes.

Parameter verdien for antallet varmpumper gir en maksimalgrense for hvor mange varmpumper  $N^*$  (gitt som en inputverdi) som kan være aktive i simuleringen, det vil si  $0 < N^* < N$ . I denne modelleringen gjøres imidlertid en forenkling slik at  $N^*$  er konstant lik  $N$ . Dermed veksler varmpumpen mellom tilstandene hvilemodus og full aktivitet. For å fastslå realistiske verdier for effektene, gitt ved parameter 15 og 16, er simuleringer kalibrert opp mot driftsdata for januar måned. Målingene fra Ljan skole gir gjennomsnittlig innstrømstemperatur til akkumulatortank fra varmpumpe lik  $50^\circ\text{C}$  denne måneden. Dette er vist i figur 24 i avsnitt 4.2. For å oppnå denne temperaturen må antallet varmpumper  $N$  settes lik 12. Avgitt varmeeffekt og elektrisk effekt fra de 12 varmpumpene vil dermed ligge rundt hhv. 100 kW og 20 kW. Dette er omtrentlige verdier. Den matematiske beskrivelsen av komponenten nedenfor viser at avgitt effekt også er avhengig av *normaliserte* varmeeffekter gitt fra en ekstern datafil benyttet av komponenten.

Innkommende strømningsrater for *den lille* varmpumpen, gitt ved parameter 17 og 18, tilpasses etter normale strømningsrater på Ljan skole. Der varierer strømningsraten på kildesiden mellom 6 og 12 l/s, mens lastsiden driftes med en rate rundt 3 l/s. TRNSYSs foreslåtte strømningsrater for den lille varmpumpen er 0,4 l/s på begge sider, men i denne modellen endres verdien til 0,25 l/s for lastsiden og 0,8 l/s for kildesiden. Også denne begrunnelsen følger av den matematiske beskrivelsen nedenfor.

### Matematisk beskrivelse

Den matematiske beskrivelsen av varmpumpekomponenten gitt nedenfor er skrevet ved hjelp av TESS sin matematiske dokumentasjon [5]. Varmepumpens avgitte effekter beregnes ved at komponenten benytter en ekstern og brukerdefinert datafil. Filen er laget av TESS og

er basert på data fra en varmpumpefabrikkant. Filen tar inn informasjon om temperaturer og *normaliserte* strømningsrater og gir ut *normaliserte* elektrisistets- og varmeeffekter. De normaliserte strømningsratene beregnes ved å dividere de *faktiske* strømningsratene  $\dot{M}_{kilde}$  og  $\dot{M}_{last}$  (inputverdier) på henholdsvis kilde- og lastside med produktet av antallet varmpumper  $N$  (parameterverdi) og strømningsratene til den lille varmpumpen  $\dot{m}_{last}$  og  $\dot{m}_{kilde}$  (parameterverdier). Dette gir likningene

$$\rho_{kilde} = \frac{\dot{M}_{kilde}}{\dot{m}_{kilde} \cdot N} \quad (45)$$

og

$$\rho_{last} = \frac{\dot{M}_{last}}{\dot{m}_{last} \cdot N}. \quad (46)$$

Dersom de normaliserte verdiene for strømningsrate er i nærheten av 1 får varmpumpen operere med de strømningsratene den er designet for. Begrunnelsen for å sette den lille pumpens strømningsrater (parameter 17 og 18) lik 0,8 l/s og 0,25 l/s er derfor å sikre at de normaliserte strømningsratene er i nærheten av 1. Det er opplyst at varmpumpen på Ljan skole er spesialtilpasset resten av systemet, og det er dermed rimelig å anta at tilpasningen også gjelder strømningsratene.

Når den eksterne filen har mottatt informasjon om innkommende temperaturer (inputverdier) og beregnet normaliserte strømningsrater på kilde- og lastside beregnes de *normaliserte* effektene. Filen bruker et bestemt sett med verdier for normaliserte strømningsrater og temperaturer som endepunktverdier for ulike intervaller. Den benyttede filens endepunktverdi er gitt i tabell 6. Det er tilsammen 216 kombinasjoner av disse verdiene. For hver kombinasjon gir datafilen normaliserte verdier for levert varmeeffekt og elektrisk effekt  $(\eta_{lev}, \eta_{el})$ , der hvert par er gitt på en egen linje i filen. For eksempel gir kombinasjonen (0,54, 0,54, 15,6, -1,1) effektparet (0,8860, 0,7564) på første linje, mens kombinasjonen (0,54, 0,54, 15,6, 4,4) gir effektparet (0,9559, 0,7692) på den neste linjen. Som regel får datafilen inn verdier som ligger et sted mellom intervallets endepunktverdier, og det interpoleres lineært mellom ulike kombinasjoner av endepunktverdier. Filen ekstrapolerer ikke, slik at innkommende verdier som faller utenfor endepunktintervallene settes lik nærmeste endepunktverdi.

	Intervallverdier
Normaliserte strømningsrater lastside	(0,54 1,00 1,27)
Normaliserte strømningsrater kildeside	(0,54 1,00 1,27)
Væsketemperaturer lastside	(15,6 26,7 37,8 48,9)
Væsketemperaturer kildeside	(-1,1 4,4 10,0 15,6 21,1 26,7)

Tabell 6: Interpolasjonsintervallenes endepunktverdier, avrundet til to desimaler.

Et spørsmål som bør stilles er om den modellerte varmepumpen er designet for de samme innstrømstemperaturene som varmepumpen på Ljan skole. Ut i fra endepunktverdiene gitt i tabell 6 ser den modellerte varmepumpen ut til å være designet for innstrømstemperaturer i intervallet [15,6, 48,9] på lastsiden og [-1,1, 26,7] på kildesiden. Disse temperaturintervallene gjenspeiler temperaturene på Ljan skole. Dette framkommer ved sammenligning av simuleringsresultater og driftsdata i avsnitt 4.5.

Når den eksterne filen har returnert de normaliserte effektene beregnes det *virkelige* effektparet ved likningene

$$\dot{Q}_{lev} = \eta_{lev} \cdot \dot{q}_{lev} \cdot N \quad (47)$$

og

$$\dot{Q}_{el} = \eta_{el} \cdot \dot{q}_{el} \cdot N, \quad (48)$$

der  $\dot{Q}_{lev}$  er levert varmeeffekt og  $\dot{Q}_{el}$  elektrisk effekt. Med de gitte parametervardiene i tabell 5 vil dermed normaliserte effekter lik 1 tilsvare avlevert varmeeffekt lik 100 kW og elektrisk effekt lik 20 kW.

Gitt de to effektene beregnes absorbert varmeeffekt  $\dot{Q}_{abs}$  fra kildesiden med likningen

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{Q}_{lev} - \dot{Q}_{el}. \quad (49)$$

Videre kan utgående væsketemperaturer  $T_{kilde,ut}$  og  $T_{last,ut}$  fra varmepumpen beregnes ved

$$T_{kilde,ut} = T_{kilde,in} - \frac{\dot{Q}_{kilde}}{\dot{M}_{kilde} \cdot c_{kilde}} \quad (50)$$

og

$$T_{last,ut} = T_{last,in} - \frac{\dot{Q}_{last}}{\dot{M}_{last} \cdot c_{last}}, \quad (51)$$

der  $T_{kilde,in}$  og  $T_{last,in}$  er innkommende væsketemperaturer. Til slutt gis varmpumpens *momentane* virkningsgrad ved likningen

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{last}}{\dot{Q}_{el}}. \quad (52)$$

### 3.1.4 Bygning (Type 12c)

Denne komponenten modellerer en bygning med uniform innetemperatur. Her settes inputverdiene slik at all varmeutveksling mellom inneluft og omgivelser skjer gjennom byggets ytterflater og radiatorovner. Ved konstant innetemperatur er disse to faktorene like store, slik at energitilførselen tilsvarer energitapet. I virkeligheten vil innetemperaturen også påvirkes av annen form for oppvarming og avkjøling, for eksempel fra elektriske artikler, ventilasjonssystem og mennesker. Av hensyn til analysen neglisjeres disse da de er av vesentlig lavere størrelsesorden enn de to hovedfaktorene.

I vanlige husholdninger utgjør oppvarming av varmtvann en betydelig del av oppvarmingsbehovet. På en skole er denne andelen betydelig mindre, og nesten hele oppvarmingsbehovet gjelder oppvarming av inneluft. Oppvarming av varmtvannstank inkluderers derfor ikke i modellen.

Tabell 7 gir parametre for bygningen.

Nr.	Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
2	Bygningsmassens tapskoeffisient	$Y$	2600	W/K
3	Bygningsmassens varmekapasitet	$C_b$	320000	kJ/K
4	Inneluftens starttemperatur		20	°C
5	Radiatorvæskens spesifikke varmekapasitet		4,190	W/(kgK)
6	Radiatorenes varmeoverføringskoeffisient	$R$	2600	kJ/K

Tabell 7: Parametre for bygningen.

Bygningens tapskoeffisient  $Y$  (parameter 2) beregnes ved likningen

$$\dot{Q}_{ytt} = Y(T_{inne} - T_{ute}), \quad (53)$$

der  $\dot{Q}_{ytt}$  er energitapet gjennom byggets ytterflater,  $T_{inne}$  er inneluftstemperatur og  $T_{ute}$  er utetemperatur. Beregningen gjøres med utgangspunkt i årene 2008-2010 da oljefyren sørget



for oppvarmingen på Ljan skole. Årsgjennomsnittlig energiforbruk og utetemperatur ved Ljan skole var 320 MWh og 6 °C disse årene [?]. En liten del gikk til tappevann, men dette neglisjeres i disse beregningene. Årsforbruket tilsvarer et gjennomsnittlig effektforbruk på 37 kW. Med en antatt gjennomsnittlig innetemperatur på 20 °C, det vil si 14 °C forskjell mellom ute- og innetemperatur, beregnes tapskoeffisienten til 2600 W/K.

Bygningens totale varmekapasitet  $C_b$  (parameter 3), kan betraktes som byggets motstand mot temperaturendring, og avhenger av bygningens størrelse. Denne parameteren har i et lengre perspektiv ingen betydning for bygningens energiforbruk. Den er kun et mål på hvor *raskt* den varmes opp eller avkjøles. Parameteren har dermed betydning for hvor ofte sirkulasjonspumpene i radiatorkretsen må skrus av eller på, men i et lengre tidsperspektiv påvirker den ikke den totale tiden pumpene opererer.

Varmekapasiteten er bestemt gjennom følgende enkle antakelse. Dersom all energiutveksling mellom bygningen og dens omgivelser skjer gjennom ytterflatene (radiatorene er ikke i drift) og opprinnelig innetemperaturen er 20 °C, skal det ta 24 timer før temperaturen har sunket til 10 °C. Dette er gitt en utetemperatur konstant lik 0 °C. Med varmetapskoeffisient  $Y=2600$  W/K vil integrasjon med disse grensebetingelsene blir  $C_b$  gi 320 MJ/K.

På tilsvarende måte som for bygningsmassens tapskoeffisient bestemmes varmeoverføringskoeffisienten  $R$  (parameter 6) for radiatorkretsen ved sammenhengen mellom samlet effekt tilført via radiatorer  $\dot{Q}_{rad}$  og temperaturforskjell mellom innstrømsvæske inn til radiatorer  $T_{rad}$  og inneluft  $T_{inne}$ . Likningen gis ved

$$\dot{Q}_{rad} = R(T_{rad} - T_{inne}). \quad (54)$$

Som vist i avsnitt 4.5 er innstrømstemperaturen til radiatorkretsen i gjennomsnitt 50 °C i januar. Denne måneden er gjennomsnittlig utetemperatur lik -5 °C [17]. Dersom man antar at innetemperaturen ligger rundt 20 °C, og at radiatorpumpen ikke trenger å gå kontinuerlig kan man regne med at radiatorkretsen klarer å forsyne bygningen med nok varme når  $T_{rad} - T_{inne} \approx T_{inne} - T_{ute}$ . I dette tilfellet er radiatorene så effektive at de med kontinuerlig drift klarer å holde innetemperaturen konstant lik 20 °C dersom innstrømstemperatur til radiatorer og utetemperatur er henholdsvis 40 °C og 0 °C. Antakelsen medfører at varmeover-

føringskoeffisienten (parameter 6) blir lik varmetapskoeffisienten for bygningen slik at

$$R = Y. \quad (55)$$

### Matematisk beskrivelse

I tråd med termodynamikkens første lov (beskrevet i avsnitt 2.4) beregner TRNSYS [2] inne-luftstemperatur og bygningens indre termiske energi ut fra hvor mye netto varme som tilføres eller tappes fra bygningen. Da bygningen har konstant volum gir termodynamikkens første lov at bygningens endring  $dU$  i indre energi kan uttrykkes ved produktet av bygningens varmekapasitet  $C_b$  og endringen  $dT_{inne}$  i innetemperatur. I tillegg benyttes likning (54) for bygningens tilførte varme, likning (53) for bygningens varmetap samt likning (55) for sammenhengen mellom varmeoverføringskoeffisientene. Dette gir den førsteordens ordinære differensiallikningen

$$\frac{dT_{inne}(t)}{dt} = \frac{R}{C_b}(T_{rad}(t) - T_{inne}(t)) - \frac{Y}{C_b}(T_{inne}(t) - T_{ute}(t)) = \frac{Y}{C_b}(T_{rad}(t) - 2T_{inne}(t) + T_{ute}(t)) \quad (56)$$

for innetemperaturen  $T_{inne}$  som en funksjon av tiden  $t$ . Likning (56) forteller at inneluftstemperaturen vil øke når den er lavere enn gjennomsnittstemperaturen til radiator og uteluft, og motsatt. Så lenge gjennomsnittstemperaturen tilsvarer innetemperaturen forblir den uforandret. Funksjonene  $T_{rad}(t)$  og  $T_{ute}(t)$  kan ikke uttrykkes analytisk og likningen må dermed løses numerisk.

#### 3.1.5 Værmodell - Oslo (Type 15-3)

Denne komponenten gir informasjon til resten av systemet om vær og vind gjennom et år, og repeteres syklisk ved simulering over flere år. Informasjonen bestemmes ved at komponenten leser værdata fra en ekstern fil for et ønsket geografisk sted, i dette tilfellet Oslo (Fornebu). I modellene mottar solfangeren informasjon om styrke og retning for solinnstråling på horisontalfata, tørrlufttemperatur og vind, mens bygning, brønnpark og uteternmostat mottar informasjon om tørrlufttemperatur. Komponentens har ingen parametre da all værdata tilsvarer den eksterne filens outputverdier.

### 3.1.6 Akkumulator (Type 4c)

Med denne komponenten modelleres en akkumulatortank med vertikal temperatordifferensiering, der temperaturen øker fra den nederste og kaldeste noden og opp til den øverste og varmeste. Det er ventiler inn til alle nodene, slik at den innstrømmende væsken slippes inn i den delen av tanken som har temperatur nærmest væsketemperaturen. Utgående væskestrøm fra tanken til varmpumpen sendes alltid ut fra den kaldeste noden, mens utgående væskestrøm til radiatorkretsen sendes fra den varmeste noden. Komponentene gir mulighet for to direktevarmere inne i tanken, men disse blir ikke benyttet.

Nr.	Parameter	Verdi	Enhet
2	Akkumulatortankens volum	4,0	m <sup>3</sup>
3	Væskens spesifikke varmekapasitet	4,190	kJ/(kgK)
4	Væskens tetthet	1000	kg/m <sup>3</sup>
5	Akkumulatortankens varmetapskoeffisient	0	W/(m <sup>2</sup> K)
6-15	Høyde for node 1-10	0,20	m

Tabell 8: Parametre for akkumulatoren.

Normalt vil det være noe varmetap fra tanken, men dette neglisjeres. Varmetapskoeffisienten, parameter 5 i tabell 8, settes dermed lik null. For nodehøyde (parameter 6-15) er det antatt at tanken er 2 meter høy slik at hver av de 10 nodene er 0,2 meter.

### 3.1.7 Oljefyr (Type 6)

Denne komponenten er en direktevarmer. Når komponentens av/på-signal er lik 1 (som betyr at den er i drift) samt at væskens temperatur er under en bestemt verdi tilføres varme fra direktevarmer til væske. Ved av-signalet 0 tilføres ingen varme. Parametrene er gitt ved tabell 9.

Nr.	Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
1	Oljefyrens varmeeffekt	$\dot{Q}_{olje}$	100	kW
2	Sirkulasjonsvæskens spesifikke varmekapasitet	$c$	4,190	kJ/(kgK)
3	Oljefyrens varmetapskoeffisient		0	W/(kgK)
4	Borbrenningseffektivitet		1	

Tabell 9: Parametre for oljefyren.

Den opprinnelige oljefyren på Ljan skole kunne levere opptil 400 kW, som var langt mer enn oppvarmingsbehovet. I det nye systemet aktiveres oljefyren kun i tilfellet hvor varmpumpen ikke leverer tilstrekkelig med energi. Det behøves derfor på langt nær like høy varmeeffekt fra oljefyren som tidligere. Varmeeffekten (parameter 1) er derfor redusert til 100 kW, en tilstrekkelig effekt for antatt dimensjonerende utetemperatur. Slik som for akkumulatortanken settes oljefyrens varmetapskoeffisient (parameter 3) lik 0. Effektiviteten til oljefyren (parameter 4) settes til maksimalverdien, selv om noe av energien i virkeligheten går tapt, typisk 10% for bioolje [18].

### Matematisk beskrivelse

Temperaturen  $T_{olje,ut}$  til vannet etter passering av oljefyren er gitt ved

$$T_{olje,ut} = \frac{\dot{Q}_{olje}}{\dot{m} \cdot c} + T_{olje,inn}, \quad (57)$$

der  $T_{olje,inn}$  er innstrømstemperaturen,  $\dot{m}$  er vannets strømningsrate,  $c$  er vannets spesifikke varmekapasitet og  $\dot{Q}_{olje}$  er levert varmeeffekt fra oljefyren.

#### 3.1.8 Pumper (Type 3d)

Denne komponenten bestemmer strømningsraten for alle komponentene i en lukket væskesløyfe. I motsetning til pumpene på Ljan skole, hvor strømningsratene kan variere, er raten konstant for denne komponenten. Dette er gjort for å forenkle styringen av systemet slik at pumpen kun har to tilstander; av og på.

Den ene pumpen som i virkeligheten styrer alle væskesløyfer på brønnsiden av varmpumpen modelleres som pumpe 1, 2 og 3. Disse går imidlertid aldri samtidig, slik at de i prinsippet fungerer som den ene pumpen. Pumpe 4 modellerer pumpen mellom varmpumpe og akkumulatortank, mens pumpe 5 modellerer pumpen mellom akkumulatortank og radiatorer. I pumpens manual er effektforbruket ikke gitt ved strømningsrater lavere enn den maksimale strømningsraten. I modelleringen brukes relativt grove estimater for effektforbruket. Pumpenes effektforbruk spiller en viktig rolle når systemets virkningsgrad skal beregnes, men har ingen fysisk betydning for systemet. Dette fordi pumpene er modellert slik at de ikke tilfø-

rer varme til væskestrømmen og strømningsratene er uavhengige av effektforbruket (gitt at pumpen går).

Nr.	Parameter	Verdi	Enhet
1	Strømningsrate	6,324	kg/s
2	Sirkulasjonsvæskens spesifikke varmekapasitet	3,56	kJ/(kgK)
3	Pumpenes elektriske effekt	5	kW
4	Konverteringskoeffisient	0	

Tabell 10: Parametre for pumpe 1 og pumpe 2.

Tabell 10 beskriver pumpe 1 og 2. Pumpe 1 modellerer pumpen på brønnsiden når den opererer mellom henholdsvis solfanger og varmepumpe, mens pumpe 2 modellerer pumpen på brønnsiden når den opererer mellom solfanger og brønnpark. Når systemet kjøres i disse sekvensene ligger strømningsratene normalt sett i området 6 l/s. Her estimeres pumpeeffekten til å være 5 kW gitt at maksimaleffekten ved 15 l/s er 11 kW. Konverteringskoeffisienten (parameter 4) er satt lik 0 da den lille varmemengden som tilføres væsken fra det mekaniske arbeidet utført av pumpen neglisjeres.

Nr.	Parameter	Verdi	Enhet
1	Strømningsrate	12,648	kg/s
2	Sirkulasjonsvæskens spesifikke varmekapasitet	3,56	kJ/(kgK)
3	Pumpens elektriske effekt	10	kW
4	Konverteringskoeffisient	0	

Tabell 11: Parametre for pumpe 3.

Tabell 11 beskriver pumpen på brønnsiden når den opererer mellom brønnpark og varmepumpe. Med strømningsraten (parameter 1) lik 12 l/s, tilnærmes pumpeeffekten (parameter 4) til 10 kW.

Nr.	Parameter	Verdi	Enhet
1	Strømningsrate	3,0	kg/s
2	Sirkulasjonsvæskens spesifikke varmekapasitet	4,19	kJ/(kgK)
3	Pumpens elektriske effekt	0	kW
4	Konverteringskoeffisient	0	

Tabell 12: Parametre for pumpe 4

Pumpe 4, beskrevet i tabell 12, opererer i den lille kretsen mellom varmpumpe og akkumulatortank og energiforbruket (parameter 3) neglisjeres.

Nr.	Parameter	Verdi	Enhet
1	Strømningsrate	4,0	kg/s
2	Sirkulasjonsvæskens spesifikke varmekapasitet	4,19	kJ/(kgK)
3	Pumpens elektrisk effekt	5	kW
4	Konverteringskoeffisient	0	

Tabell 13: Parametre for pumpe 5.

Tabell 13 beskriver pumpen i radiatorkretsen. Det antas at denne pumpen har et lavere effektforbruk enn pumpen på brønnsiden som opererer med høyere strømningsrate og må "løfte" væsken 200 meter opp fra borehullene. Effektforbruket (parameter 3) til pumpe 5 estimeres her til 5 kW.

### 3.1.9 Splittere og mikserer (Type 11d og 11f)

Splittere og mikserer gjør det mulig å lage forgreininger av rørsystem. I splitteren deles det innkommende røret i to utgående rør. Komponenten regulerer hvor stor andel væske som går ut gjennom hvert av de to rørene. Dette styres av et ytre kontrollsignal i intervallet [0,1] der de to endeverdiene indikerer at all væskestrøm går gjennom henholdsvis den ene eller andre forgreiningen. Mikseren forener to innkommende rør i ett utgående rør, og komponenten regulerer væskestrømmen på tilsvarende måte som splitteren.

### 3.1.10 Lufttermostater (Type 108)

Denne komponenten har fem termostattrinn, hvorav tre "oppvarmingstrinn" og to "avkjølingsstrinn". Komponenten gir ett utgående kontrollsignal for hvert trinn. I modellene benyttes slike komponenter; en for inneluft og en for uteluft. Inneluftstermostaten benytter to oppvarmingstrinn, en for dag og en for natt, der dagtermostaten er 21 °C og nattermostaten er 19 °C. Nattermostaten benyttes også som dagtermostat når oljefyren er i drift, slik at innetermostaten er 2 °C lavere når oljefyren driftes enn når varmpumpen opererer alene. På Ljan skole

gjøres dette for å forhindre at oljefyren begynner å “konkurrere” med varmpumpen når varmpumpen klarer å levere nok varme. Videre forhindrer en kontrollfunksjon, (se avsnitt 3.1.12), at oljefyren driftes om natten. For uteluftstermostaten benyttes ett oppvarmingstrinn for å forhindre at oljefyren opererer når utetemperaturen er over  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Termostatenes parametre gis ved tabell 14 og 15.

Nr.	Parameter	Verdi	Enhet
1	Antall tillatte oscillasjoner per tidssteg	5	stk
2	Signal for termostattrinn én når termostattrinn to er på	1	
6	Temperaturintervall som må passeres før kontrollsignal endres	2	$^{\circ}\text{C}$

Tabell 14: Parametre for innetermostat.

Nr.	Parameter	Verdi	Enhet
1	Antall tillatte oscillasjoner per tidssteg	5	stk
6	Temperaturintervall som må passeres før kontrollsignal endres	1	$^{\circ}\text{C}$

Tabell 15: Parametre for utetermostat.

Ved noen tidssteg vil kontrollsignalet oscillere mellom 0 og 1 for de suksessive iterasjonene i TRNSYS. Antall tillatte oscillasjoner per tidssteg (parameter 1) gir en øvre grense for antall ganger signalet kan skifte før verdien “låses,” og settes lik TRNSYS sin foreslåtte verdi. Parameter 2 i tabell 14 bestemmer signalet for termostattrinn én når kontrollsignalet fra termostattrinn to er lik 1. Verdien 1 for denne parameteren indikerer at kontrollsignalet fra dagtermostaten er lik 1 når signalet fra nattermostaten er lik 1. Når kontrollsignalets verdi endres må temperaturen endres med en gitt margin over eller under det fastsatte termostattrinnet for at kontrollsignalet skal endres på ny. Dette for å forhindre et kontrollsignalet skifter verdi for ofte. Dette intervallet (gitt med parameter 6) “plasseres” med termostatverdien som midtpunkt. Med parameterverdien ovenfor vil kontrollsignalet for innetermostatverdien skifte til 1 ved  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , og tilbake til 0 ved  $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Tilsvarende vil utetermostaten, som er satt til  $-9,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , gi kontrollsignal 1 når utetemperaturen faller under  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  og tilbake til 0 når temperaturen overstiger  $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

### 3.1.11 Væsketermostater (Type 2)

Denne komponenten har kun ett termostattrinn. Væsketermostat 1 og 2 er avkjølingstermostater, mens væsketermostat 3 og 4 er oppvarmingstermostater.

De to avkjølingstermostatene benyttes på brønnsiden. Væsketermostat 1 brukes til å sjekke om temperaturen til solfangerens utstrømsvæske er lavere enn  $1^{\circ}\text{C}$ , og avgjør når solfangeren kan driftes i sekvens 2 og 3 (se avsnitt 1.2.4). Her settes kontrollsignalet “på” dersom temperaturen overstiger  $3^{\circ}\text{C}$  og “av” dersom den synker under  $1^{\circ}\text{C}$ . Av-signalet sørger dermed for at solfangeren settes ut av drift ved for lave utstrømstemperaturer, blant annet for å forhindre frost i bakken. Væsketermostat 2 sjekker om væsketemperatur ut fra solfanger er høyere enn væsketemperatur ut fra borehull. Kontrollsignalet settes til 1 når temperaturen fra solfanger er  $3^{\circ}\text{C}$  høyere enn fra borehull og til 0 når temperatur ut fra borehull er høyere enn ut fra solfanger.

Væsketermostat 3 og væsketermostat 4 brukes til å kontrollere gjennomsnittstemperaturen i akkumulatortanken. Væsketermostat 3 styrer så lenge oljefyren er avslått, mens styringen overlates til væsketermostat 4 når oljefyren er i drift. Hensikten med bruk av oljefyr er å øke temperaturen i varmtvannskretsene, og mens væsketermostat 3 tillater temperaturer mellom  $40$  og  $50^{\circ}\text{C}$ , tillater væsketermostat 4 temperaturer mellom  $50$  og  $60^{\circ}\text{C}$ .

Parameterverdierne er like for alle fire termostatene, og gis i tabell 16.

Nr.	Parameter	Verdi	Enhet
1	Antall tillatte oscillasjoner per tidssteg	5	stk
6	Væsketermperaturens sikkerhetsgrense	100	$^{\circ}\text{C}$

Tabell 16: Parametre for væsketermostater.

Antall tillatte oscillasjoner (parameter 1) er satt lik TRNSYS sin foreslåtte verdi, mens sikkerhetsgrensen for væsketemperatur (parameter 6) gir øvre temperaturgrense for når kontrollsignalet tillates å være lik 1.



### 3.1.12 Tidsfunksjoner (Type 14h)

Tidsfunksjonen gir definerte verdier ved ulike simuleringstider. Det benyttes i alt 4 slike komponenter: “dag/natt,” “sommerperiode,” “vinterperiode” og “ferieperiode.” Komponentene er modellert slik at de gir kontrollsignal 1/0 for henholdsvis dag/natt, sommer/ikke sommer, vinter/ikke vinter og ferie/ikke ferie. Kontrollsignalene sendes til kontrollpanelet (beskrevet i neste avsnitt) og vekselvirker med kontrollsignaler fra termostatene.

Tidsfunksjonene defineres med parametre og er satt som følger. Dag/natt-funksjonen definerer dagtid mellom kl. 6 og 16 når det er folk på skolen og oppvarmingsbehovet er størst. Det er viktig at anlegget får et par timer på å justere temperaturen til dagtemperatur før det kommer folk i åttetiden. Sommerperioden varer i 4 måneder fra 1. mai til 31. august når systemet er i sekvens 1 (se avsnitt 1.2.4). Vinterperioden definerer hvor systemet er i sekvens 3, og antas å vare fra 1. november til 31. mars. For de resterende månedene september, oktober og april driftes systemet i sekvens 2. Ferieperioden definerer sommerferien fra midten av juni til midten august når varmepumpe og radiatorer settes ut av drift.

### 3.1.13 Kontrollpanel (Kalkulator)

I kontrollpanelet kan man lage likninger etter hvordan man ønsker at systemet kan fungere. Likningene beregner utgående funksjoner ut fra innkommende funksjoner. De innkommende funksjonene i modellene beskrevet i avsnitt 3.2 er alle kontrollsignaler (0 eller 1) fra termostater og tidsfunksjoner. Disse vekselvirker i likningene som er konstruert i kontrollpanelet og gir nye utgående kontrollsignaler. De utgående kontrollsignalene er også 0 eller 1, og fungerer som av/på-signaler for varmepumpe, sirkulasjonspumper, rørventiler (splittere og samlere) og oljefyr.

For hver av modellene er det laget et sett med likninger, og disse presenteres ved beskrivelsen av hver enkelt modell i avsnitt 3.2. Følgende gis en forklaring på de ulike symbolene brukt i likningene. Symbolene  $\alpha_i$ ,  $i = 1, 2, 3, 4$ , er kontrollsignaler fra henholdsvis væsketermostat 1, 2, 3 og 4. Videre er  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  og  $\beta_3$  er kontrollsignaler fra henholdsvis dagtermostat for inneluft, nattermostat for inneluft og uteluftstermostat. Kontrollsignaler fra tidsfunksjonene gis ved  $\gamma_i$ ,  $i = 1, 2, 3, 4$ , for henholdsvis “dag,” “sommerperiode,” “vinterperiode” og “ferieperiode.”

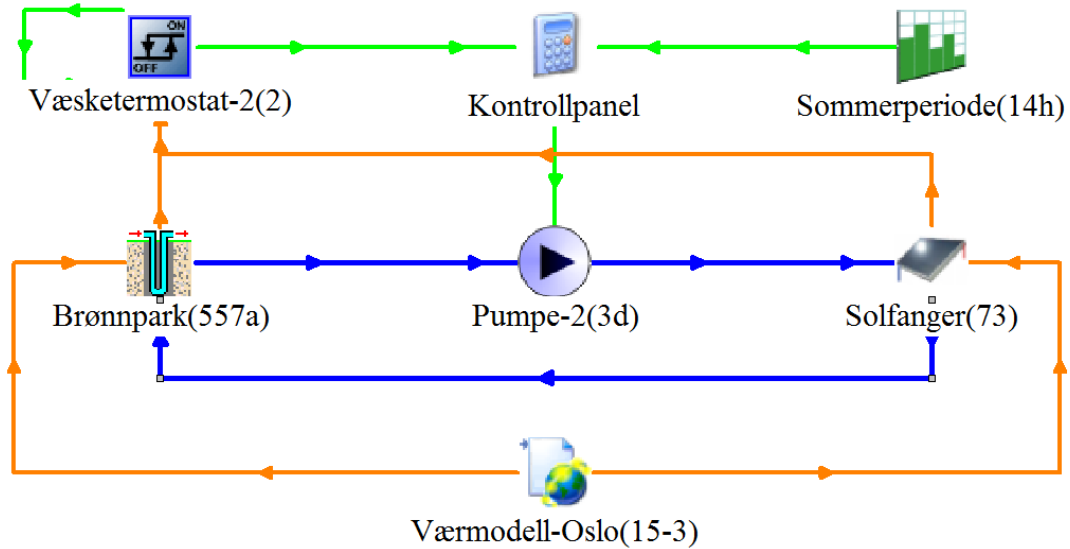
De utgående kontrollsignalene er gitt ved  $p_i$ ,  $i = 1, 2, 3, 4, 5$  for signaler til pumpe 1, 2, 3, 4 og 5. Kontrollsignalet  $vp$  gis til varmpumpen og signalet  $of$  gis til oljefyren. Signal til splitter 1, 2 og 3 og mikser 1, 2 og 3 korresponderer med signaler til pumpe 1, 2 og 3. Når kontrollsignalet 1 sendes til pumpe 3 vil kontrollsignalet 1 også sendes til splitter 3 og mikser 3.

## 3.2 Systemmodeller

I de neste avsnittene beskrives fire modeller av systemet på Ljan skole. Modellene er satt sammen av enkeltkomponenter slik de er beskrevet i avsnitt 3.1. De tre første modellene, modell 1-3, er *delmodeller*, det vil si de utelater enkelte av systemets komponenter. Dette gjøres for å undersøke hvordan deler av systemet fungerer og for lettere å identifisere hvordan komponenter vekselvirker med hverandre. Hovedhensikten med delmodellene er således å undersøke energi-effektiviteten til deler av systemet i tillegg til å verifisere totalmodellen. Delmodellene brukes også til å kalibrere enkelte parametre beskrevet i avsnitt 3.1. Alle komponenter og alle delmodeller er innbakt i totalmodellen, modell 4. Ved små endringer i kontrollpanelkomponenten kan man med modell 4 kjøre alle de samme simuleringene som i modell 1-3.

De fire modellene er vist i figurene 5 til 8. Væskesløyfene på varmepumpens kildeside er merket med *blå*, mens varmtvannssløyfene på lastsiden er merket med *rød*. De *orange* linjene indikerer at det sendes informasjon om temperaturer (samt informasjon om solinnstråling og vind mellom værmodell og solfanger), mens de *grønne* linjene angir kontrollsignaler. Pilene viser hvilken vei væskestrømmen eller informasjonen går. Figur 5 i avsnitt 3.2.1 viser for eksempel at utgående kontrollsignaler fra komponentene “sommerperiode” og “væsketermostat-2” mottas av kontrollpanelet som innkommende signaler. Tilsvarende er utgående signal fra kontrollpanelet koblet til innkommende signal for “pumpe-2”

### 3.2.1 Modell 1: Solfanger og brønnpark

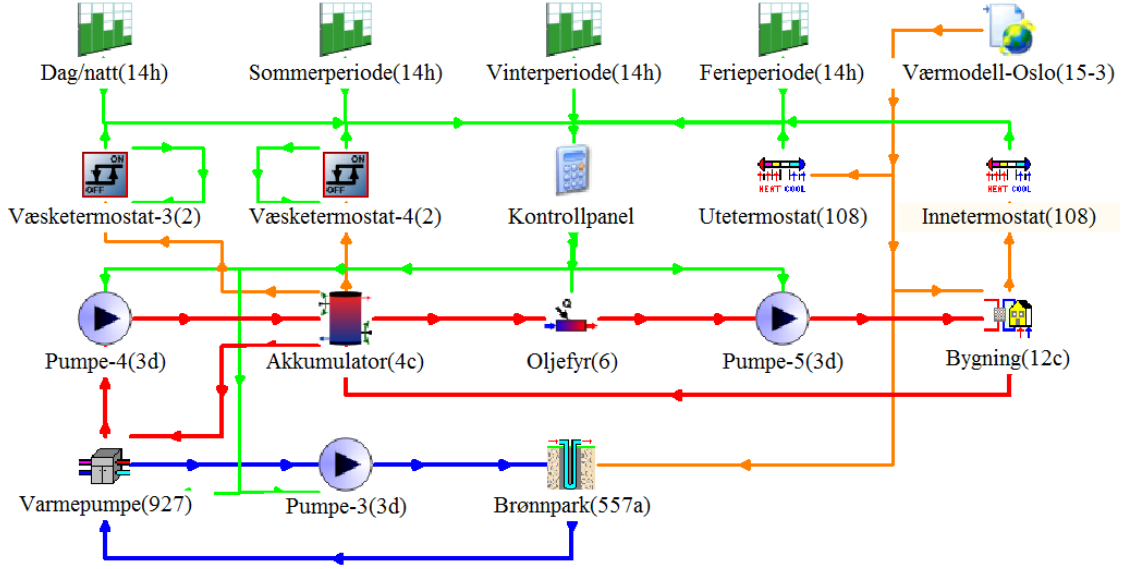


Figur 5: En skjematisk framstilling av modell 1.

Formålet med modell 1, vist i figur 5, er å undersøke hvordan lading av brønnpark med solfanger fungerer og hvor mye energi som overføres. Modellen er velegnet til å undersøke dette fordi varmpumpe og bygning er utelatt. Borehullsbasert lading og vekselvirkning mellom solfanger og brønnpark kan dermed studeres isolert. For modell 1 er det satt opp kun én likning i kontrollpanelet, og denne gis ved

$$p_2 = \alpha_2 \gamma_2. \quad (58)$$

## 3.2.2 Modell 2: Brønnpark og varmepumpe



Figur 6: En skjematisk framstilling av modell 2.

Modell 2 er vist i figur 6. I denne modellen er solfangeren ekskludert, og fokuset er på vekselvirkningen mellom brønnpark og varmepumpe. Hensikten er å studere hvordan brønnparken fungerer som oppvarmingskilde for skolebygningen, og om systemet på Ljan skole ville vært energieffektivt uten solfanger. Spesielt kan simuleringer med denne modellen gi svar på om brønnparken fungerer som oppvarmingskilde over lengre tid uten lading fra solfangeren. Likningene satt opp i kontrollpanelet for modell 2 er som følger.

$$p_3 = \beta_1(1 - \gamma_4)(\beta_2 + \gamma_1(1 - \beta_2))(\alpha_3(1 - \beta_2\gamma_3) + \alpha_4\beta_2\gamma_3) \quad (59)$$

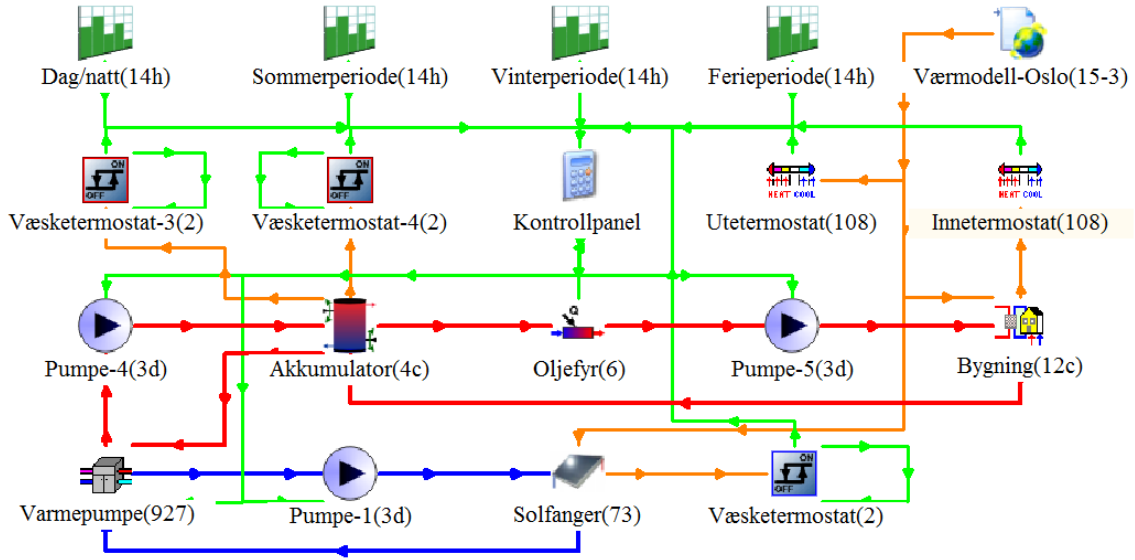
$$p_4 = \beta_1(1 - \gamma_4)(\beta_2 + \gamma_1(1 - \beta_2))(\alpha_3(1 - \beta_2\gamma_3) + \alpha_4\beta_2\gamma_3) \quad (60)$$

$$p_5 = \beta_1(1 - \gamma_4)(\beta_2 + \gamma_1(1 - \beta_2)) \quad (61)$$

$$vp = \beta_1(1 - \gamma_4)(\beta_2 + \gamma_1(1 - \beta_2))(\alpha_3(1 - \beta_2\gamma_3) + \alpha_4\beta_2\gamma_3) \quad (62)$$

$$of = \alpha_4\beta_2\beta_3\gamma_1\gamma_3(\beta_2 + \gamma_1(1 - \beta_2)) \quad (63)$$

### 3.2.3 Modell 3: Varmepumpe og solfanger



Figur 7: En skjematisk framstilling av modell 3.

I modell 3, vist i figur 7, er brønnparken erstattet med solfangeren for å se hvilken periode av året solfangeren fungerer som primær oppvarmingskilde. Det kan også undersøkes hvordan et system med solfanger og oljefyr fungerer dersom oljefyren overtar som energikilde straks solfangeren ikke strekker til. Likningene satt opp i kontrollpanelet for modell 3 er som følger.

$$p_1 = \beta_1 \alpha_2 (1 - \gamma_4) (\beta_2 + \gamma_1 (1 - \beta_2)) (\alpha_3 (1 - \beta_2 \gamma_3) + \alpha_4 \beta_2 \gamma_3) \quad (64)$$

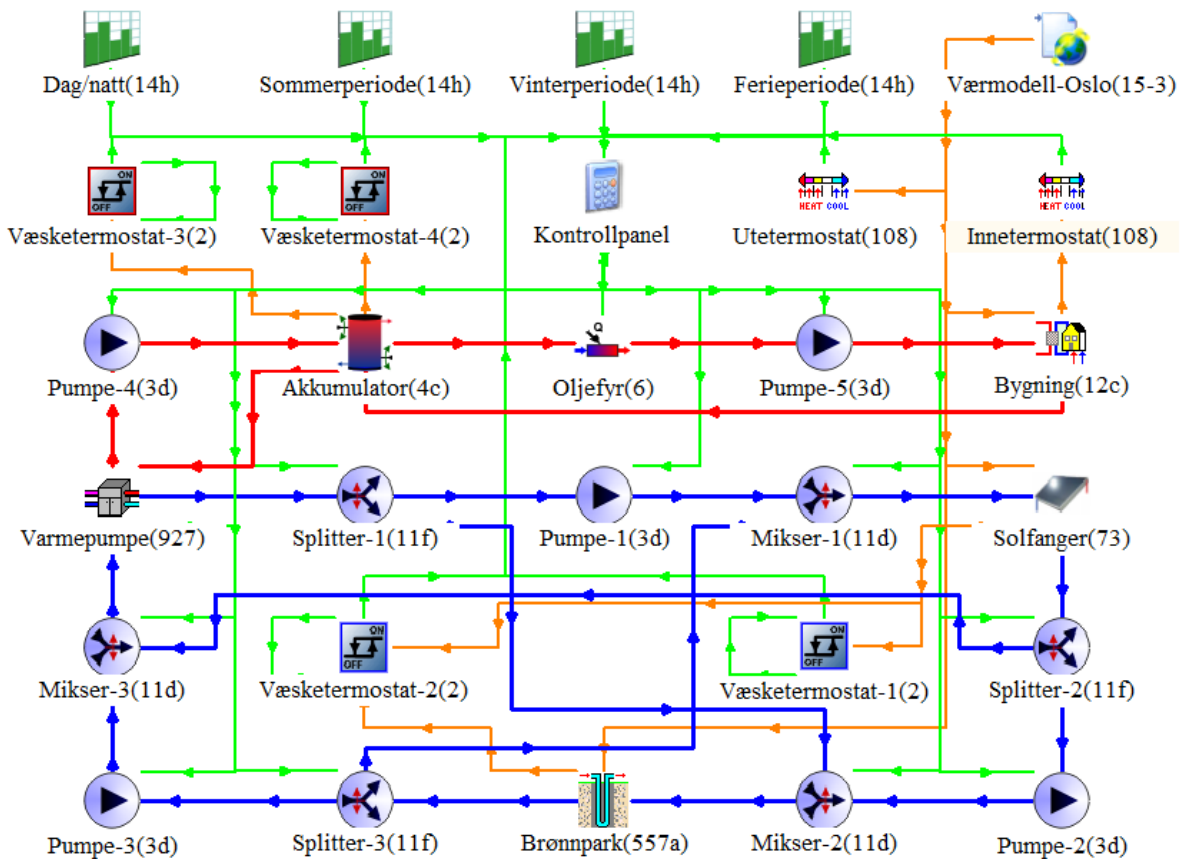
$$p_4 = \beta_1 \alpha_2 (1 - \gamma_4) (\beta_2 + \gamma_1 (1 - \beta_2)) (\alpha_3 (1 - \beta_2 \gamma_3) + \alpha_4 \beta_2 \gamma_3) \quad (65)$$

$$p_5 = \beta_1 (1 - \gamma_4) (\beta_2 + \gamma_1 (1 - \beta_2)) \quad (66)$$

$$vp = \beta_1 \alpha_2 (1 - \gamma_4) (\beta_2 + \gamma_1 (1 - \beta_2)) (\alpha_3 (1 - \beta_2 \gamma_3) + \alpha_4 \beta_2 \gamma_3) \quad (67)$$

$$of = \alpha_4 \beta_2 \beta_3 \gamma_1 \gamma_3 (\beta_2 + \gamma_1 (1 - \beta_2)) \quad (68)$$

## 3.2.4 Modell 4: Solfanger, brønnpark og varmepumpe



Figur 8: En skjematisk framstilling av modell 4.

Modell 4 er en fullstendig modell av systemet ved Ljan skole, vist i figur 8. I motsetning til i delmodellene inngår her både solfanger, brønnpark og varmepumpe. Systemet kan dermed kjøres i alle de tre styringssekvensene beskrevet i avsnitt 1.2.4. I simuleringer med denne modellen veksler systemet mellom å utnytte solenergi direkte, bruke solenergi til lading av brønnpark og hente opp geotermisk energi fra brønnparken. Dette styres av utetemperatur, oppvarmingsbehov, tid på døgnet og årstid. Likningene satt opp i kontrollpanelet for modell 4 er som følger.

$$p_1 = \beta_1(1 - \gamma_4)(\gamma_2 + (1 - \gamma_2)\alpha_1)(\beta_2 + \gamma_1(1 - \beta_2))(\alpha_3(1 - \beta_3\beta_2\gamma_3) + \alpha_4\beta_3\beta_2\gamma_3) \quad (69)$$

$$p_2 = \gamma_2\alpha_2(1 - \beta_1(1 - \gamma_4)(\beta_2 + \gamma_1(1 - \beta_2))) \quad (70)$$

$$p_3 = \beta_1(1 - \gamma_4)(1 - \gamma_2)(1 - \alpha_1)(\beta_2 + \gamma_1(1 - \beta_2))(\alpha_3(1 - \beta_3\beta_2\gamma_3) + \alpha_4\beta_3\beta_2\gamma_3) \quad (71)$$

$$p_4 = \beta_1(1 - \gamma_4(\beta_2 + \gamma_1(1 - \beta_2)))(\alpha_3(1 - \beta_3\beta_2\gamma_3) + \alpha_4\beta_3\beta_2\gamma_3) \quad (72)$$

$$p_5 = \beta_1(1 - \gamma_4)(\beta_2 + \gamma_1(1 - \beta_2)) \quad (73)$$

$$vp = \beta_1(1 - \gamma_4(\beta_2 + \gamma_1(1 - \beta_2)))(\alpha_3(1 - \beta_3\beta_2\gamma_3) + \alpha_4\beta_3\beta_2\gamma_3) \quad (74)$$

$$of = \alpha_3\beta_1\beta_3\gamma_1\gamma_3(1 - \gamma_4)(\beta_2 + \gamma_1(1 - \beta_2)) \quad (75)$$



## 4 Numeriske resultater og analyse

I avsnittene 4.1 til 4.4 analyseres simuleringer med de fire modellene omtalt i avsnitt 3.2. Modellenes validitet vurderes i avsnittene 4.5 og 4.6. Simuleringsresultater sammenlignes med driftsdata for Ljan skole i avsnitt 4.5 og det gjøres konvergenstester av modellene i avsnitt 4.6. I avsnitt 4.7 vurderes systemets energieffektivitet og effekten av borehullsbasert energilagring basert på de samlede numeriske resultatene.

### 4.1 Simuleringer med modell 1 (solfanger og brønnpark)

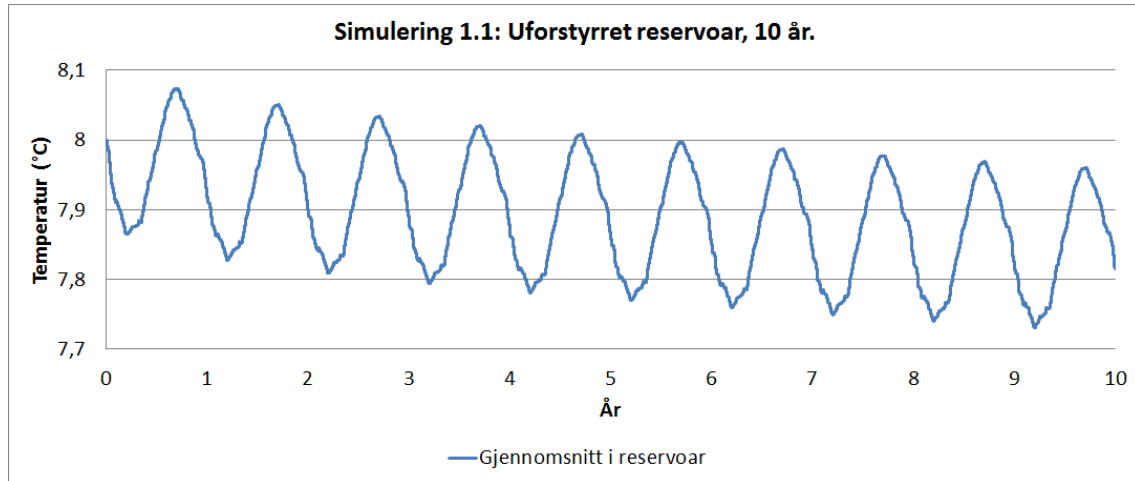
Det gjøres tre typer simuleringer med modell 1; simulering 1.1-1.3. I simulering 1.1 er inputverdier definert slik at det ikke er noen væskestrøm i borehullene. Dette gjøres for å undersøke den gjennomsnittlige og uforstyrrede reservoartemperaturen. I simulering 1.2 studeres konstant injeksjon av kaldtvann i borehullene. Her er brønnparkkomponentens inputverdier for innstrømsvæskens strømningsrate og temperatur satt konstante lik 6 l/s og 2 °C. Koblingen som gjør at innkommende væskestrøm til brønnpark er lik utgående væskestrøm fra solfanger (se figur 5 i avsnitt 3.2) er dermed brutt. Ved denne simuleringen undersøkes hvor mye temperaturer i reservoar og utstrømsvæske fra borehull endres ved langvarig energiutveksling i borehull. Dette gir en pekepinn på hvor mye geotermisk energi det er i reservoaret. I simulering 1.3 undersøkes lading av brønnpark ved hjelp av solfanger.

#### Simulering 1.1 - Uforstyrret reservoartemperatur

Figur 9 viser den uforstyrrede gjennomsnittstemperaturen i reservoaret over en periode på 10 år. Temperaturen svinger som forventet opp og ned i takt med årstidsvariasjonene ved overflaten, men kun i størrelsesordenen  $\pm 0,1$  °C. At variasjonene er små skyldes at kun de øverste 10-20 meterne påvirkes av årstidsvariasjoner. I resten av reservoaret er temperaturen tilnærmet konstant hele året.

Videre ser man at årsmiddeltemperaturen reduseres med omlag 0,01 °C fra år til år. Dette kan forklares med at årsmiddeltemperaturen ved overflaten er to grader lavere enn initialtemperaturen i grunnen. Dette resulterer i et simulert netto årlig varmetap fra berggrunnen. I

virkeligheten skjer ikke dette da snø isolerer overflaten om vinteren. Temperaturen på 30 meters dyp, som er tilnærmet konstant hele året, er derfor normalt mellom 1 og 2 °C høyere enn årsgjennomsnittlig temperatur over bakken [8].



Figur 9: Uforstyrret gjennomsnittstemperatur i berggrunnsreservoaret over 10 år.

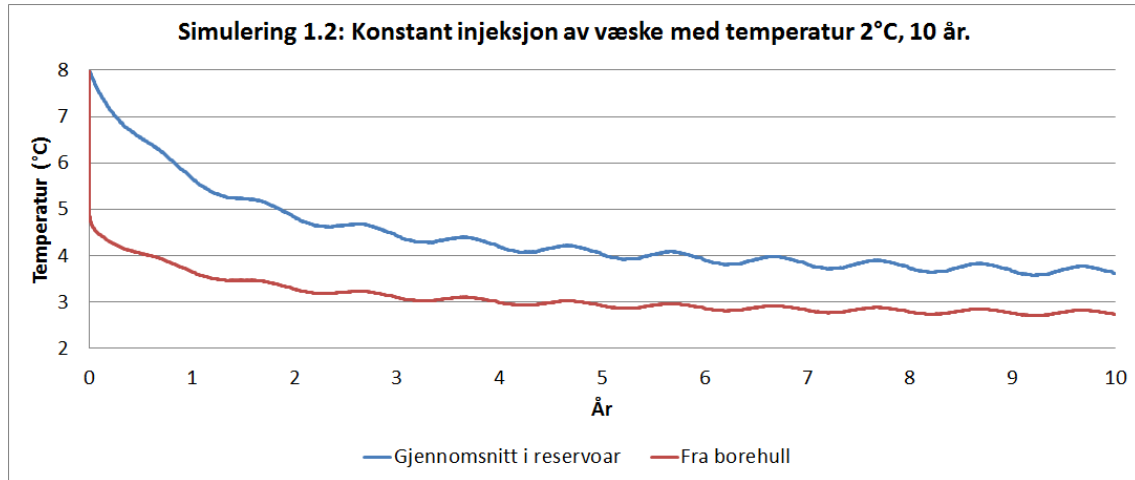
Isolasjonseffekten fra snø kunne i prinsippet blitt modellert som følger. Anta at det er snø når utetemperaturer er på minussiden. Ved disse temperaturene økes reservoarets overflatetemperatur med  $\Delta T$ . Dette kan gjøres ved å sette et varmetermostattrinns lik  $0^\circ\text{C}$  for utetermostaten, og sende tilhørende kontollsignal  $\beta_4$  til kontrollpanelet. Kontrollpanelet må i tillegg motta selve utetemperaturen  $T_{ute}$  fra værmodellen. Utgående temperatur  $T_{topp}$  fra kontrollpanel til reservoarets toppflate kan da beregnes ved likningen  $T_{topp} = T_{ute} + \beta_4 \Delta T$ .

### Simulering 1.2 - Væskestrøm med konstant temperatur

Figur 10 viser hvordan gjennomsnittstemperaturen i reservoaret og i væsken ut fra borehullene endrer seg i løpet av 10 år med konstant væskeinjeksjon på  $2^\circ\text{C}$ . Temperaturen til borehullets utstrømsvæske faller raskt fra starttemperaturen på  $8^\circ\text{C}$  og ned til  $4,5^\circ\text{C}$ . Etter dette blir temperaturen mer stabil, og synker jevnt ned mot  $3,7^\circ\text{C}$  i løpet av det første året.

I den samme perioden synker gjennomsnittstemperaturen i reservoaret til  $5,7^\circ\text{C}$ . Til tross for en konstant strøm av vann som er  $6^\circ\text{C}$  lavere enn starttemperaturen i berggrunnen er altså nedgangen i den gjennomsnittlige reservoartemperaturen kun  $2,3^\circ\text{C}$  på ett år. Den sirkule-

rende væsken i borehullene er et konstant energisluk for reservoaret. Det moderate temperaturfallet på 2,3 °C tyder på at reservoaret er et relativt stort energilager.

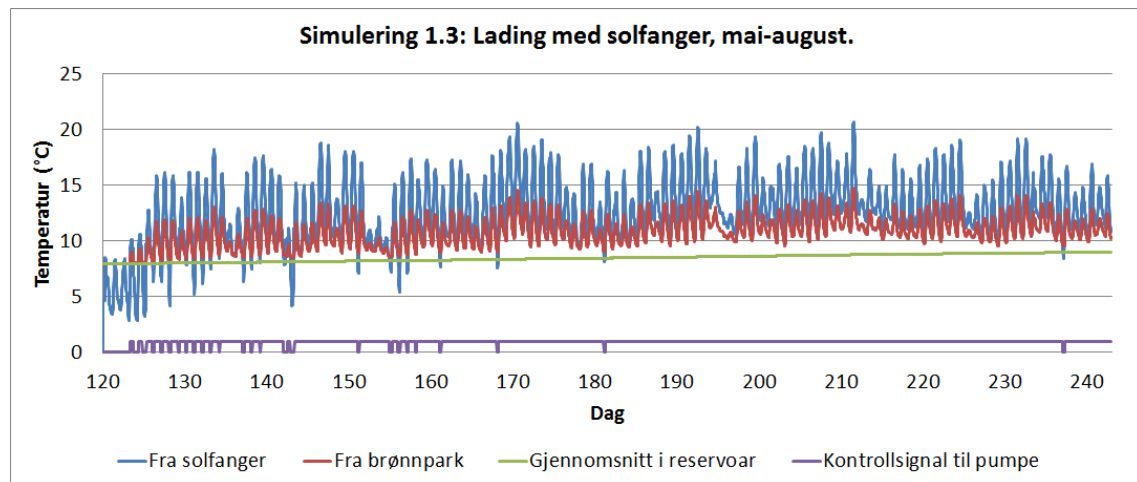


Figur 10: Konstant injeksjon av væske med temperaturen 2 °C inn til borehull over 10 år. Borehullenes utstrømstemperatur og reservoarets gjennomsnittstemperatur.

### Simulering 1.3 - Lading med solfanger

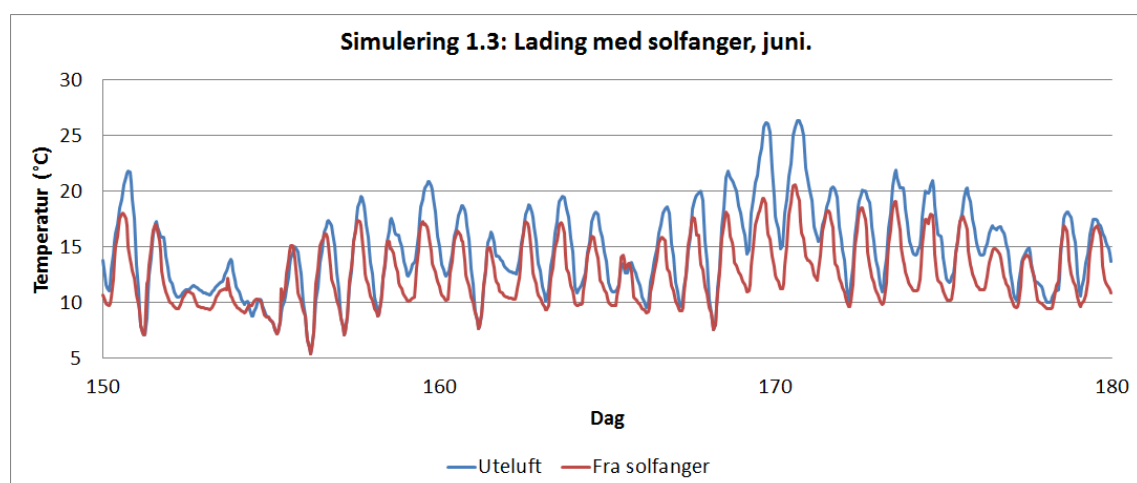
Simulering 1.3 undersøker effekten av lading av brønnpark ved hjelp av solfanger. Figur 11 viser væsketemperaturer ut fra solfanger og brønnpark ved lading mellom mai og august. Figuren viser også gjennomsnittlig reservoartemperatur og når ladingen skjer (kontrollsignal til sirkulasjonspumpen). Temperaturen ut fra solfangeren ligger stort sett mellom 10 og 20 °C, mens temperaturen ut fra brønnpark vanligvis er mellom 9 og 13 °C. Ladingen resulterer i at gjennomsnittstemperaturen i reservoaret øker med ca. 1 °C i denne perioden. Som vist i simulering 1.1 kan omlag 0,1 °C økning forklares med naturlig årstidsvariasjon, slik at årsaken til resterende 0,9 °C økning kan tilskrives ladingen. Kontrollsignalet indikerer at ladingen foregår nesten kontinuerlig. Dette betyr at temperaturen i solfangeren er høyere enn i borehullet nesten hele perioden. I begynnelsen av mai er væsketemperaturen i solfangeren imidlertid lavere enn i borehullene, og væsketermostaten sørger for at sirkulasjonspumpen stopper. Dermed forhindres solfangeren fra å avkjøle brønnparken.

Figur 12 viser at temperaturen fra solfangeren endres i takt med utetemperaturen i løpet av døgnet. Grunnet solfangerens absorpsjon av innstråling på dagtid kunne man forvente høyere væsketemperatur ut fra solfangeren enn uteluftstemperatur. Figuren viser imidlertid

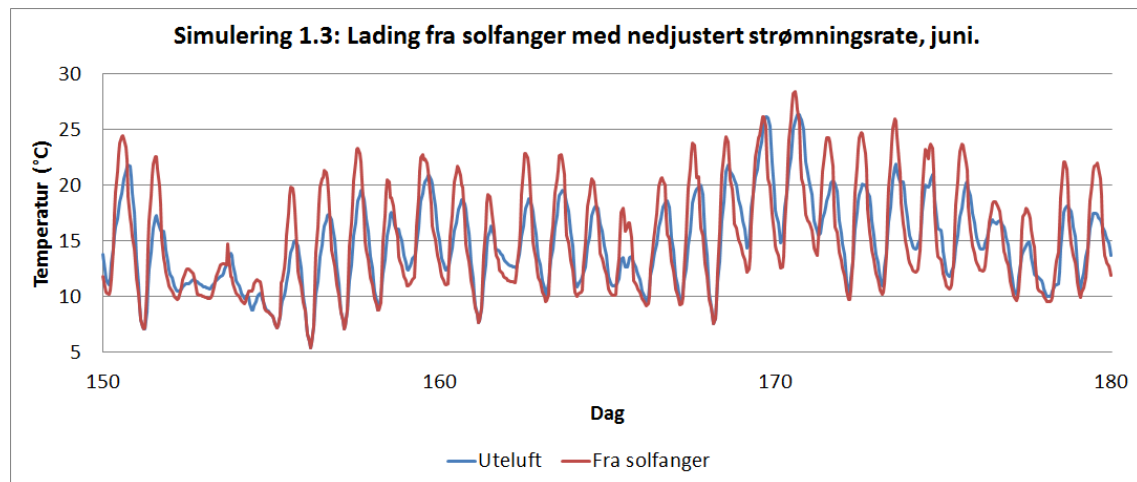


Figur 11: Lading av brønnpark med solfanger, mai-august. Solfangerens og borehullenes utstrømstemperaturer, gjennomsnittstemperatur i reservoar og kontrollsignal til pumpen.

at uteluftstemperaturen er høyest. Grunnen til dette er at solfangeren mottar avkjølt væske fra borehullene, og at væsken ikke “rekker” å varmes opp til uteluftstemperatur gjennom solfangerens væskesløyfer. Dette stemmer med likning (43) i avsnitt 3.1.2 som forteller at temperaturredifferansen  $T_u - T_i$  mellom innstrømsvæske og utstrømsvæske er omvendt proporsjonal med strømningsraten  $\dot{m}_{sf}$ . Ved å nedjustere strømningsraten fra 6 l/s til 2 l/s viser figur 13 at væsketemperaturen ut fra solfangeren blir høyere enn uteluftstemperaturen, da væsken bruker lengre tid gjennom solfangeren og dermed rekker å motta mer solenergi.



Figur 12: Lading av brønnpark med solfanger i juni. Uteluftstemperatur og temperatur i solfangerens utstrømsvæske med strømningsraten 6 l/s.



Figur 13: Lading av brønnpark med solfanger i juni. Utluftstemperatur og solfangerens utstrømstemperatur. Strømningsraten er nedjustert fra 6 l/s til 2 l/s.

For å studere effekten av ladingen må man undersøke hvor mye energi som overføres fra solfanger til brønnpark. Tabell 17 viser et simulert energit utbytte fra solfangeren lik 127 MWh fra 1.mai-31-august. Tabellen viser også energigevinst ved andre strømningsrater. Til tross for høyere temperatur fra solfangeren gir simuleringen med 2 l/s kun 98 MWh i energit utbytte, mens en oppjustering til 10 l/s gir 130 MWh. Økt strømningsrate betyr i virkeligheten økt elektrisk energiforbruk for pumpen. Det er tvilsomt om det hadde lønnet seg å øke strømningsraten til 10 l/s da overført energimengde er kun 3 MWh høyere enn ved strømningsraten 6 l/s. Lading med strømningsrate mellom 4 l/s og 6 l/s virker mest fornuftig da disse ratene gir nesten like mye energi som høyere rater.

Strømningsrate (l/s)	Energigevinst (MWh)
2	100
4	121
6	127
8	129
10	130

Tabell 17: Energigevinst for lading ved ulike strømningsrater mellom mai og august.

Når temperaturdifferansen mellom solfanger og brønnpark blir liten nok vil det ikke lønne seg å lade, da varmeutvekslingen i borehullene er tilnærmet proporsjonal med denne temperaturdif-

feransen og pumpen forbruker elektrisk energi. Dersom varmeutvekslingseffekten i borehullet er lavere enn effektforbruket til pumpen blir energiregnskapet negativt. Tabell 18 viser resultatet fra en test av overført energi ved ulike temperaturdifferanser. Pumpens av-signal blir gitt ved temperaturdifferansene 0 °C, 0,5 °C og 1 °C. På-signalet er som før 3 °C. Tabellen viser at dagens styringsfilosofi med lading ned mot 0 °C forskjell gir det beste resultatet.

Temp. diff. ved av-signal:	0 °C	0,5 °C	1 °C
Energi tilført brønnpark	126,6	124,9	121,1
Pumpeforbruk	13,6	12,2	11,1
Energibalanse	113,0	112,7	110,0

Tabell 18: Energiregnskap gitt i MWh for lading mellom mai og august. Temperaturene viser nedre grense for hvilken temperaturdifferanse mellom solfanger og brønnpark ladingen tillates.

Det som til slutt avgjør om ladingen er energieffektiv er hvor mye av energien som hentes opp igjen om vinteren. Ved lading øker temperaturen i borehullet og varmeledning gjør at energi ledes radielt ut fra borehullet, en prosess som ved stasjonære forhold kan beskrives ved likning (25) i avsnitt 2.2. For å vurdere effekten av ladingen må også varmetap fra reservoaret betraktes. Generelt vil reservoaret "lekke" energi til omgivelsene dersom temperaturen like innenfor reservoarets randflater er høyere enn utenfor. Motsatt medfører høyere temperatur utenfor reservoaret enn i reservoaret at det tilføres energi gjennom randflatene. Dersom temperaturen i reservoaret reduseres fra år til år vil derfor stadig mer energi strømme inn til reservoaret fra omgivelsene. Ved lav temperatur i reservoar i forhold til omgivelser vil derfor lading fra solfanger bli mer effektiv, da energien fra ladingen ikke forsvinner ut gjennom reservoarets randflater. I tillegg gjør økt temperaturforskjell mellom solfanger og borehull at mer energi kan overføres fra solfangeren, da varmeutvekslingen er proporsjonal med temperaturdifferansen.

Tabell 19 viser energimengder inn og ut av reservoaret på sommeren. Her har både reservoar og omgivelser en uniform starttemperatur lik 8 °C i begynnelsen av mai. Denne situasjonen er ikke realistisk da reservoaret normalt tappes for energi om vinteren slik at reservoarets temperatur er lavere i begynnelsen av ladesesongen.

Verdiene i tabell 19 viser at det tilføres varme fra overflateluften og ned til reservoarets øverste jordlag. Imidlertid forsvinner 12% av energien fra ladingen ut gjennom sideflatene innen

Randsone	Energi tilført brønnparken
Borehull	127
Toppflate	18
Siderflate	-15
Bunnflate	-1

Tabell 19: Varmestrømmer (MWh) inn og ut av reservoaret mellom mai og august ved uniform starttemperatur lik 8 °C.

sommeren er omme. Denne prosessen vil fortsette utover høsten og vinteren så lenge temperaturen i reservoaret er høyere enn omgivelsenes temperatur. I dette tilfellet tapes dermed betydelige mengder energi i reservoaret. Imidlertid vil reservoarets temperatur normalt være lavere enn omgivelsenes når det hentes ut geotermisk energi til oppvarmingsformål. Dermed blir situasjonen snudd på hodet, og betydelige mengder energi vil strømme inn til reservoaret gjennom randflatene. Effekten av lading ved hjelp av solfanger avhenger dermed av temperaturer borehull og reservoar sammenlignet temperaturen til omgivelsene.

Til sammenligning er simulering 1.3 kjørt over et helt år med værmodell fra Oslo og London. Årstidsbegrensningen for pumpen er dermed fjernet. Simuleringen gir en årlig energigevinst lik 150 MWh for Oslo og 195 MWh for London. Samtidig viser studier fra Nederland at energiutbyttet fra asfalterte bakkesolfangere varierer mye, men at det normalt ligger i området 120-200 kWh/m<sup>2</sup> [20]. Dette tilsvarer totalt 145-240 MWh for solfangeren på Ljan skole. Tatt i betraktning det relativt kjølige klimaet i Norge er det naturlig at verdien for Oslo ligger i nedre sjikt av dette intervallet, og at en solfanger i London gir større energigevinst. I London er årsmiddeltemperaturen 7,9 °C, det vil si 2,3 °C høyere enn i Oslo [17].

Av totalt 150 MWh som kan utvinnes fra solfangeren i løpet av et år utvinnes 127 MWh mellom mai og august. Med disse resultatene kan det virke det fornuftig å begrense ladesesongen til perioden mellom mai og august slik det gjøres på Ljan skole.

### Oppsummering av simuleringer med modell 1

Simulering 1.1 viser at reservoaret stort sett oppfører seg som forventet i uforstyrret tilstand, selv om middeltemperaturen reduseres med omlag 0,01 °C fra år til år. Dette skyldes at isolasjonseffekten fra snø om vinteren ikke er tatt høyde for i modelleringen. Simulering 1.2 viser

at reservoaret har relativt stor varmekapasitet og gjennomsnittstemperaturen er dermed relativt motstandsdyktig mot temperaturforandringer. Ved simulering 1.3 ser man at det kan overføres betydelige mengder solenergi til brønnparken i sommermånedene. Strømningsraten 6 l/s virker å være et fornuftig valg ved lading. Det er mye mer energi å hente fra solfangeren i perioden mellom mai og august enn for resten av året. Gitt at ladingen er energieffektiv kan det dermed virke som en god strategi å begrense ladesesongen til denne perioden. Om reservoaret er velegnet som lager for solenergi og om ladingen er energieffektiv avhenger imidlertid av om lagret solenergi hentes opp igjen om vinteren eller går tapt via reservoarets randsoner.

## 4.2 Simuleringer med modell 2 (brønnpark og varmepumpe)

Dette avsnittet omhandler to simuleringer med modell 2. I simulering 2.1 er akkumulator og oljefyr fjernet fra modellen, og de to varmtvannskretsene reduseres dermed til én. Dette gjøres for lettere å studere vekselvirkningen mellom varmepumpe og bygning, og hvordan systemet hadde fungert uten oljefyr og akkumulatortank. Disse to komponentens betydning for systemet analyseres ved å sammenligne denne simuleringen med simulering 2.2, der komponentene kobles tilbake. Et hovedformål med denne simuleringen er dessuten å undersøke hvordan systemet på Ljan skole hadde fungert uten solfanger, det vil si med brønnparken som primær energikilde. Dette studeres både på kort (1 år) og lang (25 år) sikt.

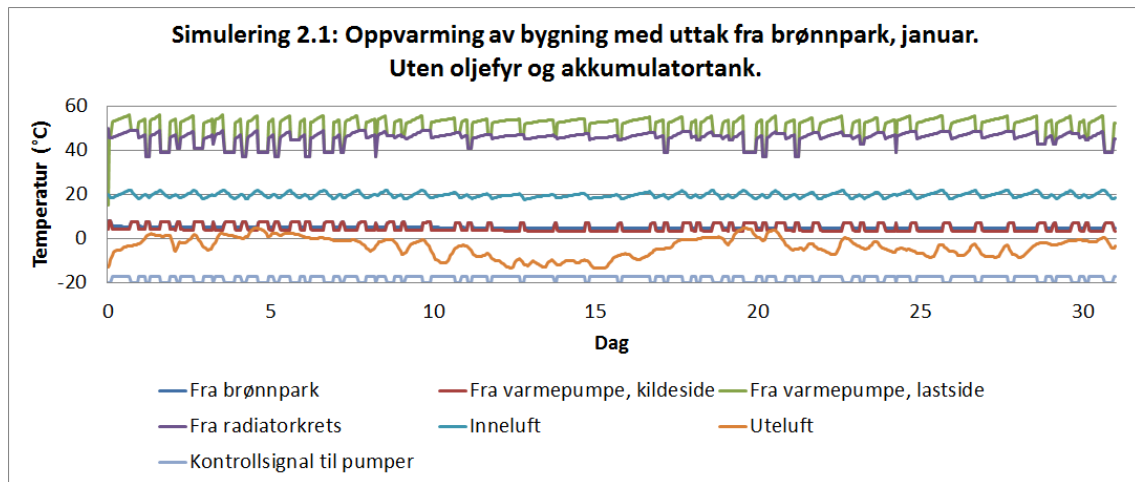
### Simulering 2.1 - Én varmtvannskrets

Ved simulering 2.1 er oljefyr, akkumulator, pumpe-4 og væsketermostat 3 og 4 koblet ut. Væsken går dermed direkte fra varmepumpe til pumpe-5, fra pumpe-5 til bygning og fra bygning til varmepumpe.

Figur 14 viser en simulering for januar. Ved at varmepumpen er i drift det meste av tiden holdes innetemperaturen mellom 20 og 22 °C på dagtid og 18 til 20 °C om natten, i tråd med innetermostatens innstillinger. Den avleverte temperaturen fra varmepumpen ligger mellom 50 og 55 °C på lastsiden, og temperaturen senkes med ca. 5 °C gjennom radiatorkretsen. På kildesiden senkes væsketemperatur med ca. 1 °C gjennom varmepumpen. At endring i væsketemperatur er større på lastsiden enn på kildesiden skyldes at strømningsraten på kildesiden er fire ganger høyere enn på lastsiden. Gitt absorbert og levert varmeeffekt fra varmepumpen



er temperaturforskjell mellom innstrøms- og utstrømsvæske i følge likningene (50) og (51) omvendt proporsjonale med strømningsratene. Simulering 1.2 viste at væsketemperaturen ut fra borehull avtar gradvis når det hentes ut energi fra brønnparken, og i denne simuleringen faller temperaturen fra 4,2 °C i begynnelsen av måneden til 3,5 °C mot slutten.



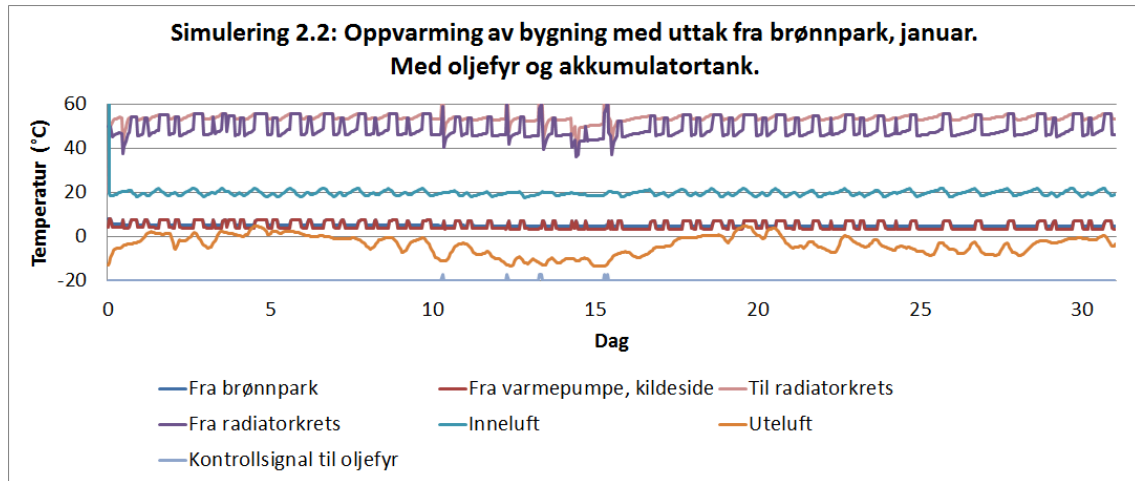
Figur 14: Oppvarming av bygning ved uttak fra brønnpark i januar. Borehullenes utstrømstemperatur, varmepumpens utstrømstemperatur på kilde- og lastside, radiatorkrets utstrømstemperatur, lufttemperatur inne og ute og kontrollsignal til pumper.

I den kaldeste perioden midt i måneden ser det ut til at den avleverte temperaturen fra varmepumpen er litt for lav til å få innetemperaturen raskt opp til 20 °C på dagtid. I virkeligheten kan varmepumpen på Ljan skole levere temperaturer opp mot 60 °C. Med slike temperaturer i simuleringen ville innetemperaturen trolig kommet raskt opp på ønsket nivå også i den kaldeste perioden. Systemet på Ljan skole virker ut fra dette å være kraftig dimensjonert, da det ikke ser ut til å ha noe prekært behov for spisslast.

### Simulering 2.2 - To varmtvannskretser

Figur 15 viser temperaturene i systemet når det benyttes akkumulatortank og oljefyr, slik det gjøres på Ljan skole. De ulike temperaturene avviker relativt lite fra temperaturene i simulering 1.1 bortsett fra i korte tidsrom når oljefyren driftes. I disse korte periodene øker væsketemperaturer og varmeutveksling i radiatorer betraktelig, og væsketermostaten sørger for å skru oljefyren av når gjennomsnittstemperaturen i akkumulatortanken passerer 60 °C. Akkumulatortanken mottar væske fra varmepumpe og radiatorkrets, og temperaturen styres av

gjennsnittstemperatuen til instrømsvæsken. Når oljefyren ikke driftes sørger væsketernostat-3 for å holde akkumulatortemperaturen mellom 40 og 50 °C.



Figur 15: Oppvarming av bygning ved uttak fra brønnpark i januar. Borehullenes utstrømstemperatur, varmepumpens utstrømstemperatur på kilde- og lastside, radiatorkrets utstrømstemperatur, lufttemperatur inne og ute og kontrollsignal til pumper.

Akkumulatortanken separerer væskemengder med ulike temperaturer og leverer den kaldeste væsken til varmepumpen og den varmeste væsken til radiatorene. Dermed kan varmepumpe og radiatorovner operere mest mulig effektivt. Figuren viser at avlevert temperatur til radiatorer ligger i samme område temperaturene gjør uten akkumulatortank. Uten denne mekanismen ville akkumulatortanken vært mer til “skade” enn til gagn, da avkjølt vann fra radiatorkretsen og varmere vann fra varmepumpen ville blandet seg sammen.

Akkumulatoren har i virkeligheten en viktig funksjon i forhold til at varmepumpe og oljefyren ikke skal slå seg av og på for ofte. Systemet gis større fleksibilitet når det tillates drift av radiatorkretsen uten at varmepumpen går, og omvendt. Akkumulatoren er spesielt nyttig i de kalde periodene, da den kan lades om natten til bruk om dagen. I tillegg har den betydning for effektiv drift av systemet når oljefyren driftes, da væsken til og fra radiatorkretsen har høyere temperatur enn normalt. Uten akkumulatortank vil denne væsken strømme til varmepumpen, som med høyere innstrømstemperatur på lastsiden får dårligere virkningsgrad enn ellers. Med akkumulatortanken sikrer man at den oppvarmede væsken fra radiatorkretsen sendes tilbake til radiatorene, mens kaldere væske leveres til varmepumpen.

I tabell 20 sammenlignes varmepumpens avleverte varme og systemets forbruk av elektrisk energi og bioolje for systemene med og uten akkumulatortank og oljefyr. Da de to simuleringene gir omtrent like innetemperatureer kan man forvente at systemets avleverte varmemengder også samsvarer. I simulering 2.1 er summen av avlevert varmemengde fra varmepumpe og oljefyr 45,4 MWh, mens avlevert varmemengde fra varmepumpen i simulering 2.2 er 46,9 MWh. Forbruket av elektrisk energi er lavere i simulering 2.2 for alle pumpene (med neglisjert energiforbruk for pumpe-4).

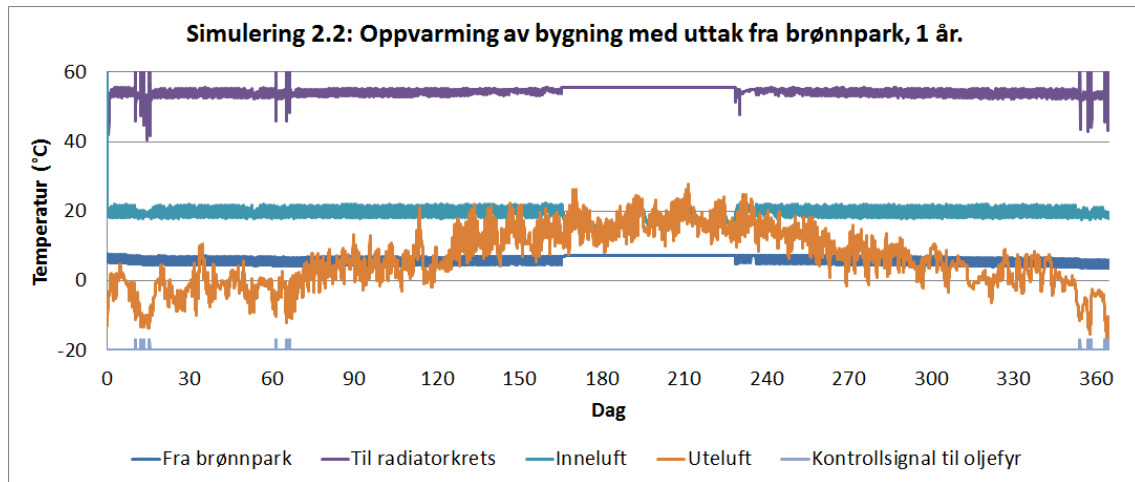
	Uten	Med
Lever fra varmepumpe	45,4	45,6
El-forbruk varmepumpe	16,8	16,6
El-forbruk pumpe-3 )	5,1	4,5
El-forbruk pumpe-5	2,6	1,5
Oljefyr	0,0	1,3

Tabell 20: Sammenligning av energimengder (MWh) med og uten oljefyr og akkumulatortank, januar.

I tråd med likning (30) i avsnitt 2.5 beregnes varmepumpens virkningsgrad  $\varepsilon$  til 2,70 uten akkumulator og 2,74 med akkumulator. Temperaturdifferansen mellom kilde og lastside kan betraktes som realt høyt da den er mellom 40 og 45 °C, noe som forklarer hvorfor varmepumpens virkningsgrad er noe lav. Som nevnt i avsnitt 2.5 er normalområdet for virkningsgraden til varmepumpe typisk mellom mellom 2,5 og 5. Til sammenligning gir likning (34) virkningsgraden 7,18 for en carnotvarmepumpe ved innstrømstemperaturer lik 50 °C (323 K) og 5 °C (278 K).

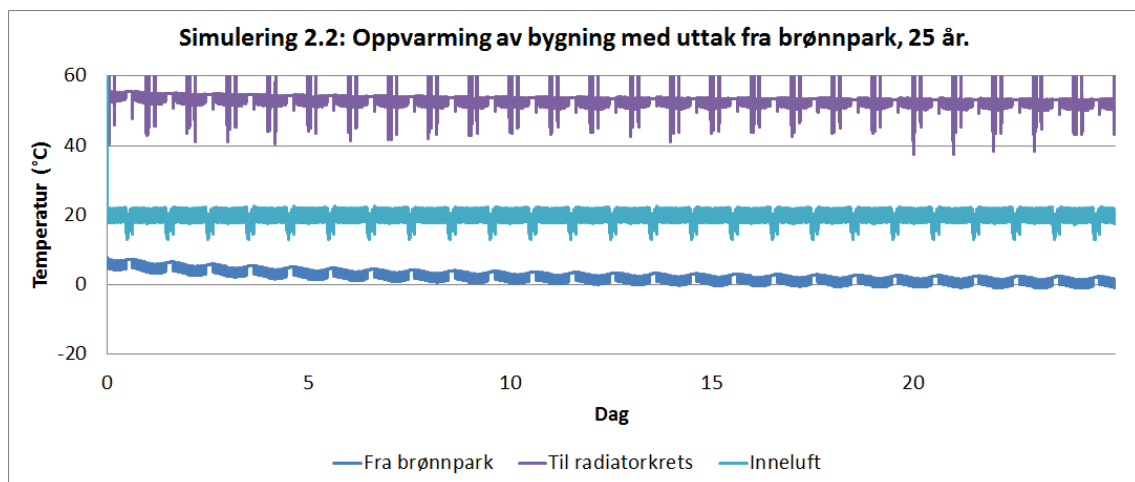
Videre får man fra likning (35) i avsnitt 2.5 at systemets virkningsgrad  $\mu$  blir 1,86 uten akkumulator og 1,92 med akkumulator. Dette viser at bruk av akkumulatortank gir økt energi-effektivitet for systemet. For januar reduseres forbruket av elektrisk energi med tilsammen 1,9 MWh, som gir en besparelse på 8 %. Sammenlignet med varmepumpens virkningsgrad er systemets virkningsgrad vesentlig lavere, noe som viser at elektrisitetsforbruket til sirkulasjonspumpene påvirker systemets energieffektivitet i betydelig grad.

Figur 16 viser hvordan dette systemet fungerer over ett helt år. Det leveres temperaturer i området  $50 \pm 5$  °C til radiatorkretsen. Dette er tilstrekkelig høye temperaturer til at inne-



Figur 16: Oppvarming av bygning ved uttak fra brønnpark over 1 år. Borehullenes utstrømstemperatur, varmepumpens utstrømstemperatur på kilde- og lastside, radiatorkretsens innstrømstemperatur, lufttemperatur inne og ute og kontrollsignal til oljefyr.

temperaturen kan holdes rundt  $20^{\circ}\text{C}$  året rundt. Kontrollsignalet til varmepumpen viser at varmepumpen går sjeldnere ved høyere utetemperaturer enn ved lave utetemperaturer, og at systemet settes ut av drift i sommerferien.



Figur 17: Oppvarming av bygning ved uttak fra brønnpark over 25 år. Borehullenes utstrømstemperatur, radiatorkretsens innstrømstemperatur og inneluftstemperatur.

En simulering over 25 år er vist i figur 17, og man ser at systemet leverer ønskede innetemperaturen i hele perioden, selv om temperaturen i brønnparken reduseres med ca.  $5^{\circ}\text{C}$ . Dette resulterer i at avlevert temperatur fra varmepumpen på lastsiden reduseres noe, men dette

justeres med hyppigere drift av pumper og oljefyr.

Tabell 21 viser at avleverte energimengder endres lite i løpet av de 25 årene, noe som indikerer at varmepumpen er godt dimensjonert for innstrømstemperaturer ned mot 0 °C på kildesiden. Med disse tallene blir systemets virkningsgrad  $\mu$  lik 1,85 det tjuefemte året. Altså er systemet fremdeles energieffektivt etter 25 år, og sammenlignet med virkningsgraden 1,92 etter 1 år faller energieffektiviteten lite. Det første året er besparelsen av oljefyrbasert og elektrisk forbruk 140 MWh, noe som tilsvarer en forbruksreduksjon for disse energikildene tilsvarende 48%.

Disse resultatene viser at systemet på Ljan skole kan være energieffektivt også uten solfanger. I virkeligheten vil imidlertid slitasje på sirkulasjonspumper og varmepumpe gi betydelig redusert virkningsgrad etter hvert som tiden går, og det vil være behov for vedlikehold og utskiftninger av deler. For det biologiske miljøet og for systemets fysiske bestanddeler er det dessuten ikke ønskelig at gjennomsnittstemperaturen i reservoaret kryper ned mot minussiden og skaper permafrost i bakken.

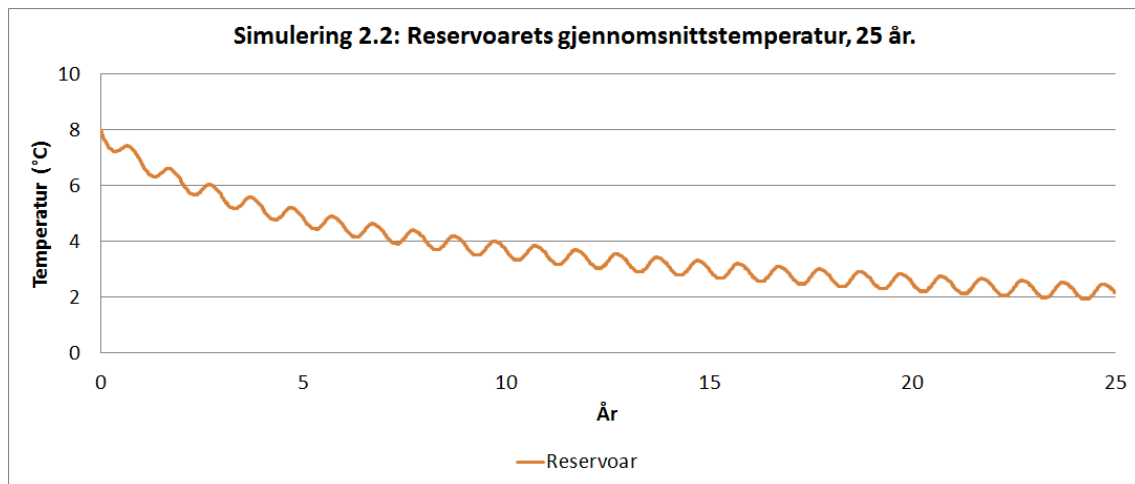
	1.år	25.år
Leverte varme fra varmepumpe	291	290
El-forbruk varmepumpe	101	102
El-forbruk pumpe-3	33	35
El-forbruk pumpe-5	17	18
Oljefyr	2	3

Tabell 21: Energimengder (MWh) for systemet med brønnpark og varmepumpe, det første og det tjuefemte året.

I modelleringen ble det brukt grove estimater for sirkulasjonspumpenes forbruk av elektrisk energi. Det er i den forbindelse interessant å beregne hvilken virkningsgrad systemet hadde gitt ved økning eller reduksjon i pumpenes forbruk. Med utgangspunkt i verdiene i tabell 21 ville et dobbelt så høyt forbruk av elektrisk energi for alle sirkulasjonspumpene gitt virkningsgraden 1,37 for systemet. Motsatt ville systemets virkningsgrad blitt 2,33 ved en halvering av pumpenes energiforbruk. Energiforbruket kan variere mye mellom ulike typer sirkulasjonspumper og pumpenes effektivitet er en nøkkelfaktor for energieffektiviteten til slike systemer [15].

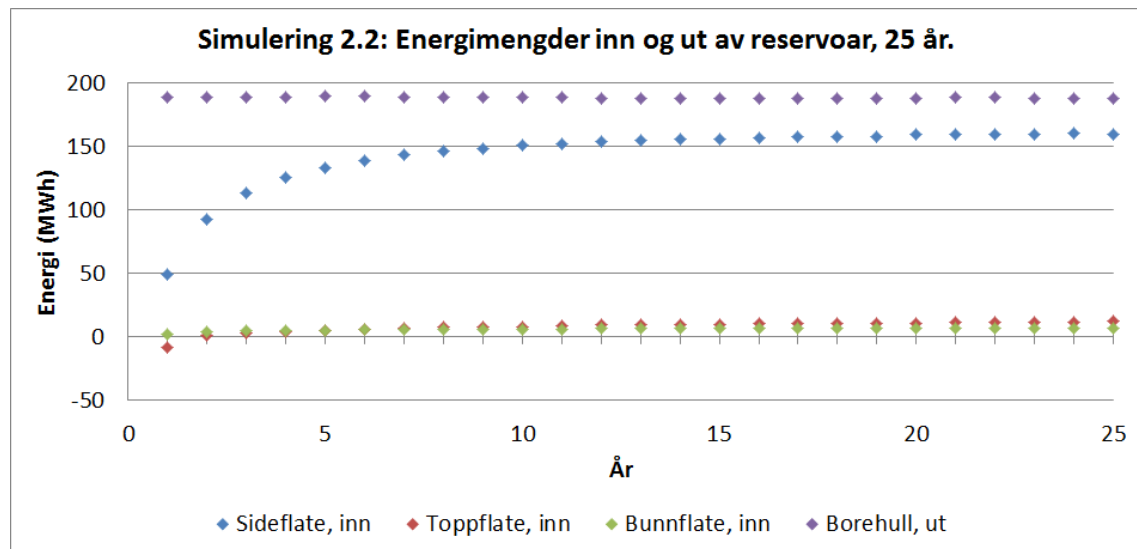
I tråd med at temperaturen i borehullene faller fra år til år, vist i figur 17, faller også den

gjennomsnittlige reservoartemperaturen. Figur 18 viser at temperaturfallet i reservoborehullene er størst det første året og blir mindre etter hvert som årene går. Den stabiliserer seg når den nærmer seg  $2^{\circ}\text{C}$ . At temperaturen er høyere i reservoaret enn i borehullene forklares ved at temperaturprofilen avtar tilnærmet eksponensielt inn mot hvert borehull, slik likning avtar fra år til år.



Figur 18: Gjennomsnittlig reservoartemperatur, 25 år.

At temperaturfallet avtar skyldes at varmeledning fra omkringliggende berggrunn og inn til reservoaret øker fra år til år etterhvert som reservoarets temperatur faller. Ved den samme driften av systemet over mange år vil reservoaret dermed nærme seg en likevektstilstand, noe som illustreres i figur 19. Her er varmemestrøm gjennom sidefaltene mye større enn gjennom topp og bunnflate, som skyldes reservoarets sideflater har mye større areal enn topp- og bunnflate. Etter hvert som temperaturen i reservoaret synker blir energimengden som forsvinner ut gjennom borehullene i stor grad kompensert av mengden som tilføres gjennom reservoarets randflater. Etter 5 år er total energitilstrømning gjennom randflatene ca. 150 MWh og figur 18 viser årsgjennomsnittlig reservoaretstemperatur er i nærheten av  $5^{\circ}\text{C}$  dette året. Tilsvarende er reservoaret energitilstrømning og gjennomsnittlige temperatur ca. 170 MWh og  $3,5^{\circ}\text{C}$  etter 10 år. Ut fra dette ser man at naturlig lading av reservoaret fra omkringliggende berggrunn har svært stor innflytelse på reservoartemperaturen.



Figur 19: Energimengder inn og ut av reservoar, 25 år. Plottet viser årlig energimengde inn gjennom reservoarets randflater og energiuttak fra borehull.

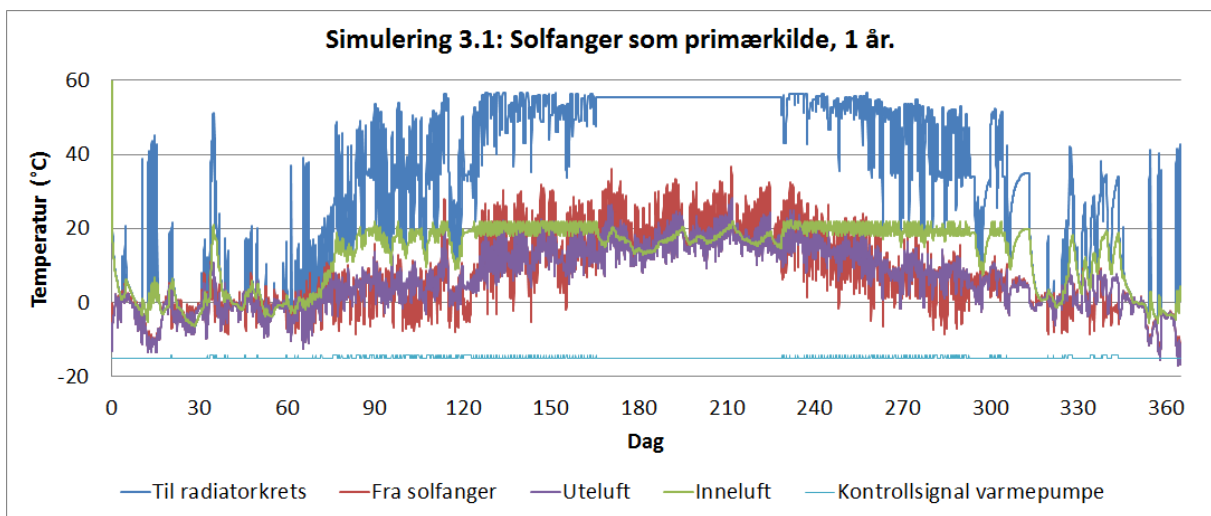
### Oppsummering av simuleringer med modell 2

Simulering 2.1 viser systemet ikke er spesielt avhengig av oljefyr som spisslast i årets kaldeste perioder. Imidlertid viser sammenligning med simulering 2.2 at systemet er mer energieffektivt med akkumulator enn uten akkumulator. Uten akkumulatortank vil all væskestrøm fra radiatorovner strømme tilbake til varmepumpen. Derimot separerer akkumulatortanken væskemengder med ulike temperaturer og leverer den varmeste væsken til radiatorkretsen og den kaldeste til varmepumpen. Dermed kan radiatorovner og varmepumpe operere mest mulig effektivt.

Simulering 2.2 viser dessuten at systemet er energieffektivt i et 25 års perspektiv og at systemets virkningsgrad endres lite fra år til år. Systemet sørger for en besparelse på 48% for oljefyrbasert eller elektrisk oppvarming det første året. Imidlertid medfører det langvarige energiuttaket at reservoartemperaturene synker, og man risikerer permafrost i bakken. Dette er ikke ønskelig hverken for systemets fysiske bestandeler eller for det biologiske miljøet. Imidlertid nærmer reservoartemperaturen seg en likevektstilstand etterhvert som den synker ned mot minussiden. Dette fordi varmeledning inn til reservoaret fra omkringliggende berggrunn øker i takt med at reservoartemperaturen synker. Naturlig lading fra omkringliggende berggrunn kan dermed ha stor innvirkning på temperaturen i grunne geotermiske systemer.

### 4.3 Simuleringer med modell 3 (varmepumpe og solfanger)

Med simulering 3.1 undersøkes når på året solfangeren egner seg som bygningens primære energikilde. I simulering 3.2 reduseres oljefyrens begrensninger slik at den overtar som energikilde når levert temperatur fra solfanger er lavere enn  $1^{\circ}\text{C}$ . Her testes systemets energieffektivitet og om det leverer ønskede innetemperaturer. Simuleringen gjøres kun for ett år da værdadataene repeteres syklisk og solfangeren leverer like mye energi hvert år.



Figur 20: Oppvarming av bygningsmasse med solfanger som primærkilde over 1 år. Solfangerens utstrømstemperatur, radiatorkretsens innstrømstemperatur, lufttemperatur inne og ute og kontrollsignal til varmepumpen.

#### Simulering 3.1 - Solfanger som primærkilde

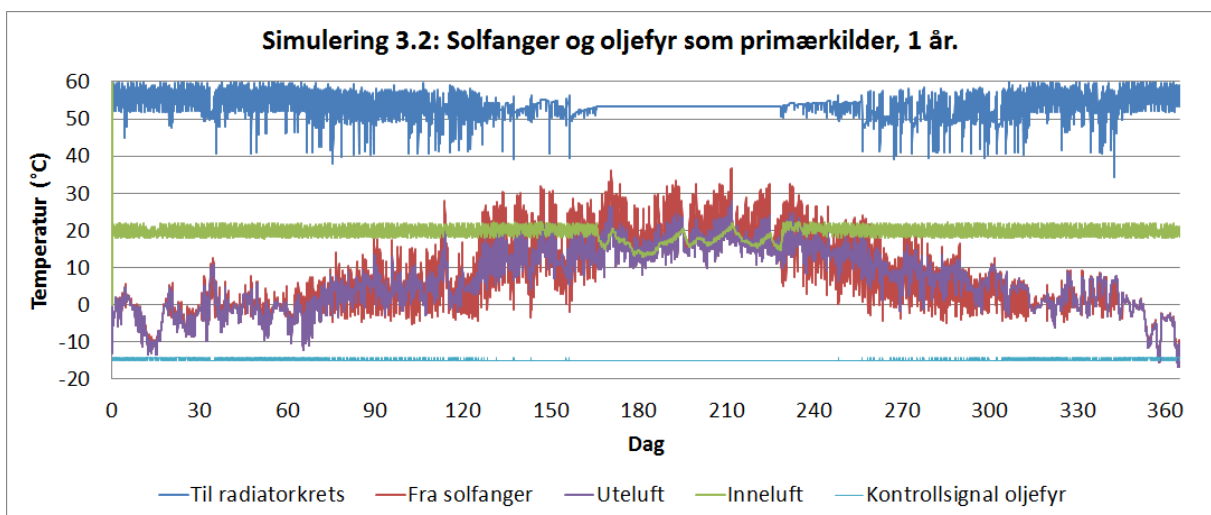
Figur 20 viser når på året solfangeren fungerer som primær energikilde. Drift av oljefyren begrenses i tråd med beskrivelsen i avsnitt 3.1.13. Simuleringen viser at solfangeren egner seg som primær energikilde mellom i perioden fra starten av april til midten av oktober. I vinterhalvåret klarer den som ventet ikke å forsyne systemet med nok varme, og kontrollsignalet indikerer at solfangeren stopper opp i lange perioder ved utetemperaturer på minussiden. Bygningen har dermed ingen oppvarmingskilde ved disse temperaturene, med mindre temperaturen faller under  $-10^{\circ}\text{C}$  og oljefyren settes i drift. I de korte periodene oljefyren opererer øker temperaturen i radiatorkretsen raskt, for eksempel midt i januar.



I sommerperioden, dvs fra mai til august, forsynes varmepumpen med 18,2 fra solfangeren. Resultater fra simulering 1.3 viser at solfangeren kan levere 127 MWh den samme perioden. Med dette oppvarmingsbehovet blir det dermed 108 MWh til overs til lading.

### Simulering 3.2 - Nedjusterte betingelser for drift av oljefyr

Ved å la oljefyren overta for solfangeren ved væsketemperatur under  $1^{\circ}\text{C}$  klarer systemet å levere nok energi til å oppnå ønsket innetemperatur året rundt. Dette harmonerer med resultatene fra avsnitt 4.2 som viser at varmepumpen fungerer godt ved kildetemperatur ned mot  $0^{\circ}\text{C}$ . Kontrollsignalet viser at oljefyren overtar som energikilde straks temperaturen ut fra solfanger synker til under  $1^{\circ}\text{C}$ . Tabell 22 viser at systemet forbruker vesentlig mer oljefyrbasert



Figur 21: Oppvarming av bygningsmasse med solfanger og oljefyr som primærkilder over 1 år. Solfangerens utstrømstemperatur, radiatorkretsens innstrømstemperatur, lufttemperatur inne og ute og kontrollsignal til oljefyr.

energi enn solenergi. Dette skyldes at oljefyren driftes 24 % av året, mens solfangeren driftes kun 12 % av tiden. Systemet virkningsgrad blir 1,14, som betyr at det er mer energieffektivt enn et system med kun elektisk eller oljefyrbasert oppvarming. Sammenlignet med kun oljefyrbasert oppvarming gir det kombinerte solvarme og oljefyrbaserte systemet en reduksjon av oljefyrbasert energi lik 34 MWh. Dette tilsvarer en besparelse på 12 %. Marginen er altså relativt liten sammenlignet med besparelsen for systemet med brønnpark og varmepumpe.

Leveret til radiator	291
Leveret varme fra varmpumpe	84
El-forbruk varmpumpe	32
El-forbruk pumpe-1	5
El-forbruk pumpe-5	9
Oljefyr	211

Tabell 22: Energimengder (MWh) for system med solfanger og oljefyr som primærkilder, 1 år.

### Oppsummering av simuleringer med modell 3

Simulering 3.1 viser at solfangeren fungerer som den primære energikilden i perioden fra starten av april til midten av oktober. For perioden mellom mai og august forsynes varmpumpen med 18 MWh fra solfangeren. Da simuleringer med modell 1 viser at solfangeren kan levere 127 MWh disse månedene er det 109 MWh igjen til lading av brønnpark. Et kombinert solvarme og oljefyrbasert system undersøkes ved simulering 3.2. Sammenlignet med elektrisk eller oljefyrbasert oppvarming gir dette systemet 12 % besparelse av slikt energiforbruk.

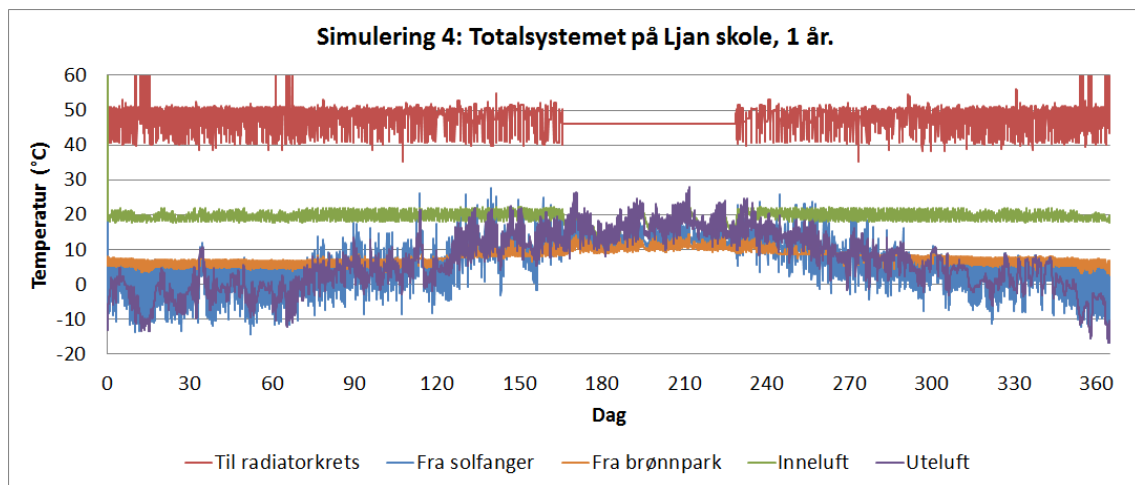
#### 4.4 Simuleringer med modell 4 (solfanger, brønnpark og varmpumpe)

Modell 4 er en kombinasjon av de tre andre modellene, og et forsøk på å modellere det sammensatte systemet på Ljan skole. Målet med denne modellen er å studere samspillet mellom de ulike væskekretsene og teste energieffektivitet med og uten lading.

Ved TRNSYS sine beregninger oppstår konvergensproblemer i omlag 10 % av simuleringstiden for kildesiden. Disse problemene gjelder ikke for lastsiden. Problemene ser ut til å skyldes kompleksiteten og samspillet mellom de tre væskekretsene. Til enhver tid driftes kun én av disse kretsene, og modellen har periodevis problemer med den brå overgangen fra drift av én krets til en annen. Ved disse problemene “hopper” temperaturer fra solfanger og brønnpark opp og ned med flere grader for hvert tidssteg, selv om tidssteget er lavt. Dette medfører at væskekretsene på kildesiden veksler kontinuerlig mellom “av og på,” slik at hver krets driftes ved annenhvert tidssteg. Til tross for gjentatte forsøk har det ikke lyktes å få modellen til å fungere helt som den skal.

Disse problemene gjør at numeriske resulater for brønnpark og solfanger ikke samsvarer med

numeriske resultater for øvrige komponenter. Dette gjelder særlig beregnede energimengder. Energiregnskap med tilhørende virkningsgrad vil av den grunn ikke presenteres. Imidlertid samsvarer simulerte temperaturer for lastsiden godt med simulerte temperaturer for modell 1-3, noe figur 22 viser. Eksempelvis er innetemperaturen tilsvarende som i simuleringer med modell 2. Overensstemmelsen for temperaturer gjelder også 90 % av tiden for kildesiden. Undersøkelser av kortere perioder viser imidlertid at temperaturene i enkelte perioder “hopper” opp og ned for hvert nytt tidssteg.

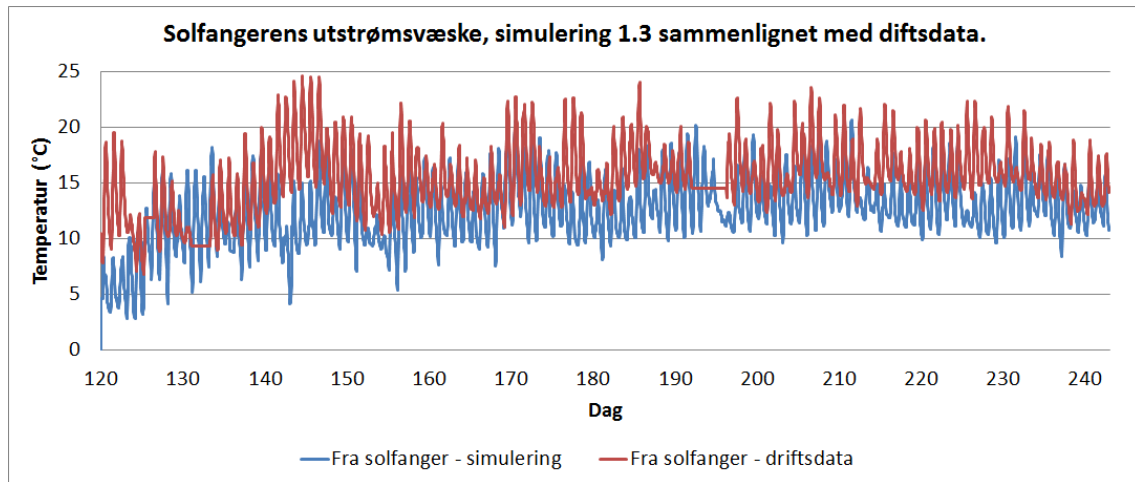


Figur 22: Systemet på Ljan skole med alle styringssekvenser over 1 år. Radiatorkretsens innstrømstemperatur, solfangerens og brønnparkens utstrømstemperaturer samt lufttemperatur ute og inne.

#### 4.5 Sammenligning av simuleringer og driftsdata fra Ljan skole

I dette avsnittet sammenlignes og verifiseres simuleringresultater med driftsdata fra Ljan skole. Kalibrering av enkelte parametre inngår som en del av verifiseringen. Solfangerens absorpsjons- og emisjonskoeffisient er kalibrert ved sammenligning av væsketemperaturer ut fra solfanger, vist i figur 23. Her sammenlignes væsketemperaturer simulert med modell 1 med væsketemperaturer på Ljan skole.

Det gir ingen mening å sammenligne temperaturene time for time da værmodellen baserer seg på værdata fra tidligere år (rundt år 1990), mens driftsdataene beskrevet i dette avsnittet er hentet fra 2012 og 2013. Idéelt sett skulle værmodellen basert seg på værdata fra 2012. For



Figur 23: Lading av brønnpark med solfanger, mai-august. Temperatur i utstrømsvæske fra solfanger, der simulering 1.3 sammenlignes med driftsdata fra Ljan skole.

eksempel var det en varmeperiode mot slutten av mai 2012, mens værmodellen viser relativt lave temperaturer fra solfangeren i denne perioden. I stedet sammenlignes trender. På lang sikt forventes samsvarende gjennomsnittstemperaturer i lengre tidsperspektiv, for eksempel for hele sommeren.

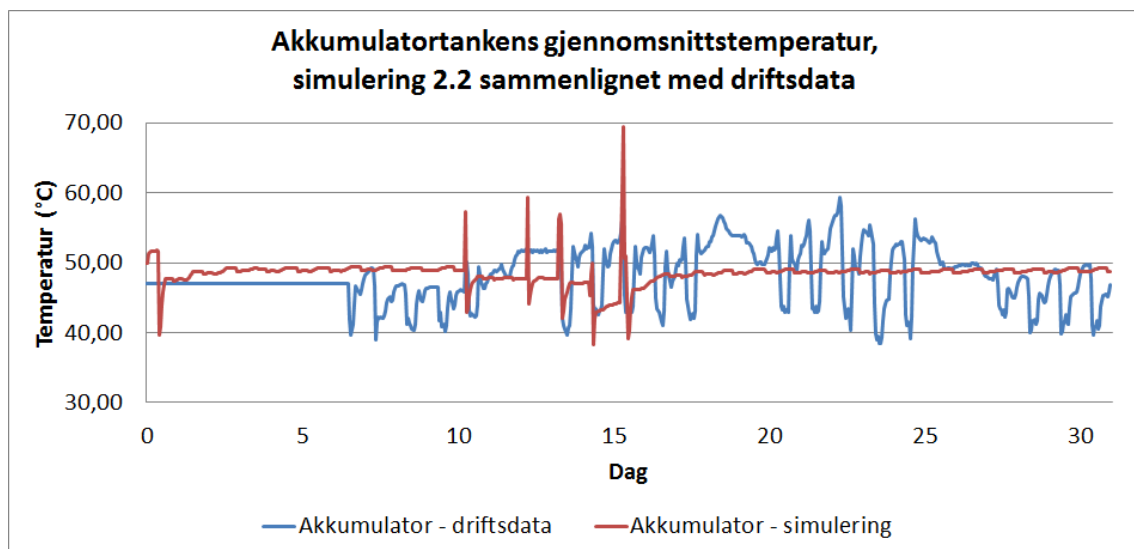
Gjennomsnittverdien til driftsdataene er  $15,4^{\circ}\text{C}$ , mens den er  $12,6^{\circ}\text{C}$  for simuleringens dataene. Denne trenden ser man også tydelig i figuren. Målte verdier på Ljan skole som regel er noen grader høyere enn simulerte verdier. Gjennomsnittstemperaturen var  $14,6^{\circ}\text{C}$  for sommeren 2012 [17], mens værmodellen gir gjennomsnittstemperatur  $15,2^{\circ}\text{C}$  for den samme perioden. Temperaturforskjellen mellom simulering og virkelighet kan dermed ikke forklares med gjennomsnittlige temperaturforskjeller mellom de to årene. Da det er liten geografisk avstand mellom stedet værmodellen baserer seg på (Fornebu) og Ljan skole (Nordstrandsplatået) kan heller ikke dette være hovedgrunnen til forskjellen.

En alternativ forklaring på temperaturforskjellene kan være at den modellerte solfangeren absorberer for lite sollys eller at solinnstrålingen i gjennomsnittlig var høyere i 2012 enn det året værmodellen baserer seg på. I så fall forventes ulike gjennomsnittstemperaturer på dagen når sola skinner og like gjennomsnittstemperaturer på natten når det ikke er sollys. Ut fra figuren ser ikke dette ut til å være tilfelle. Differansen mellom driftsdata og simulerte verdier er omtrent den samme både dag og natt. Standardavvikene  $3,05$  og  $3,06$  for døgnvariasjonene

for henholdsvis driftsdata og simulerte verdier tallfester denne observasjonen. Parametrene for absorpsjon og emisjon av stråling er også delvis kalibrert ut fra denne sammenligningen.

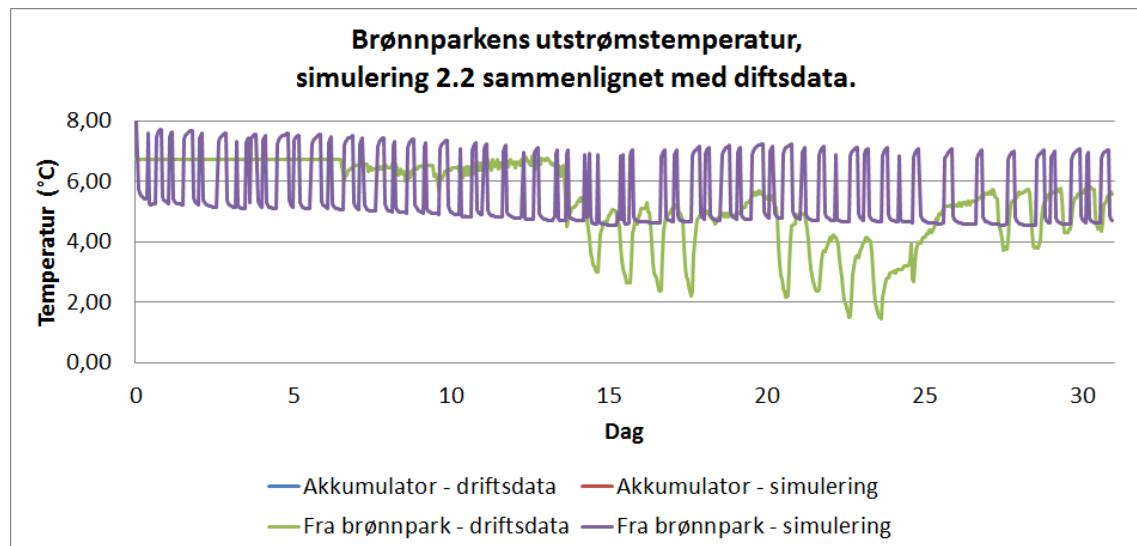
En annen forklaring kan være at det opereres med lavere væskestrømningsrater enn prosjektert. Lavere strømningsrate gir som vist i avsnitt 4.1 høyere temperatur fra solfangeren. I så fall er kalibreringen av koeffisientene for absorpsjon og emisjon av stråling for solfangeren noe unøyaktig. En årsak til temperaturavviket kan også være at det på Ljan skole er målt for høye temperaturer. I følge Ramstad er det knyttet en viss usikkerhet til om det gis korrekte temperaturer ved alle temperaturmålepunkter ved Ljan skole [21].

Målinger fra Ljan skole viser at 123 MWh overskuddsvarme fra solfangeren ble sendt til brønnparken mellom 1.mai og 24.august i 2012. Et estimert energiutbytte på 8 MWh den siste uken i august gir et samlet energiutbytte på 131 MWh for de fire månedene fra mai til august. Til sammenligning simuleres det at 18 MWh av 127 MWh fra solfangeren sendes til varmpumpen. Dette gir en overskuddsvarme på 109 MWh som kan brukes til lading. Hvorvidt energimengden på 131 MWh inkluderer energien sendt til varmpumpen er usikkert. Uansett er det rimelig god overenstemmelse mellom simuleringresultater og driftsdata.



Figur 24: Gjennomsnittstemperatur i akkumulatortank i januar. Simulerte verdier sammenlignet med driftsdata.

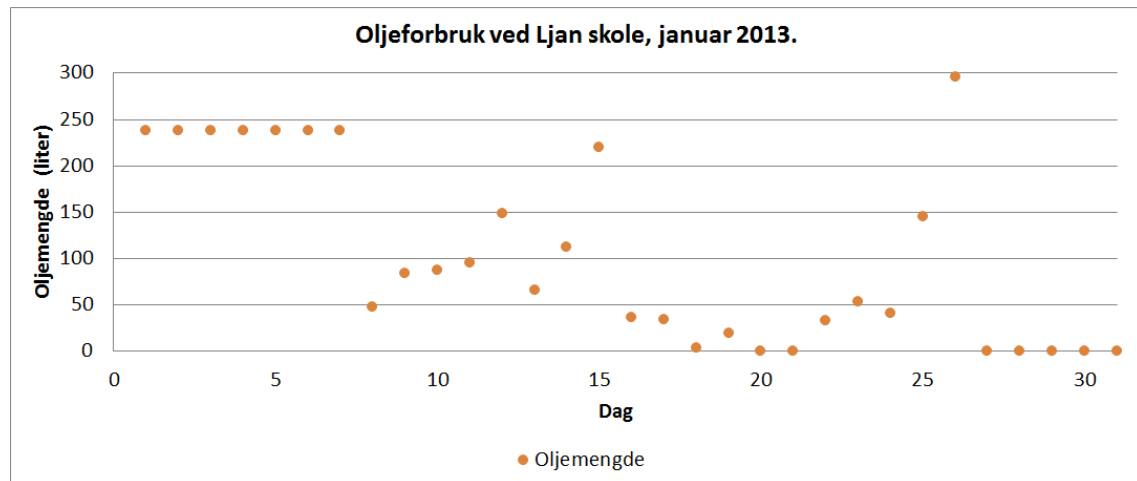
Figur 24 viser sammenligning av akkumulatortankens gjennomsnittstemperatur for simulerte og målte verdier for januar 2013. I sammenligningen ble parameteren “antall varmpumper” presentert i avsnitt 3.1.3 kalibrert og satt lik 12. Simulert akkumulatortemperatur gjenspeiler da akkumulatortemperaturen ved Ljan skole. Som det framgår av figuren ser temperaturavlesningen ved Ljan skole ut til å ha stoppet opp den første uken. Ellers varierer temperaturen relativt mye sammenlignet med simulerte temperaturer, og kan forklares med at den virkelige varmpumpens effekt og avleverte temperaturer justeres opp og ned etter behov. Den modellerte oljefyren går enten på null eller maks, og simuleringen gir dermed urealistiske temperaturutslag når den er i drift. En forbedring av modellen ville derfor være å justere driftseffekten til oljefyren etter behov.



Figur 25: Gjennomsnittlig utstrømstemperatur fra borehull i januar. Simulerte verdier sammenlignet med driftsdata.

Borehullenes gjennomsnittlige utstrømstemperaturer vises i figur 25. De simulerte verdiene går opp og ned i takt med av/på-signalet til sirkulasjonspumpen. De virkelige verdiene ser imidlertid ganske merkelige ut. Temperaturen er nesten konstant de første to ukene, mens den varierer mye de siste to ukene. Den første uken ser det ut til at temperaturavlesningen har stoppet opp slik som for akkumulatortanken. For uke nummer to kan det virke som brønnparken ikke er i drift. Mellom 7 januar og 14 januar 2013 varierte utetemperaturen for Oslo (Blindern) mellom  $0,8^{\circ}\text{C}$  og  $-10^{\circ}\text{C}$  [17]. Ved disse utetemperaturene er det utvilsomt oppvarmingsbehov i bygningen. At brønnparken ikke var i drift skyldes neppe avlastning fra

sofangeren, da det er lite solenergi å hente i denne perioden. En mer sannsynlig forklaring er at tekniske problemer satte varmpumpen ut av drift i denne perioden, og at oljefyren ble benyttet som reservelast. Dette bekreftes av driftsdata for oljeforbruk i januar 2013, vist i figur 26.



Figur 26: Oljeforbruk ved Ljan skole, januar 2013.

Tilsvarende som for temperaturmålingene ser det ut til at målingene av oljeforbruket stoppet opp den første uken i januar. I den andre uken var oljefyren aktiv hver dag, trolig fordi varmpumpen var ute av drift. Varmepumpen ser ut til å være i drift igjen den tredje uken, da væsketemperaturen ut fra borehullene varierer. Oljeforbruket denne uken var langt lavere enn i den foregående uken. Den 25. og 26. januar var oljeforbruket høyt, og det ser ut til at brønnparken på nytt var ute av drift.

Temperatur fra borehull ser ut til å være lavere i virkeligheten enn for simuleringene når brønnkretsen er i drift. Dette kan delvis forklares med at det er uniformt  $8^{\circ}\text{C}$  i borehull og reservoar ved simuleringsstart 1. januar. Temperaturene ved Ljan skole er trolig lavere da det er midt i fyringssesongen. Det virker imidlertid noe underlig at temperaturen gjør et “hopp” mellom den tredje og den fjerde uken. Dette kan muligens forklares med unøyaktige måleinstrumenter ved Ljan skole.

## 4.6 Konvergenstest

Beregningene i TRNSYS gjøres ved brukerdefinerte tidssteg. Dette avsnittet omhandler konvergenstester for de ulike simuleringene med tanke på tidsstegene som er valgt. Årlige energimengder for ulike tidssteg sammenlignes her med årlig energimengde ved tidssteget 1 minutt. Tabell 23 oppgir den relative feilen mellom dette referansetidssteget og tidsstegene 3, 10, 30 og 60 minutter.

Valg av tidssteg gir størst variasjon i energimengder på kildesiden, og konvergenstesten gjøres derfor for disse energimengdene. For simulering 1.1 og 1.2 gjøres testen for endring av indre energi i reservoaret, mens mengden overført energi mellom solfanger og brønnpark testes for simulering 1.3. Overført energi mellom brønnpark og varmpumpe testes for simulering 2.1 og 2.2, og energimengde mellom solfanger og varmpumpe testes for simulering 3.1 og 3.2.

Modell	3 min	10 min	30 min	60 min
Simulering 1.1	0,000069	0,000239	0,000741	0,001520
Simulering 1.2	0,000176	0,000196	0,000187	0,000167
Simulering 1.3	0,000104	0,000064	0,000031	0,000589
Simulering 2.1	0,001463	0,005357	0,000177	0,000517
Simulering 2.2	0,002734	0,008723	0,008602	0,009823
Simulering 3.1	0,006869	0,042219	0,098065	0,120695
Simulering 3.2	0,009308	0,023705	0,002579	0,012798

Tabell 23: Konvergenstest. Relativ feil ved ulike tidssteg.

Forutenom simulering 3.1 er den relative feilen mellom referansetidssteget og de andre tidsstegene relativt liten. For disse simuleringene er tidssteget satt til én time, som gir en reativ feil på rundt 1 % for brønnparken i simulering 2.2 og solfangeren i simulering 3.2. Disse simuleringene kan dermed med fordel gjøres med noe lavere tidssteg. For simulering 3.1 er det store forskjeller mellom de ulike tidsstegene, og denne simuleringen er derfor gjort med ett minutt tidssteg. Forskjellene skyldes trolig at det ved denne simuleringen blir spesielt store temperaturvariasjoner på kort tid når drift av oljefyr og solfanger veksler mellom av og på.

Man ville forvente at feilen ble mindre jo lavere tidssteget var, men for simulering 1.3, 2.1 og 3.2 og 3.2 er feilen mindre ved 30 minutter enn ved 3 minutter. Dette tyder på at simuleringen ikke konvergerer optimalt. Noe av forklaringen kan være at det valgte referansetidssteget er



for høyt. Den eneste simuleringen med tydelig konvergens er simulering 1.1.

#### 4.7 Energieffektivitet ved borehullsbasert energilagring

Da konvergensproblemer gir usikre resultater for totalmodellen (modell 4) må systemets energieffektivitet vurderes ved hjelp av delmodellene. I dette avsnittet vurderes energieffektiviteten ved Ljan skole for drift med og uten lading. Avslutningsvis diskuteres energieffektivitet ved borehullsbasert energilagring mer generelt.

##### Ljan skole

For å vurdere energieffektiviteten til systemet på Ljan skole for drift med og uten lading må resultater fra de tre modellene kombineres. Først beregnes energieffektiviteten for drift uten lading, og deretter for drift med lading. I følge simulering 2.2 (tabell 21) overføres 190 MWh til varmpumpen fra kildesiden i løpet av året, og i følge simulering 3.2 (tabell 22) er 52 MWh av denne energien solvarme fra solfangeren. Resterende 138 MWh må dermed være geotermisk energi fra brønnparken. Videre må radiatorovenene levere 291 MWh årlig for å oppnå ønsket innetemperatur, og varmpumpens kompressor tilfører 101 MWh av dette. Oljefyren sørger for kun 2 MWh av oppvarmingen, mens 17 MWh forbrukes av radiatorpumpen (pumpe 5). Pumpen mellom brønnpark og varmpumpe (pumpe 3) forbruker 33 MWh i et system uten solfanger. Det virkelige forbruket er dermed lavere enn dette, tatt i betraktning at solfangeren periodevis avlaster brønnparken. Da brønnparken tilfører 138 MWh av 190 MWh, det vil si 73 % av energien fra kildesiden, kan det antas at pumpen går 73 % av tiden varmpumpen er i drift. El-forbruket til pumpen estimeres dermed til 24 MWh. Dette estimatet er rimelig fordi varmpumpens absorpsjonseffekt er tilnærmet konstant, og mengden absorbert varme fra kildesiden er proporsjonal med tiden væskekretsene mellom varmpumpe og energikilde driftes. De resterende 23 % av tiden varmpumpen er i drift mottar den varme fra solfangeren, og pumpen mellom solfanger og varmpumpe (pumpe 1) forbruker 5 MWh (tabell 22). Totalt pumpeforbruk for Pumpe 1, 3 og 5 blir ut fra dette 46 MWh, og virkningsgraden beregnes ved

$$\mu = \frac{291 + 2}{101 + 2 + 46} = 1,97. \quad (76)$$

Drift uten lading gir dermed en meget god virkningsgrad, og besparelsen av elektrisk og oljefyrbasert energi er 144 MWh. Dette resultatet betyr at skolens forbruk av elektrisk og oljefyrbasert energi reduseres 49 % det første året ved utnyttelse av solvarme og geotermisk energi.

For å beregne virkningsgraden på lang sikt brukes verdier fra simulering 2.2 det tjuefemte simuleringsåret. For simulering 3.2 med solfanger og varmepumpe vil verdiene være de samme for det tjuefemte året som for det første året. Forbruket til pumpe 3 er 35 MWh dette året, og med tilsvarende argumentasjon som ovenfor nedjusteres forbruket til 26 MWh. Da pumpe 1 og 5 forbruker henholdsvis 18 MWh og 5 MWh dette året blir det totale pumpeforbruket 49 MWh. Med 290 MWh levert fra varmepumpe, 102 MWh levert fra varmepumpens kompressor og 3 MWh levert fra oljefyren blir systemets virkningsgrad

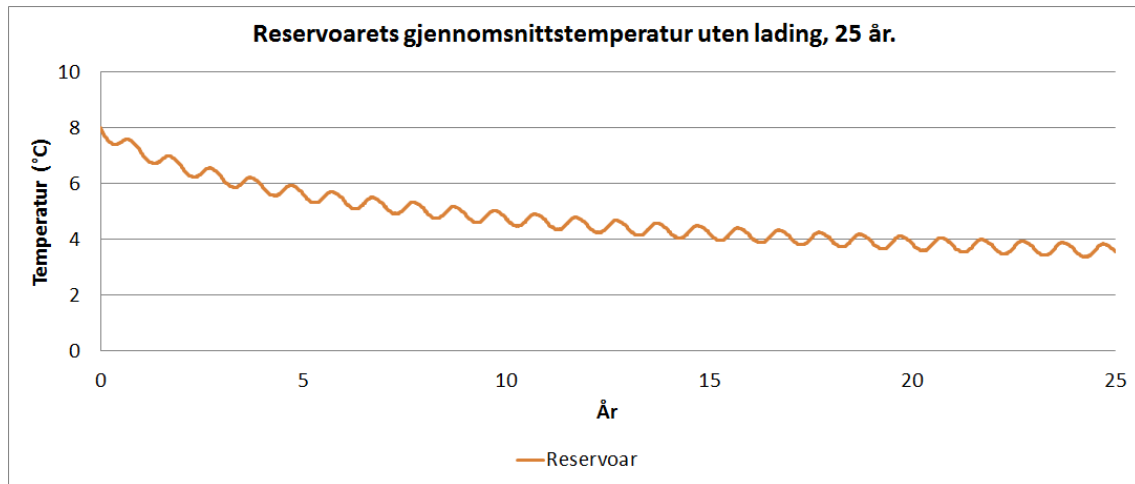
$$\mu = \frac{290 + 3}{102 + 3 + 48} = 1,92 \quad (77)$$

det tjuefemte året. At beregnet virkningsgrad er såpass høy etter 25 år uten lading er noe overraskende, men det henger blant annet sammen med at den modellerte varmepumpen jobber effektivt ned mot 0 °C. Besparelsen av elektrisk og oljefyrbasert oppvarming er i dette tilfellet 140 MWh, det vil si 48%.

Til sammenligning ble virkningsgraden for systemet uten solfanger i avsnitt 4.2 beregnet til 1,92 for det første året og 1,85 for det tjuefemte året. Basert på denne sammenligningen bidrar solfangeren til økt energieffektivitet for det grunne geotermiske systemet selv om den ikke brukes til lading.

Ved drift uten lading er årlig netto uttak fra brønnparken 138 MWh. For å se hva som skjer med reservoartemperaturen ved drift uten lading kalibreres derfor simulering 2.2 slik at uttaket fra brønnparken blir ca. 138 MWh. Dette gjøres ved at bygningens tapskoeffisient  $Y$  (se avsnitt 3.1.4) reduseres prosentvis like mye som uttaket fra brønnparken. Da 138 MWh er 73% av 190 MWh reduseres bygningens tapskoeffisient tilsvarende fra 2600 W/K til 1900 W/K. Simulering med denne tapskoeffisienten gir energiuttaket 140 MWh fra brønnparken, og kalibreringen er dermed ganske nøyaktig. Figur 27 gir gjennomsnittlig reservoartemperatur ved dette årlige uttaket, og viser en likevektstemperatur i nærheten av 3,5 °C. Dette er 2 °C

høyere enn likevektstemperaturen for systemet uten solfanger beskrevet i figur 18 i avsnitt 4.2 (med årlig uttak fra brønnparken på 190 MWh). Dermed oppnås høyere temperatur for det kombinerte anlegget med solfanger og brønnpark enn for et system med brønnpark alene, selv om solvarme ikke lagres i grunnen.



Figur 27: Reservoarets gjennomsnittstemperatur kalibrert uten lading, 25 år.

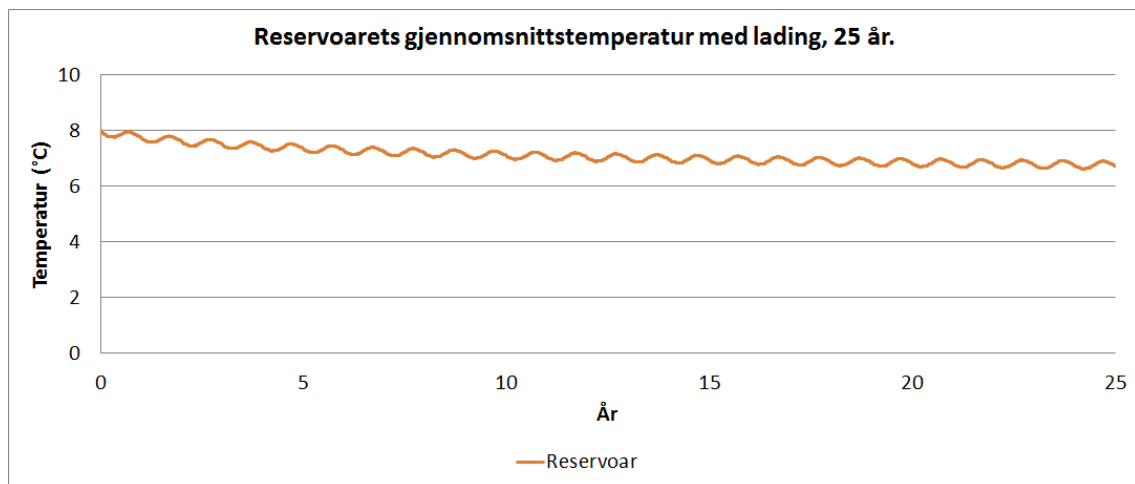
For å beregne virkningsgraden med lading må elektrisitetsforbruket til pumpen mellom brønnpark og solfanger (pumpe 2) tas i betraktning. Simulering 1.3 gir et pumpeforbruk lik 14 MWh når solfangeren overfører 127 MWh til brønnparken. Simulering 3.2 viser at 14 % av dette overføres til solfangeren og el-forbruket til pumpe 2 nedjusteres dermed til 12 MWh. El-forbruket på 46 MWh er beregnet for de andre sirkulasjonspumpene, og det totale pumpeforbruket blir dermed 58 MWh. Dette gir virkningsgraden

$$\mu = \frac{291 + 2}{101 + 2 + 58} = 1,82 \quad (78)$$

det første året for drift med lading. For dagens drift av Ljan skole er besparelsen av elektrisk og oljefyrbasert energi dermed 132 MWh, tilsvarende 45 %. Disse resultatene viser at systemet på Ljan skole er energieffektivt. Resultatet er imidlertid noe svakere enn resultatet for drift uten lading.

Simuleringene viser at 108 MWh tilføres borehullene via lading, mens 138 MWh tas ut til oppvarmingsformål. Dette gir 30 MWh i netto årlig uttak for drift med lading. På tilsvarende

måte som for drift uten lading kalibreres simulering 2.2 slik at uttaket fra brønnparken blir ca. 30 MWh. I dette tilfellet nedjusteres bygningens tapskoeffisient  $Y$  til 410 W/K. Simulering med denne tapskoeffisienten gir energiuttaket 32 MWh fra brønnparken, og kan dermed sammenlignes med tilfellet med lading.



Figur 28: Reservoarets gjennomsnittstemperatur ved kalibrert ladeeffekt, 25 år.

Figur 28 viser gjennomsnittlig reservoartemperatur med dette uttaket. Man ser at temperaturen faller med 1 °C før den stabiliseres på 7 °C. Likevektssituasjonen indikerer at det tilføres omlag 30 MWh fra omkringliggende berggrunn. Med denne driften vil temperaturer i borehull og reservoar forandres lite fra år til år, og virkningsgraden kan forventes å være nesten like høy etter 25 år som for det første året. Ved lading sørger man dermed for at systemet er energieffektivt samtidig som temperaturen i berggrunnen opprettholdes på nesten samme nivå som den uforstyrrede reservoartemperaturen.

System	$\mu$ 1. år	Besparelse 1. år	$\mu$ 25. år	Besparelse 25. år
Ingen drift av solfanger	1,92	48%	1,85	47%
Drift av solfanger u/lading	1,97	49%	1,92	48%
Drift av solfanger m/lading	1,82	45%	1,82	45%

Tabell 24: Reservoarets netto årlige energitap via borehull ved tre ulike bruksmåter for solfangeren.

I tabell 24 sammenlignes systemets virkningsgrad  $\mu$  og besparelsen av elektrisk og oljefyrbasert oppvarming for tre ulike måter å drifte systemet på. Det grunne geotermiske systemet ved

Ljan skole er energieffektivt i alle de tre tilfellene. Videre ser man at drift av solfanger uten lading gir det beste resultatet både på kort og lang sikt, og i dette tilfellet er reservoarets "likevektstemperatur"  $3,5^{\circ}\text{C}$ . Simulering 1.2 og 2.2 viser at temperaturen i reservoaret er et par grader høyere enn temperaturen i borehullets utstrømsvæske. Man kan dermed forvente utstrømstemperaturer fra borehull ned mot  $1,5^{\circ}\text{C}$  ved denne reservoartemperaturen. Med disse temperaturene unngår man permafrost i grunnen. Et system uten solfanger vil gi temperaturer i nærheten av  $2^{\circ}\text{C}$  i reservoaret og rundt  $0^{\circ}\text{C}$  i borehullets utstrømsvæske, og man risikerer i dette tilfellet frost i og nær borehullene.

### Generelt

Det er mange variasjonsmuligheter for utforming og drift av grunne geotermiske systemer, og energieffektivitet ved borehullsbasert energilagring vil variere ved ulike anlegg. Det er dermed ikke mulig å gi noen generell anbefaling for eller imot lading. Derimot kan det gis noen generelle råd for hvordan borehullsbasert energilagring bør vurderes for hvert enkelt prosjekt.

For det første bør man undersøke dimensjoneringen til varmedistribusjonssystemet, og hvilke temperaturer systemet må levere for å dekke oppvarmingsbehovet. Dernest bør man vurdere hvilke innstrømstemperaturer og temperaturløft som gir tilfredsstillende høy virkningsgrad for varmepumpen. Spesielt bør det undersøkes hvordan en reduksjon av væsketemperaturen fra borehull innvirker på varmepumpens virkningsgrad. Videre er det viktig å vurdere mulige miljømessige konsekvenser ved redusert temperatur i grunnen, og hvilke temperaturfall man kan leve med. Til slutt bør det gjøres målinger, beregninger eller simuleringer av hvordan temperaturen i grunnen påvirkes på kort- og lang sikt av det forventede energiuttaket.

Energieffektiviteten ved lading er også avhengig av grunnens varmeoverføringsegenskaper. Generelt vil det være mindre lønnsomt å lagre energien ved høy varmeledningsevne i grunnen. Dette fordi høyere varmeledningsevne fører til at den lagrede varmen i større grad ledes vekk fra borehullet. Høy varmeledningsevne gir dessuten mer "gratis" energitilstrømning fra omkringliggende berggrunn, og dermed redusert behov for lading via borehull. I tillegg vil grunnvannsbevegelse i spreknettverk og porøse bergarter gi konvektiv varmeoverføring i grunnen. Av samme årsaker som for varmeledning vil høy konvektiv varmeoverføring i grunnen gjøre energilagringen mindre lønnsom. Lokale geologiske undersøkelser og kartlegging av grunnen er

derfor viktige brikker når borehullsbasert energilagring skal vurderes.

Sirkulasjonspumpenes effektforbruk vil også påvirke energieffektiviteten ved lading, og dette ble diskutert i simulering 1.3. Ineffektive og energitørste sirkulasjonspumper er et problem for mange systemer, og kan medføre at vinningen går opp i spinningen [15]. Sirkulasjonspumper har også for vane å bli mindre effektive etter noen år, og vedlikehold og utskiftninger påvirker det økonomiske regnskapet. Pumpens effektivitet bør dermed vurderes for et lengre tidsperspektiv. Summen av de nevnte vurderingene bør til slutt avgjøre om et grunt geotermisk system skal driftes med borehullsbasert energilagring.

## 5 Avslutning

### 5.1 Konklusjon

Denne oppgaven har hatt som formål å vurdere energieffektiviteten til det grunne geotermiske systemet ved Ljan skole i Oslo. Problemstillingen er besvart ved å kjøre simuleringer av systemmodeller laget i TRNSYS. Til tross for de tre delmodellenes forenklinger og begrensninger ser de ut til å fange opp de viktigste fysiske mekanismene i systemet ved Ljan skole. De gir også realistiske verdier for energistrømmer og temperaturer.

Konklusjonen er at systemet ved Ljan skole er energieffektivt, og systemets forbruk av elektrisk og oljefyrbasert energi ser ut til å reduseres med rundt 45 % sammenlignet med det gamle oljefyrbaserte anlegget. Ladingen gjør at temperaturen i berggrunnen avtar med kun 1 °C på 25 år. Det lokale biologiske miljøet påvirkes dermed i liten grad.

Pumpenes forbruk av elektrisk energi er en av faktorene med størst betydning for systemets energieffektivitet. Spesielt vil ineffektive sirkulasjonspumper med høyt energiforbruk gi dårlig energieffektivitet. Pumpeeffekten må imidlertid være høy nok til å sørge for tilstrekkelig høy strømningsrate og konvektiv varmeoverføring. For varmpumpen er forholdet mellom levert varme og elektrisk effekt viktig, og dette forholdet varierer med ulike temperaturer og strømningsrater for innstrømsvæsken. Varmepumpen på Ljan skole er designet for innstrømstemperaturer ned mot 0 °C, og det er sjelden den trenger å levere mer enn 50 °C til radiatorkretsen. Dermed kan den operere med et moderat temperaturløft og tilfredsstillende virkningsgrad.

I store deler av sommerhalvåret avlastes brønnparken av solfangeren. Denne kan levere væske på opptil 20 °C til varmpumpen og er periodevis en svært effektiv energikilde. Ved å forsyne varmpumpen med solvarme i sommerhalvåret økes dermed systemets energieffektivitet. Videre gir også bruk av akkumulatortank økt energieffektivitet, da den separerer, lagrer og fordeler varmtvann slik at varmpumpe og radiatorkrets kan operere så effektivt som mulig.

Selv om systemet på Ljan skole er energieffektivt med dagens drift, det vil si med lading, tyder beregningene på at systemet ville vært enda mer energieffektivt uten lading. En slik drift ville gitt en årlig besparelse på 48-49% av elektrisk og oljefyrbasert energi. Slik drift er også effektiv på lang sikt (25 år) fordi varmetilførsel fra omkringliggende berggrunn sta-

biliserer den gjennomsnittlige reservoartemperaturen på rundt 3-4 °C. I dette tilfellet hadde utstrømstemperaturer fra borehull typisk vært 1-2 °C, som i analysen har vist seg å være en tilstrekkelig høy kildetemperatur for varmepumpen. Dermed unngås permafrost også ved drift uten lading, noe som tyder på at brønnparken på Ljan skole er kraftig dimensjonert. Dersom systemet ikke hadde hatt solfangeren ville det årlige uttaket fra brønnparken blitt såpass stort at man risikerte frost i systemet.

## 5.2 Videre arbeid

En naturlig fortsettelse av dette arbeidet ville være å jobbe videre med modellen av det totale systemet. I tillegg kan delmodellene gjøres mer realistiske ved at komponenter som oljefyr, varmepumpe og sirkulasjonspumper gis mulighet til å operere med ulike effekter og strømningsrater.

Videre kan det gjøres flere sensitivitetsanalyser. Energieffektivitet med og uten lading kan for eksempel vurderes for ulik dimensjonering av brønnparken. Antall borehull, borehullsdybde, innbyrdes avstand mellom borehullene og varmeledningsevne i borehull og berggrunn kan varieres.

Den økonomiske lønnsomheten av anlegget på Ljan Skole er ikke vurdert i denne oppgaven. I praksis har investeringskostnader stor betydning for prosjektering av slike anlegg, og boring av brønner er kostbart. Færre brønner eller redusert brønndybde vil gi reduserte investeringskostnader, men også økt behov for lading. En lønnsomhetsvurdering av anlegg med ulik dimensjonering er derfor en alternativ utvidelse av oppgaven.

I denne oppgaven benyttes TRNSYS for å modellere systemet på Ljan Skole. Modellens validitet testes ved ulike konvergenstester samt sammenligning mot driftsdata. Et annet simuleringsverktøy som er mye brukt for grunne og lukkede geotermiske systemer er Earth Energy Designer (EED). En sammenligning av funn fra denne analysen med resultater fra dette modelleringsverktøyet ville ytterligere styrket resultatenes validitet. Å sammenligne ulike modeller kan også bidra til å avdekke eventuelle feil og mangler som kan utbedres.



## Referanser

- [1] Al-Khoury R. Computational Modeling of Shallow Geothermal Systems. I: Multiphysics Modeling. Nederland: CRC Press; 2012.
- [2] Arias DA, Beckman WA, Blair NJ, Bradley DE, Braun JE, Duffie JA, et al. TRNSYS. A Transient System Simulation Program. Madison: University of Wisconsin-Madison; 2012.
- [3] Berre I, Bjørk RN, Brun K-E, Kocbach J. Systemmodell av geotermiske energisystem. Bergen: CMR; 2011.
- [4] Bhatt MK, Gaderia SN, Channiwala SA. Experimental Investigations on Top Loss Coefficients of Solar Flat Plate Collector at Different Tilt Angle. I: World Academy of Science, Engineering and Technology [Elektronisk artikkel]. 2011 [Hentet 2013-10-15];55. Tilgjengelig fra: <http://www.waset.org/journals/waset/v55.php>
- [5] Blair NJ, Bradley DE, Duffy MJ, LaHam ND, McDowell TP, Naik AV, et al. GHP Library Mathematical Reference. I: TESSLibs 17 Component Libraries for the TRNSYS Simulation Environment. Madison: Thermal Energy System Specialists; 2012.
- [6] Borgnes BG. Geoenergianlegg. Papir lagt frem på konferansen til Norsk VVS energi- og miljøteknisk forening i Bergen 2011. Tilgjengelig fra: 11.05.2013 fra: [www.vvs-foreningen.no/portal/pls/portal/docs/1/802042.PDF](http://www.vvs-foreningen.no/portal/pls/portal/docs/1/802042.PDF)
- [7] Cleasson J, Eskilson P. Conductive Heat Extraction by a Deep Borehole. I: Eskilson P, red. Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes. Lund: Lunds Universitet; 1987.
- [8] Elvebakk H, Midttømme K, Ramstad RK, Solli, A, Sjørdal T. Grunnvarmekartlegging i Asker og Bærum. NGU. 2004 Feb [Hentet 2013-11-05];13. Tilgjengelig fra: <http://www.ngu.no/no/hm/Publikasjoner/Rapporter/2004/>
- [9] Evensen R. SGP. Personlig kommunikasjon, 2013.
- [10] Guillaume F. Analysis of a Novel Pipe in Pipe Coaxial Borehole Heat Exchanger [masteroppgave]. Stockholm: KTH School of Industrial Engineering and Management; 2011.

- [11] Hellström G. Duct Ground Heat Storage Model: Manual for Computer Code. Lund: University of Lund; 1989.
- [12] Hemmer PK. Termisk fysikk. 2. utg. Trondheim: Tapir Akademisk Forlag; 2002.
- [13] Hilmo BO, Midttømme K, Nissen A, Skarphaugen H. Kartlegging av grunnvarme fra fjell - sluttrapport. NGU. 2000 Mar [Hentet 2013-05-13];36. Tilgjengelig fra: <http://www.ngu.no/no/hm/Publikasjoner/Rapporter/Rapportnummer-2000/>
- [14] Kalogirou SA. Solar Thermal Collectors and Applications. I: Progress in Energy and Combustion Science. 2004 Feb [Hentet 2013-05-12];30. Tilgjengelig fra: <http://www.demec.ufmg.br/disciplinas/eng033a/KALOGIROU-SolarThermalCollectors.pdf>
- [15] Kjellson E. Solar Collectors Combined with Ground-Source Heat Pumps in Dwellings: Analyses of system performance [Doktorgradsavhandling]. Lund: Lunds Universitet; 2009.
- [16] Lillestøl E, Hunderi O, Lien JR. Generell Fysikk for Universiteter og Høgskoler. Bind 2: Varmelære og Elektromagnetisme. Oslo: Universitetsforlaget; 2006.
- [17] Metrologisk institutt. Blindern, Oslo (Oslo) [internett]. Oslo; [Hentet 2013-05-16]. Tilgjengelig fra: <http://www.yr.no/>
- [18] Olje- og energidepartementet. Forbrenningsprosesser [internett]. Oslo; [Hentet 2013-05-13]. Tilgjengelig fra: <http://www.regjeringen.no/nb/dep/oed/dok/NOU-er/1998/NOU-1998-11/16/4.html?id=349117>
- [19] Pedersen PD. Asplan Viak. Personlig kommunikasjon, 2013.
- [20] Pedersen PD. Beskrivelse Terralun forprosjekt [Notat]. Oslo: Asplan Viak; 2011.
- [21] Ramstad RK. Asplan Viak. Personlig kommunikasjon, 2013.
- [22] Ramstad RK. Resultater fra responstest ved Ljan skole [Notat]. Oslo: Asplan Viak; 2011.
- [23] Siebert N, Zacharakis E. Asphalt Solar Collector and Borehole Storage: Design Study for a Small Residential Building Area [Masteroppgave]. Gøteborg: Chalmers University of Technology; 2010.

- 
- [24] Svendsen S. Performance of Uncovered Solar Collector [Rapport]. Lyngby: Danmarks Tekniske Universitet; 1985.
- [25] Young HD, Freedman RA. University Physics. 12. ed. San Francisco: Pearson Addison-Wesley; 2008.

## **Programvare**

Arias DA, Beckman WA, Blair NJ, Bradley DE, Braun JE, Duffie JA, et al. TRNSYS. A Transient System Simulation Program (Version 17.1). Madison: Solar Energy Laboratory University of Wisconsin-Madison; 2012.