

Analyse av varmesystem for større bygningar basert på varmepumpe og solvarmeanlegg

Maren Hana

Master i energi og miljø
Oppgåva levert: Juni 2010
Hovudrettleiar: Jørn Stene, EPT
Medrettleiar(ar): Kjeld Omland, Multiconsult AS

Oppgåvetekst

Varmeleveransen frå varmepumpesystem og solvarmesystem er i stor grad fornybar varme, og denne typen installasjonar bidrar difor til relativt lågt primærenergibehov for oppvarming og eventuelt kjøling av større bygg, som til dømes kontorbygg, forretningsbygg, helsebygg, hotell, idrettsbygg og skular. Aukt bruk av varmepumper og solvarmesystem er difor heilt i tråd med EUs målsetjing om aukt bruk av fornybar energi og aukt energieffektivitet i bygningar. Solvarme kan nyttas direkte til oppvarmingsformål i bygningen, enten til varmtvassbereding eller kombinert varmtvassbereding, romoppvarming og oppvarming av ventilasjonsluft. Solinnstråling varierer i stor grad over døgnet / året slik at effektiv nytting av solenergi til oppvarmingsformål krev kort- og eventuell langtidslagring av termisk energi frå periodar med overskot av solenergi til periodar med underskot. I Noreg vil eit solvarmeanlegg typisk kunne dekke 40 til 50 % av årleg oppvarmingsbehov for tappevassvarming, og 10 til 40 % av årleg romoppvarming. Det er difor behov for eit tilleggsvarmesystem, og dette kan til dømes vera ei varmepumpe med tilleggsvarmeeining (spisslasteining). I anlegg kor varmepumpa er tilknyta eit termisk energilager i fjell eller eit grunnvasslager med stillestående vatn (akvifer), kan solvarmen og nyttast til termisk lading av fjell- / vasslageret for å oppnå høgare energieffektivitet for varmepumpa samt sikra termisk energibalanse i lageret over tid. Det finst eit uttal av kombinasjonsmoglegheiter av solfangarar, varmepumpe og akkumuleringsløyser, og det er eit behov for å analysere kva slags kombinasjonar som teknisk og økonomisk eignar seg best for norske forhold.

Målet med oppgåva er å foreta ei detaljert analyse av ulike tekniske kombinasjonsløyser med solfangarsystem, varmepumpeanlegg og system for termisk energilagring gjennom teoretisk vurderingar og rekningar (simuleringar).

Oppgåva gitt: 18. januar 2010
Hovudrettleiar: Jørn Stene, EPT

MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Maren Hana

Våren 2010

Analyse av varmesystemer for større bygninger basert på varmepumpe og solvarmeanlegg

Analysis of Heating Systems for Non-Residential Buildings with Heat Pump and Solar Heaters

Bakgrunn

Varmeleveransen fra varmepumpesystemer og solvarmesystemer er i stor grad fornybar varme, og denne typen installasjoner bidrar derfor til relativt lavt primærenergibehov for oppvarming og eventuelt kjøling av større bygninger, som f.eks. kontorbygg, forretningsbygg, helsebygg, hoteller, idrettsbygg og skoler. Økt bruk av varmepumper og solvarmesystemer er derfor helt i tråd med EUs målsetting om økt bruk av fornybar energi og økt energieffektivitet i bygninger. Solvarme kan benyttes direkte til oppvarmingsformål i bygningen, enten til varmtvannsberedning eller kombinert varmtvannsberedning, romoppvarming og oppvarming av ventilasjonsluft. Solinnstrålingen varierer i stor grad over døgnet/året slik at effektiv utnyttelse av solenergi til oppvarmingsformål krever kort- og eventuell langtidslagring av termisk energi fra perioder med overskudd av solenergi til perioder med underskudd. I Norge vil et solvarmeanlegg typisk kunne dekke 40 til 50 % av årlige oppvarmingsbehov for tappevannsvarming, og 10 til 40 % av årlig romoppvarmingsbehov. Det er derfor behov for et tilleggsvarmesystem, og dette kan f.eks. være en varmepumpe med tilleggsvarmeenhet (spisslastenhet). I anlegg hvor varmepumpen er tilknyttet et termisk energilager i fjell eller et grunnvannslager med stillestående vann (akvifer), kan solvarmen også benyttes til termisk lading av fjell-/vannlageret for å oppnå høyere energieffektivitet for varmepumpen samt sikre termisk energibalanse i lageret over tid. Det finnes et uttall av kombinasjonsmuligheter av solfangere, varmepumpe og akkumulatorløsninger, og det er et behov for å analysere hvilke kombinasjoner som teknisk og økonomisk egner seg best for norske forhold.

Mål

Målet med oppgaven er å foreta en detaljert analyse av ulike tekniske kombinasjonsløsninger med solfangersystemer, varmepumpeanlegg og systemer for termisk energilagring gjennom teoretiske vurderinger og beregninger (simuleringer).

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Litteraturstudium
2. Detaljert beskrivelse av aktuelle kombinasjonsløsninger med solfangere, varmepumper og systemer for termisk energilagring for større bygninger
3. Detaljert teknisk og økonomisk analyse av ett eller flere oppvarmingssystemer basert på solfangere, varmepumpe og termisk energilager for et case-bygg, Skadberg skole i Stavanger.

---- " ----

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved eventuell utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og at de er diskutert utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og eventuelt figurnummer.

Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosesssteknikk.

I henhold til "Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet" ved NTNU § 20, forbeholder Instituttet seg retten til å benytte alle resultater i undervisnings- og forskningsformål, samt til publikasjoner.

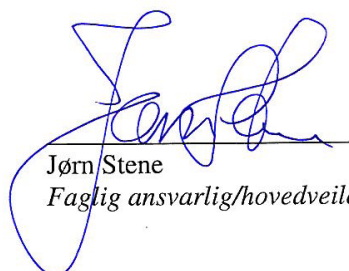
Ett -1 komplett eksemplar av originalbesvarelsen av oppgaven skal innleveres til samme adressat som den ble utlevert fra. Det skal medfølge et konsentrert sammendrag på maksimalt én maskinskrevet side med dobbel linjeavstand med forfatternavn og oppgavetittel for eventuell referering i tidsskrifter.

Til Instituttet innleveres to - 2 komplette kopier av besvarelsen. Ytterligere kopier til eventuelle medveiledere og oppgavegivere skal avtales med, og eventuelt leveres direkte til de respektive. Til Instituttet innleveres også en komplett kopi (inkl. konsentrerte sammendrag) på CD-ROM i for eksempel pdf-format og/eller Word-format.

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 15. januar 2010



Olav Bolland
Instituttleder



Jørn Stene
Faglig ansvarlig/hovedveileder

Medveileder(e): Kjeld Omland, Multiconsult AS

Forord

Denne masteroppgåva er skriven våren 2010 ved Noregs tekniske-naturvitskaplege universitet, NTNU, Institutt for energi- og prosessteknikk. Masteroppgåva er den avsluttande delen av masterprogrammet *Energi og Miljø*. Rapporten har tittelen: "*Analyse av varmesystem for større bygningar basert på varmepumpe og solvarmeanlegg*".

Eg vil retta ei stor takk til Helge Skarphagen i NIVA for god rettleiing og hjelp med simuleringsprogrammet EED. Han har vore svært velvillig til å dela sin kompetanse, og kom med gode råd i tilknytning til energiflyt i brønnar. Vidare vil eg takka Øystein Lindberg i Multiconsult for god støtte og rettleiing i heile perioden ved masterskrivinga og hovudrettleiar frå NTNU, Jørn Stene, for mange tekniske råd undervegs.

Til slutt vil eg takka Torger, som alltid er der og støttar.

Sandnes, 03.06.10



Maren Hana

Samandrag

Ved bruk av bergvarmepumpe vil temperaturen i grunnen bli redusert med tida. Resultatet er auka kompressorarbeid. Solfangarsystem kombinert med bergvarmepumpesystem, kan bidra til betre forhold for bergvarmepumpa. Det finst mange moglege kombinasjonar og det er behov for å analysere ulike løysingar. Målet med masteroppgåva var å foreta ei detaljert analyse av ulike tekniske kombinasjonsløysingar med solfangarsystem, varmepumpeanlegg og system for termisk energilagring for større bygningar.

Det har blitt beskrive fire ulike systemløysingar med bergvarmepumpe, solvarmesystem og termisk energilagring (borehol), kor ulike eigenskapar ved løysingane blei trekt fram. Ei teknisk- og økonomisk analyse av to av kombinasjonsløysingane presentert som kombinasjonsløysing 2 og 3, har blitt utført ved hjelp av simuleringsprogram for sol (TSOL), for berggrunn (EED) og for varmepumpe (CoolPack). For å ha datagrunnlag til analysen blei Skadberg skole nytta som case. Skulen har stort behov for varmt vatn, og det var difor av interesse å nytta han som basis for analysen.

Bakgrunnen for at kombinasjonsløysing 2 og 3 blei valt til å nytta i analysen, heng saman med grensa kompleksitet i høve til simuleringsprogram og tilgjengeleg tid. I tillegg var det av stor interesse å sjå korleis fluidtemperaturen blei endra ved ulik påverknad på berggrunnen; kombinasjonsløysing 2 varmar opp berggrunnen ved hjelp av solfangarar, medan kombinasjonsløysing 3 avlastar berggrunnen ved å nytta solfangarsystem til varmt vatn. For å lettare kunne sjå kva dei to solsystema hadde å sei for det totale elektriske energibehovet, blei det nytta eit referansesystem. Referansesystemet består av to bergvarmepumpesystem; CO₂-varmepumpesystem for varmt vatn og NH₃-varmepumpesystem for romoppvarming.

For begge kombinasjonsløysingane blei fluidtemperaturen auka og kompressorarbeidet redusert i forhold til referansesystemet. Kombinasjonsløysing 2 fekk størst fluidtemperatur, medan kombinasjonsløysing 3 fekk lågast totalt behov for elektrisitet.

Solvarmesystem er generelt forbunde med relativt store investeringar, noko som og gjeld for desse anlegga. Kostnaden for plan solfangar med dekklag, som blei nytta i kombinasjonsløysing 3, ligg i området 1 500 – 4 000 kr/m². Dette resulterte i ei investering på 0,75 – 2,00 millionar, noko som er langt over den utrekna største tillate investeringa. I tillegg til solfangarane må ei rekna med investering til blant anna prosjektering, rørføring, varmevekslarar, stativ og tankar. Noko som medførte at kombinasjonsløysing 3, med den konfigurasjonen som blei nytta i oppgåva, ikkje kunne bli lønsam. For plan solfangar utan dekklag, som blei nytta i kombinasjonsløysing 2, ligg kostnaden rundt 600 – 900 kr/m². Investeringskostnad knyta til solfangarane blei dermed 300 000 – 450 000 kr. Denne kostnaden er over den største tillate investering, som blei funnen for simulert systemløysing.

Dei aller fleste slutningar ein byggherre står overfor, er forbunde med risiko eller usikkerheit. Ei følsomheitsanalyse med variasjon i kalkulasjonsrente og energipris blei difor utført. Alle dei simulerte kombinasjonsløysingane er funne økonomisk ulønnsame, sjølv med denne variasjonen. Dette kan ein sei allereie før ein har full oversikt over komplett kostnadsbilete.

Simuleringane er blitt gjort noko forenkla, grunna grensingar i tilgjengeleg tid og simuleringsprogram. Prinsippa i kombinasjonsløysingane er likevel vist og rekna på. Meir detaljerte og tidkrevjande simuleringar kan auka presisjonen om nødvendig.

Summary

Use of ground source heat pump (GSHP) will reduce the temperature in the ground over time. The result is increasing workload for the compressor. Solar heating system combined with GSHP system can improve conditions for the heat pump. There are many possible combinations. The purpose of this master thesis has been to develop a detailed analysis of different systems with solar heating system, GSHP system and thermal storage systems for large buildings.

Four different heating system configurations with ground source heat pump, solar heating system and thermal storage system (borehole) have been presented and discussed. A technical- and economical analysis of two system combinations presented as combinations 2 and 3 have been conducted by use of a solar simulation program (TSOL), a borehole/ground simulation program (EED) and a thermal process simulation program (CoolPack). In order to perform the analysis on an actual building, Skadberg skole (Skadberg school) was used as a case. The school has a large demand for hot water, which makes this building interesting to use as basis for the analysis.

The choice of performing the analysis on combinations 2 and 3, was based on a limit on complexity and available time for the master thesis work. In addition it would be interesting to investigate how the fluid temperature was changed with different influences on the ground; combination 2 heats the ground directly by use of thermal collector, while combination 3 relieves the ground source heat pump by heating the domestic hot water. In order to more easily reveal how the two combinations were performing with respect to the total need for electric energy, a reference system was developed. The reference system: a CO₂ heat pump system for hot water and NH₃ heat pump system for space heating.

For both of the combinations it was shown that the fluid temperature was increased and the compressor workload was reduced in comparison to the reference system. Combination 2 achieved the highest fluid temperature, whereas combination 3 had the lowest need for electricity.

Solar heating system is often associated with relatively large investments. This also applies to the systems studied. The purchase cost of glazed solar collectors, used in combination 3, are in the area of 1 500 – 4 000 NOK/m². This resulted in calculated cost of collectors to be 0.75 – 2.00 MNOK, which is above the calculated limit of total investment. In addition to the cost of collectors there will also be cost associated with planning, pipelines, heat exchangers, racks and storage tanks. This means that the combination 3, as configured in the thesis work, will not be found economically profitable. For unglazed solar collectors, as used in combination 2, the cost is around 600 – 900 NOK/m². Investment cost associated with these solar collectors will then be 0.30 – 0.45 MNOK. This value is also above the calculated limit of total investment for the system studied.

Most of the decisions a building contractor is faced with, are associated with certain risks and uncertainties. Sensitivity analysis with parameter variation of interest rate and price of energy has therefore been conducted. All the simulated combinations are found to be economically unprofitable. This could be stated before the total costs of investments have been calculated.

Simulations were somewhat simplified, as result of limitations in the available programs and time. The principles of each heating system combination are still shown and simulated. More detailed and time consuming can increase the precision of results if necessary.

Innhald

1	Innleiing.....	1
1.1	Avgrensingar	1
1.2	Rapporten sin struktur	2
2	Varmesystem for større bygningar	3
2.1	Varmesystem – temperatur	3
2.2	Varmebehov	4
2.3	Bruksmønster og brukstid	5
3	Solvarme.....	6
3.1	Ressursgrunnlaget i Noreg	6
3.2	Solfangarsystem	8
4	Arbeidsmedium for varmepumpe	16
4.1	Overgang til naturlege medium?	18
5	Energilagring	19
5.1	Korttidslagring: Akkumulatortank.....	20
5.2	Langtidslagring	25
6	Kombinasjon solfangar og bergvarmepumpe	29
6.1	Status	29
6.2	Teknisk argument.....	32
6.3	Økonomisk argument.....	32
6.4	Miljøargument	33
6.5	Utfordringar	34
7	Dimensjonering.....	36
7.1	Solfangar	36
7.2	Varmepumpe	36
7.3	Kombinasjon	36
8	Ulike kombinasjonsløyningar	37
8.1	Solfangar	38
8.2	Varmepumpe	45
8.3	Kombinasjonar: Solfangar + varmepumpe + lagring.....	47
9	Skadberg skole	53
9.1	Generell informasjon	53
9.2	Romoppvarming.....	54
9.3	Varmt tappevatn	55
9.4	Skadberg skole, aktuell for solvarme og bergvarmepumpe?	58

10	Vurdering av ulike kombinasjonsløsinger for Skadberg skole	60
10.1	Referansesystem: Varmepumpe til romvarme og varmt tappevatn	61
10.2	Kombinasjonsløsning 2: Solfangar (berggrunnen) + varmpumpesystem	63
10.3	Kombinasjonsløsning 3: Solfangar (varmt tappevatn) + varmpumpesystem	73
10.4	Teknisk evaluering.....	82
10.5	Evaluering; utføring av simulering	95
10.6	Økonomisk analyse	98
11	Oppsummering og konklusjon	107
12	Forslag til vidare arbeid	110
13	Kjelder	112
13.1	Litteraturliste	112
13.2	Informasjon frå Multiconsult sin database	119
13.3	Program.....	119
13.4	Personlege kjelder.....	120
	Vedlegg	I

1 Innleiing

Varmeleveransen frå varmepumpesystem og solvarmesystem er i stor grad fornybar varme, og denne typen installasjonar kan difor bidra til lågt primærenergibehov¹ for oppvarming av bygningar. Rettleiing til teknisk forskrift 2007 presiserer at minimum 40 % av varmebehovet skal dekkast av anna energiforsyning enn elektrisitet og / eller fossile brensel, om ikkje varmebehovet er for lågt [Statens bygningstekniske etat, 2007]. Den nye TEK 2010, som gjeld frå 1. juli 2010, vil innehalda enda strengare krav; at 60 % av varmebehovet skal dekkast av anna energiforsyning enn elektrisitet og / eller fossile brensel [KRD, 2010]. Bruk av varmepumper og solvarmesystem er difor heilt i tråd med kravet om auka bruk av fornybar energi.

Ved bruk av bergvarmepumpe, vil temperaturen i grunnen bli redusert etter fleire år i drift. Resultatet er auka kompressorarbeid. Solfangarsystem i tillegg til bergvarmepumpesystem, kan bidra til betre forhold for bergvarmepumpa. Det finst mange moglege kombinasjonar og det er behov for å analysere ulike løysingar.

Masteroppgåva er utarbeida etter forslag frå Multiconsult, Sandnes. Målet med oppgåva er å foreta ei analyse av ulike kombinasjonsløysingar med solfangarsystem, varmepumpeanlegg og system for termisk energilagring gjennom teoretiske vurderingar og simuleringar. Skadberg skole blir brukt som eit case-bygg. Skulen har plass til 600 elevar, og består av omlag 8 000 m² skulebygningar i tillegg til eit gymbygg på omlag 2 000 m². Gymbygget er i drift utover vanleg skuletid, noko som fører til at bygningsmassen har eit stort behov for varmt tappevatn. Det var difor av interesse å nytta Skadberg skole som basis for analysen.

Det er brukt fleire ulike simuleringsprogram i oppgåva, kor det i den tekniske analysen er nytta solumuleringsprogrammet TSOL, berggrunssimuleringsprogrammet EED og prosessimuleringsprogrammet CoolPack.

1.1 Avgrensingar

I rapporten er det gått ut frå at varmepumpeprosessen, elementære omgrep og ein del termodynamiske samanhenger er kjend for lesaren. Det er for solfangarsystemet gått nærare inn på komponentar og beskriving av system, etter ønske frå Multiconsult. Fokus er retta mot væskebaserte system; for både solfangar, varmepumpe og varmesystem. Det blir difor ikkje sett på luftsolfangar eller andre komponentar som ikkje er tilpassa vassbore varmesystem.

Store bygningar har ofte stort behov for kjøling, men det er i denne oppgåva valt å fokusere på varmesystem i større bygningar.

Under dei enkelte kapitla, har ulike avgrensingar og forenklingar blitt utført og forklart. Dei avgrensingane som er gjort i tilknytning til dei ulike simuleringane heng saman med både simuleringsprogramma si grense og tidsgrensing.

¹Primærenergi: Energi i si opphavlege form som ikkje er blitt omdanna eller gått over i andre energiformer. Primærenergi delt på levert energi er primærenergifaktoren, kor primærenergien er gitt av den energimengda som er nødvendig for å framskaffa ei mengdeining levert energi og tar omsyn til energibehovet til utvinning, transport og lagring, prosessering og omdanning og overføring og distribusjon. Det er ikkje utarbeida nasjonale vektingsfaktorar for primærenergifaktor [Norsk Standard, 2007].

1.2 Rapporten sin struktur

1) Teoretisk oversikt, kapittel 2 – 7

Det er utarbeida ei teoretisk beskriving av solfangarsystem, arbeidsmedium til varmepumpe, termisk energilagring og kombinasjonen solfangar og bergvarmepumpe.

2) Beskriving av aktuelle kombinasjonsløyningar, kapittel 8

Med utgangspunkt i den teoretiske beskrivinga er det skildra fire ulike kombinasjonsløyningar med solfangar og bergvarmepumpe.

3) Teknisk og økonomisk analyse, kapittel 9 – 10

Skadberg skole i Rogaland er brukt som case for simulering av to av dei beskrivne løyningane; solvarme går til varmt tappevatn og solvarme går til oppvarming av berggrunnen. For å sjå kva verknad solvarmen har på fordampingstemperaturen og elektrisitetsbehovet, er det blitt simulert eit referansesystem; bergvarmepumpesystem, som går til både romoppvarming og varmt tappevatn.

Kapittel 1: Innleiing

Kapittel 2: Varmesystem for større bygningar

Kapittel 3: Solvarme

Kapittel 4: Arbeidsmedium for varmepumpe

Kapittel 5: Energilagring

Kapittel 6: Kombinasjon solfangar og bergvarmepumpe

Kapittel 7: Dimensjonering

Kapittel 8: Ulike kombinasjonsløyningar

Kapittel 9: Skadberg skole

Kapittel 10: Vurdering av ulike kombinasjonsløyningar for Skadberg skole

Kapittel 11: Oppsummering og konklusjon

Kapittel 12: Forslag til vidare arbeid

Kapittel 13: Kjelder

Vedlegg

2 Varmesystem for større bygningar

Fokuset i denne rapporten er varmesystem for større bygningar. NS 3031, *Beregning av bygningers energiytelse – Metode og data*, har delt opp ulike bygningskategoriar; småhus, bustadblokker, barnehagar, kontorbygg, skulebygg, universitets- og høgskulebygg, sjukehus, sjukeheim, hotell, idrettsbygg, forretningsbygg, kulturbygg og lett industri / verkstadar [Norsk Standard, 2007]. Det er vanleg å grovskilja desse mellom bustadbygg og større bygg, noko som medfører at større bygningar ikkje inkluderer småhus og bustadblokker. Ei inndeling som NVE bruker i energimerkeordninga er at større bygningar omfattar bygg over 1 000 m² [NVE, 2005].

2.1 Varmesystem – temperatur

Ulike varmesystem har ulike krav til leverte temperaturar. Dette spelar inn på varmekjelda, sjå tabell 1. Varmt tappevatn bør halda ein temperatur ved lagring på minimum 65 °C for å unngå oppblomstring av bakterien Legionella² [Novakovic, V. et al., 2007].

Tabell 1: Temperaturar i varmedistribusjonssystem, med tilhøyrande COP for varmepumpe [IEA Heat Pump Centre, b].

Varmedistribusjonssystem (tur / retur temperatur)	COP (varmepumpe)
Golvvarme (35 / 30 °C)	4,0
Moderne radiator (45 / 35 °C)	3,5
Konvensjonell radiator (60 / 50 °C)	2,5

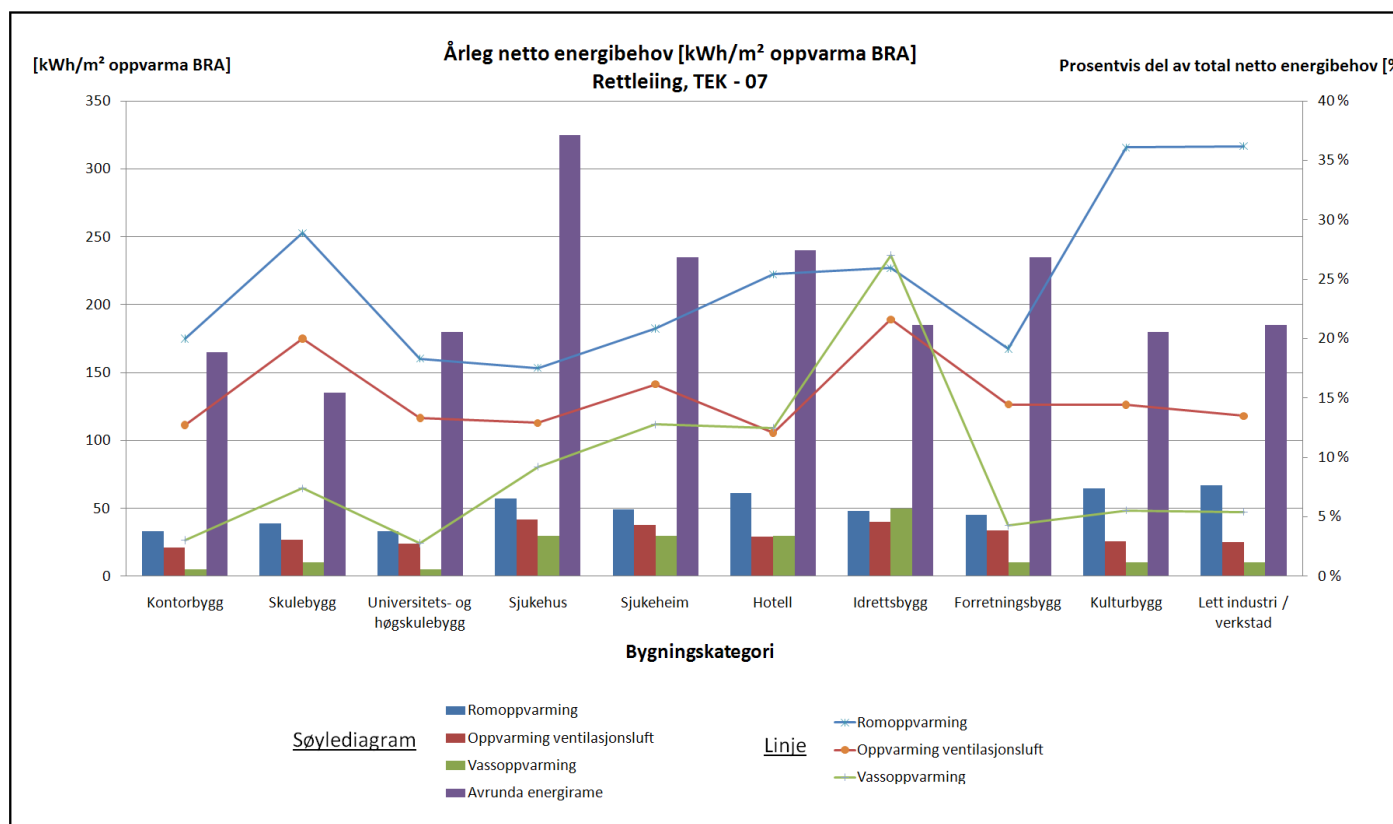
Både solfangarar og varmepumper sine tur / retur – temperaturar påverkar verknadsgraden. Lågast moglege temperaturar i varmesystem er fordelaktig for å oppnå god verknadsgrad og økonomi både for varmepumpe og for solfangaren. Ved bruk av golvvarme vil ein nytta ein relativt låg temperatur i varmesystem, og varmepumpe og solfangaren vil få gode driftsforhold. Det er sjølvstundt ikkje alltid ønskeleg å berre nytta golvvarme til romoppvarming, men då er det lurt å ta i bruk ein moderne radiator, som ikkje krev så høge temperaturar. Ved store varmtvassbehov, er det lurt å splitta varmepumpe til romvarme og varmepumpe til varmtvatn.

Det er eit viktig moment å tenka heilskapleg og inkludera varmesystemet og varmekjeldene når ein skal prosjektera eit bygg.

² Legionella bakterien formeirar seg mellom 20 °C og 45 °C, og har optimal vekst mellom 35 – 37 °C. Over 65 °C er det inga vekst [Novakovic, V. et al., 2007].

2.2 Varmerbehov

Figur 1 viser dei årlege netto varmebehova i tillegg til avrunda energiramme for dei enkelte bygningskategoriar (innan samleomgrepet større bygningar), i samsvar med rettleiing til TEK – 07. Høgre akse i figur 1 viser den prosentvise delen av totalt netto energibehov, og illustrerer at romoppvarming, oppvarming av ventilasjonsluft og vassoppvarming varierer ein del for dei ulike bygningskategoriane. Netto energibehov til varmt tappevatn i eit kontorbygg utgjer 4 % av det totale energibruken, medan for eit idrettsbygg utgjer han heile 27 %. For romoppvarming varierer og behovet; for kulturbygg utgjer romoppvarming heile 36 % medan for sjukehus er delen berre 17 %. Dette er vesentlege skilnadar, som kan vera avgjerande ved val av energikjelde og type varmesystem.



Figur 1: Årleg netto energibehov [kWh/m² oppvarma BRA], rettleiing, TEK - 07 [Statens bygningstekniske etat, 2007].

2.3 Bruksmønster og brukstid

Ulike bygningskategoriar har ulike bruksmønster og brukstider for både romoppvarming og varmt tappevatn.

2.3.1 Romoppvarming

I NS 3031, er det gitt driftstider for romoppvarming. Brukstidene er standardiserte inndata for kontrollrekning [Norsk Standard, 2007]. Data frå denne standarden kan brukast for å visa variasjon mellom dei ulike bygningskategoriane.

Brukstida til ein bygning er vesentleg å ta omsyn til ved vurdering av ulike energikjelder. Romoppvarming er styrt av utetemperaturen, noko som gjer at bruken varierer gjennom året.

Tabell 2: Driftstid [timar / døgn / veker] for romoppvarming for ulike bygningskategoriar, etter NS 3031 [Norsk Standard, 2007].

	Kontorbygg	Skulebygg ³	Universitets- og høgskulebygg	Sjukehus	Sjukeheim
Driftstid	12/5/52	10/5/44	12/5/52	16/7/52	16/7/52

	Hotell	Idrettsbygg	Forretningsbygg	Kulturbygg	Lett industri/verkstadar
Driftstid	16/7/52	12/7/52	12/6/52	11/5/52	9/5/52

2.3.2 Varmt tappevatn

Varmtvassbruken for dei fleste bygningskategoriane er tilnærma konstant over året. Over døgnet kan det derimot vera store variasjonar. Det blir difor brukt akkumulatortank slik at ein får stabilisert svingingane i produksjon og forbruk over døgnet, sjå kapittel 5.1.

³ For skulebygg og idrettsbygg: Bygningen er ute av drift vekene 26 – 32 (sommarferie) og veke 52 (juleferie) [Norsk Standard, 2007].

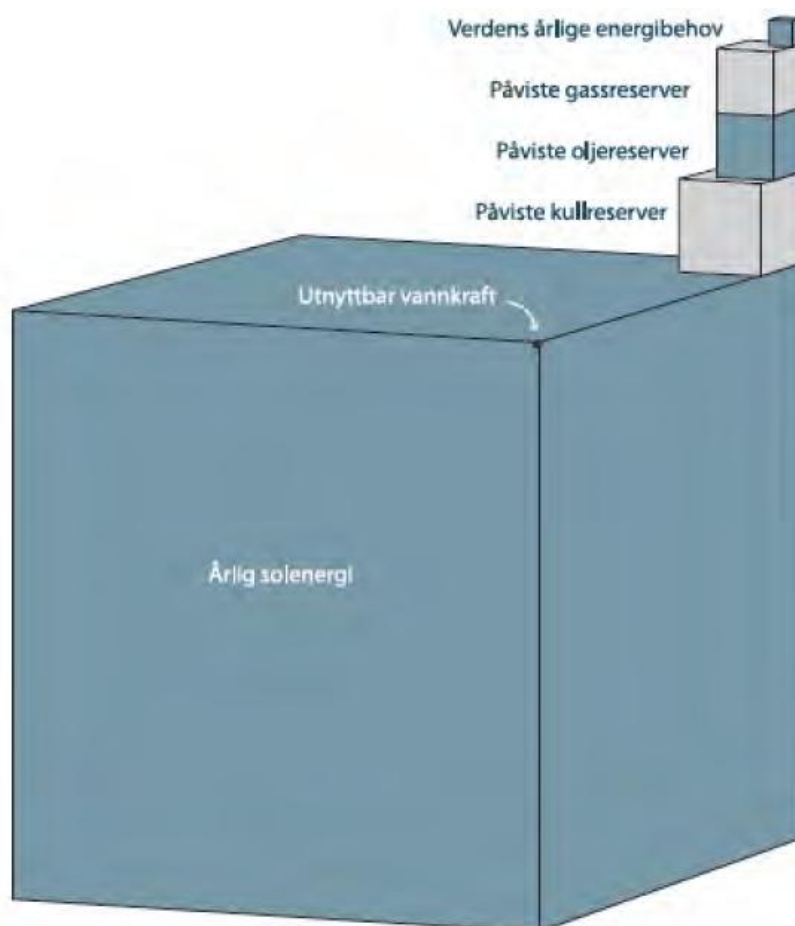
3 Solvarme

Det vil i dette kapitlet bli gått inn på ressursgrunnlaget i Noreg i forhold til solenergi, og om komponentar i eit solfangarsystem.

3.1 Ressursgrunnlaget i Noreg

Solenergien som når jordoverflata består av to komponentar; direkte og diffus innstråling, sjå vedlegg 1. Den direkte innstrålinga kjem rett frå sola. Den diffuse solinnstrålinga består av lys som er spreidd i atmosfæren, og ho kjem frå alle retningar. På ein klår dag er mesteparten av solinnstrålinga direkte, medan det på ein overskyda dag nesten berre er diffus innstråling [Fornybar.no]. På grunn av hyppige skydekke og relativt låge solhøgder er det i Noreg ein stor del diffus stråling, dei fleste stadar rundt 50 % [Novakovic, V. et al., 2007]. I følgje simuleringsprogrammet TSOL sin klimadatabase har område i Sola kommune diffus innstråling på heile 64,9 % [T*SOL Expert 4.5].

Den totale solinnstrålinga på heile kloden utgjer omlag 15 000 gonger det årlege energiforbruket i verda, sjå figur 2. For Noreg gir solinnstrålinga omlag 1 700 gonger meir energi enn det me bruker [Rindal B. L. et al., 2008]. Tilgjengeleg areal for solfangarar og systemverknadsgrad er grensande for kor mykje av denne energien ein faktisk kan nytta. Det er difor ikkje slik at ein har eit nærmast uendeleg ressursgrunnlag for kvart enkelt prosjekt.

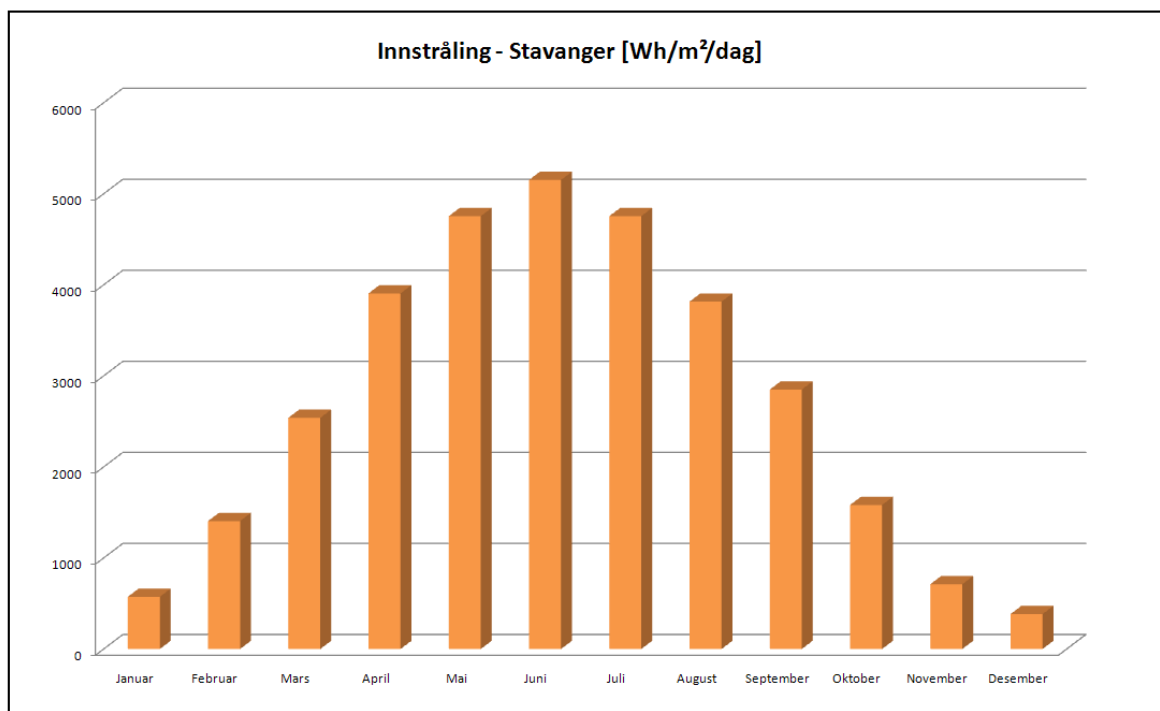


Figur 2: Årlig innfallande solenergi mot jorda, påviste fossile energireserver og årleg globalt forbruk av energi [Fornybar.no].

Solinnstrålinga varierer geografisk og over året (både over kort og lang sikt). Den årlege innstrålinga i Nord-Noreg er omlag 700 kWh/m², til omlag 1 100 kWh/m² i sørlege delar av landet [Rindal B. L. et al., 2008]. Om sommaren er det større innstråling, enn om vinteren, sjå figur 3.



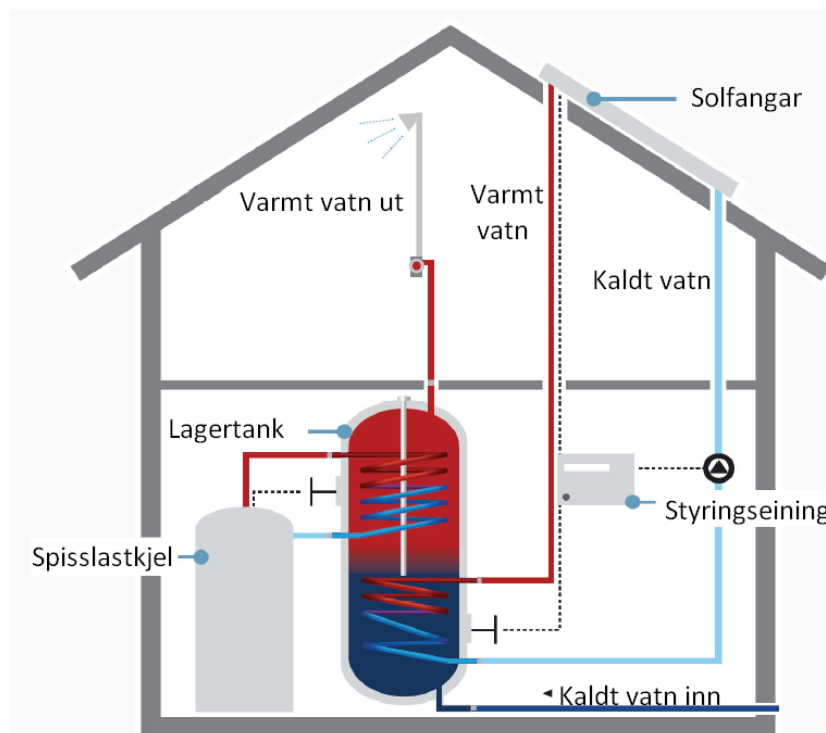
Figur 3: Solinnstråling Noreg, januar og juli [Fornybar.no].



Figur 4: Innstråling per dag i Stavanger (middelverdi for måned). Simulert mot sør med optimal vinkel (38 °) [European Commission, Joint Research Centre].

3.2 Solfangarsystem

Eit aktivt solvarmesystem består av solfangar, akkumulatortank, distribusjonssystem og automatikk.



Figur 5: Prinsipiell skisse over eit solfangarsystem [Andresen, I., 2008].

Solvarmesystem kan vera direkte- eller indirekte system. Den vanlegaste typen er eit indirekte system, kor varmen frå solfangaren blir overført til akkumulatortanken via ein varmevekslar. Ved bruk av ein slik løysing, kan ein nytta varmemedium i solfangaren som tåler minusgrader, til dømes ei vatn / glykol-blanding. Ved langvarig høg temperatur i glykolvæsker, kan det oppstå kjemiske nedbrytingsprodukt i form av tjukkflytande væsker. Desse væskene kan slita på ventilar og pumper, slik at risikoen for korrosjonsangrep aukar. I tillegg vil trykktapet auka som ei direkte følge av endring av tettleiken [Perers, B. et al., 2003].

Varmevekslaren, som overfører varme frå solfangarkretsen til akkumulatortanken, kan vera plassert utanfor eller innanfor akkumulatortanken. Varmevekslinga kan og bli gjort via ein mantel rundt tanken, men denne typen blir berre nytta for små volum, og blir ikkje brukt for store bygg [Andresen, I., 2008], [Furbo, S. et al., 2007], [Energi Styrelsen, 2007], [Shah, L., J., 2002], [Fornybar.no].

3.2.1 Solfangar

Ein typisk solfangar består av tre hovuddelar: absorbator, dekklag og isolasjon. Ikkje alle solfangarar har dekklag og isolasjon, men alle har absorbator. Eit gjennomskiktleg dekklag blir ofte nytta for å auka solfangaren sin effektivitet. Eit dekklag er spesielt nyttig for solfangarar som skal nyttast i kalde og vindfulle vêrforhold. Dekklaget slepper inn den kortbølga solstrålinga, samstundes som det hindrar den langbølga varmestrålinga å sleppa ut. I tillegg isolerer dekklaget absorbatoren slik at varmetapet blir redusert [Andresen, I., 2008].

Absorbatoren er den sentrale delen som omformer solstrålinga til varme, og består av enten ei selektiv flate eller ei svartmålt flate. Ei selektiv flate absorberer ei stor del av det synlege lyset (omlag 98 %) på same måte som ei svartmålt flate. Skilnaden er at den selektive flata emitterer mykje mindre infraraud stråling, noko som fører til mindre varmetap [Rindal, B. L. et al., 2008].

Det finst fleire solfangartypar, til dømes:

- Konsentrerende solfangar
- Luftsolfangar
- PVT solfangar
- Asfalsolfangar
- Plan solfangar
- Vakuumrøyrolfangar

I konsentrerende solfangarar blir solinnstrålinga konsentrert ved hjelp av spegl eller reflektorar. Dermed kan absorbatoren vera mindre, noko som sparer material og reduserer varmetapet. Den største konsentrasjonen av solinnstråling finn stad om spegla blir dreidd etter sola. Denne typen er ytingsmessig fordelaktig kor lengre frå ekvator han er plassert. Konsentrerende solfangarar som er stasjonære er derimot ikkje spesielt egna i klima med stor del diffus innstråling, slik som i Noreg.

I luftsolfangar blir luft brukt som arbeidsmedium, i staden for væske. Det er difor ikkje rasjonelt å nytta han saman med vassbore varmedistribusjonssystem.

PVT solfangar er termisk solfangar (plan- eller luftsolfangar) i kombinasjon med solceller til produksjon av straum. PVT-anlegg i kombinasjon med luftsolfangar kan vera ein effektiv kombinasjon til bruk ved forvarming av ventilasjonsluft [Energi Styrelsen, 2007].

Ein asfalsolfangar består av asfalt med røyr. Sola varmar opp asfalten, som igjen varmar opp røyr med sirkulerande væske som ligg i omgivande berggrunn, kor ein lagrar varmen [Ooms Avenhorn Groep bv, 2004].

I bygningar er det den plane solfangaren som blir mest nytta. Etterkvart har og vakuumrøyrolfangar gjort seg gjeldande [Rindal, B. L. et al., 2008]. I Kina er vakuumrøyrolfangaren dominerande, og har 85 % av marknaden [Kjellsson, E., 2009]. Det blir difor sett nærare på desse to hovudtypane av solfangar i påfølgjande underkapittel.

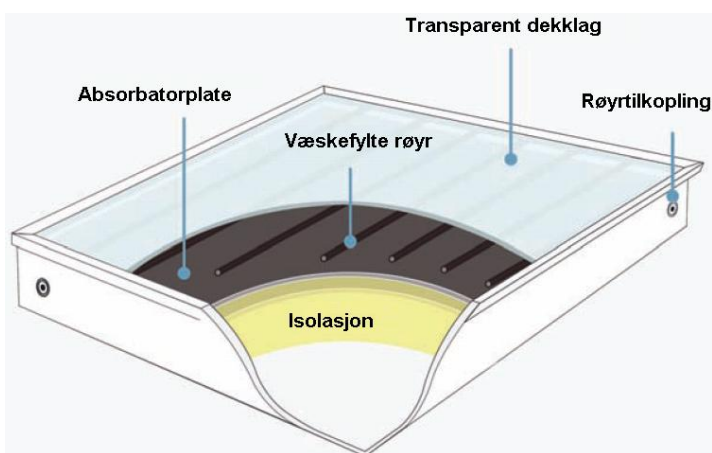
3.2.1.1 Plan solfangar

Plane solfangarar finst både med og utan dekklag, kor verknadsgraden til dei to typene varierar ein del, sjå figur 10. Til lågtemperaturformål kan solfangarar utan dekklag ha større yting enn solfangarar med dekklag. Den høge ytinga skyldast at det ikkje er noko dekklag som reduserer solinnstrålinga på absorbatoren. Enkle solfangarar utan dekklag består gjerne av plastslangar eller plastmattar med lite eller ingen isolasjon, og kan levera varme med temperatur opp mot 25 – 30 °C [Kjellsson, E., 2004]. Denne typen solfangar blir difor gjerne nytta ved oppvarming av symjebasseng eller til oppvarming av brønn. Dersom temperaturforskjellen mellom utelufta og absorbatoren er liten, vil varmetapet i tillegg vera moderat. For oppvarming av varmt tappevatn vil solfangarar med dekklag alltid vera fordelaktig [Salvesen, F., 2001], [Energi Styrelsen, 2007].

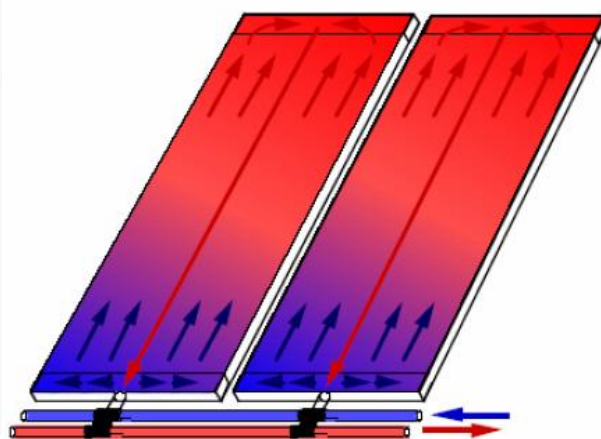
Den plane solfangaren er den mest brukte i verda for oppvarming av vatn til forbruksvatn og romvarme [Ramlow, B. et al., 2006]. Varmeopptaket skjer gjennom eit sett med røyr eller ei plastplate med kanalar inne i kassetten. Figur 7 viser eit prinsipielt døme på verkemåten til ein plan solfangar. Kaldt vatn blir tilført i botn av solfangaren frå ein fordelingsstokk. Vatnet strøymar under absorlatorflata og blir varma opp, før det blir returnert ned til samlestokken via ein eigen kanal i senter av solfangaren [Stene, J., 2006].

Verknadsgraden for plane solfangarar aukar relativt lineært med redusert temperaturforskjell mellom transportmediet og utelufta. Maksimal verknadsgrad oppnår ein når desse media har lik temperatur, sjå meir kapittel 3.2.1.3. Dette viser at denne typen solfangar klart bør levera varme til lågtemperatur varmedistribusjonssystem, til dømes golvvarme, eller lågtemperatur varmelager; til dømes borehol. På denne måten vert varmetapet minimalisert og ein oppnår høgast mogleg verknadsgrad.

Ein stor fordel for plane solfangarar er at snøen lett fell av og i mindre grad blir liggande og skygga for sola [Ramlow, B. et al., 2006].



Figur 6: Illustrasjon over korleis ein plan solfangar kan vera bygd opp [Andresen, I., 2008].



Figur 7: Prinsipielt døme på verkemåten til ein plan solfangar [Stene, J., 2006].

3.2.1.2 Vakuumsolfangar

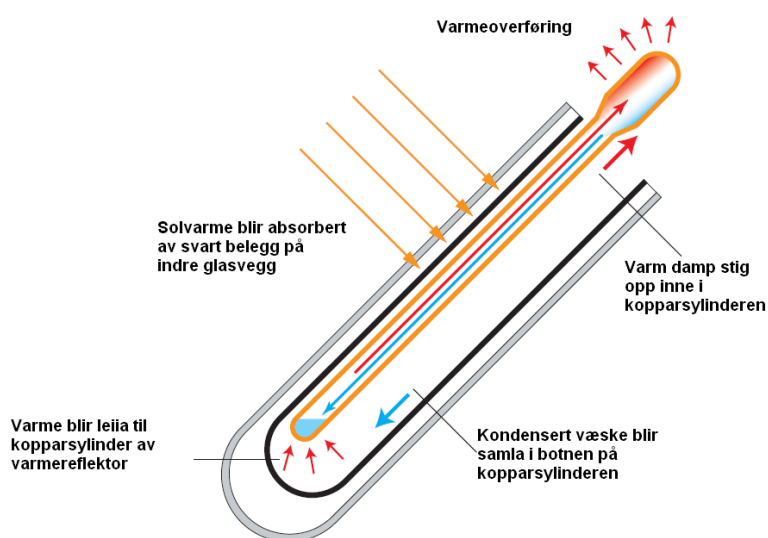
I ein vakuumsolfangar er absorbatoren plassert i eit glasrør med tilnærma vakuum. Vakuum har mykje betre varmeisoleringssevne enn luft, og på denne måten blir varmetapet minimert frå solfangaren. Vakuumsolfangarar oppnår høgare temperatur på vatnet og har høgare verknadsgrad enn plane solfangarar, sjå figur 10 [Ramlow, B. et al., 2006]. Ei ulempe er at denne solfangartypen har større investeringskostnad enn plane solfangarar [Dokka, T. et al., 2009]. Vakuumsolfangaren kan ikkje erstatta ei vass tett takteking på same måte som enkelte typar plane solfangarar. Dei blir montert på stativ som kan installerast på vegg eller tak.

Vakuumsolfangarar kan bli svært varme og få temperaturar over kokepunktet til vatn. Dette kan skapa problem i solvarmesystemet. Det er difor viktig å få ei tilstrekkeleg last i systemet slik at temperaturen held seg under 98 °C. På grunn av den gode varmeisoleringssevna til vakuuet, vil utsida til vakuumsolfangarar ikkje bli oppvarma innanfrå. Dette kan føra til at snø blir liggjande oppå solfangaren eller fast mellom røyra, noko som ikkje treng å vera optimalt i forhold til solinnstrålinga [Ramlow, B. et al., 2006], [Kovács, P. et al., 2002].

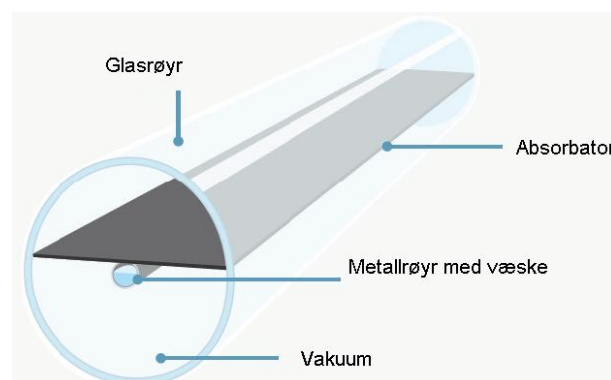
Det finst to typar vakuumsolfangarar; heat-pipe og direkte gjennomstrøyming. Verknadsgrad og kostnad skil seg ikkje merkbar for dei to typane [Nilsson, M. et al., 2004].

Heat-pipe solfangar inneheld eit lite koparrør med vakuum og ei lita mengde væske. På grunn av vakuuet vil væska fordampa ved låge temperaturar (rundt 30 °C). Dampen stig opp og varmevekslar i toppen av solfangaren. Ved toppen blir dampen kondensert, og varmen blir overført frå solfangaren til solkretsen. Den kondenserte væska returnerer til botnen slik at prosessen kan gjenta seg. Heat-pipe solfangaren kan ikkje bli plassert horisontalt, men må ha ei vinkling på minimum 20 ° for å fungera [Andresen, I., 2008].

I ein **vakuumsolfangar med direkte gjennomstrøyming** strøymar varmemediet gjennom metallrør inne i vakuuet. Prinsippet for denne solfangartypen er difor svært likt som for ein plan solfangar [Nilsson, M. et al., 2004].



Figur 8: Heat – pipe solfangar [Tønseth, S., 2006].



Figur 9: Direkte gjennomstrøyming solfangar [Andresen, I., 2008].

3.2.1.3 Samanlikning plan- og vakuumsolfangar

Verknadsgrad

Verknadsgraden til ein solfangar er definert som forholdet mellom nyttbar varmeproduksjon frå solfangaren og den mengda solinnstråling som treff overflata til solfangaren [Rindal, B. L. et al., 2008]. Det er fleire faktorar som har innverknad på verknadsgraden til solfangarar; både materialval og utforming til solfangaren, og driftsforholdet han får i solfangarsystemet. Det er difor svært viktig å sjå på heile solvarmesystem, og ikkje berre verknadsgraden til solfangaren for seg sjølv. Ved universitetet i Oslo er det blitt gjort ei undersøking kva påverking verknadsgraden for solfangaren og temperaturar i varmesystemet har for økonomien i anlegget. Studien konkluderte med at yteevna til systemet berre er svakt knyta til verknadsgraden på solfangaren, særleg for lågtemperatur varmesystem [Henden, L. et al., 2002].

Verknadsgraden blir redusert ved aukande absorbatortemperatur på grunn av auka varmetap til omgivingane. Dette gjer at solfangaren si verknadsgrad varierer over året. Formel 3.1 viser den termiske verknadsgraden for solfangarar [Kjellsson, E., 2009]. For å oppnå høg verknadsgrad, er det dermed viktig med:

- Låg inngangstemperatur til solfangaren
- Dekklag med høg soltransmittans
- God isolering
- Absorbator med høg absorpsjon og låg emisjon

$$\eta = \frac{q}{A \cdot G} = F'(\tau\alpha) - a_1 \frac{(T_m - T_a)}{G} - a_2 \frac{(T_m - T_a)^2}{G} \quad [3.1]$$

η = Termisk verknadsgrad for solfangaren

q = Effekt frå solfangaren [W]

A = Solfangararealet [m^2]⁴

G = Global innstråling på solfangarflata [W/m^2]

$F'(\tau\alpha)$ = Optisk verknadsgrad, kombinert verknadsgrad av gjennomsnittleg dekklag og absorbatoren ($\tau \cdot \alpha$)

τ – transmittansen for dekklaget

α – absorpsjonsfaktoren for absorbatoren

a_1 = Fyrstegrads varmetapskoeffisient for kollektor fluidtemperatur ved omgivingstemperatur [W/m^2K]

T_m = Middelttemperaturen i solfangaren [K]

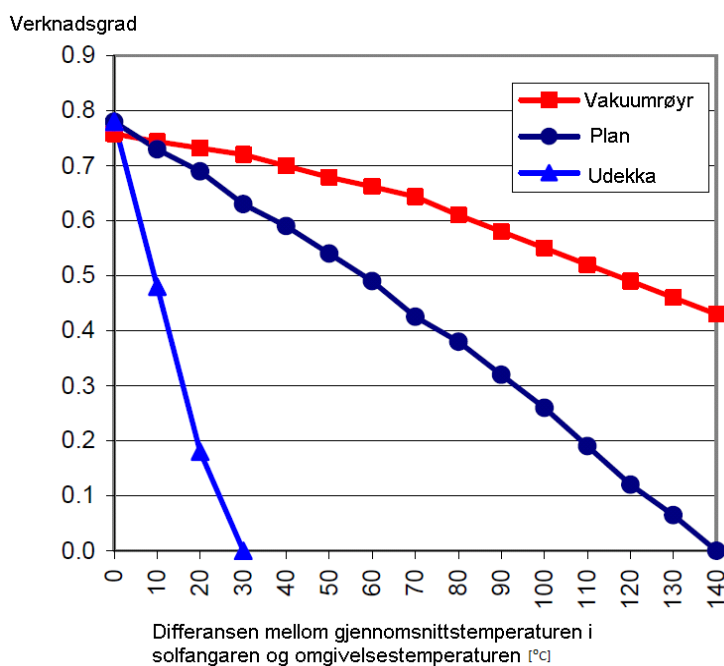
T_a = Lufttemperatur [K]

a_2 = Andregrads varmetapskoeffisient for kollektor fluidtemperatur avhengig av varmetapskoeffisienten a_1 [W/m^2K]

⁴ Solfangararealet: I testar er "opnings" - arealet brukt, det arealet som solinnstrålinga kjem inn til solfangaren [Kjellsson, E., 2009].

Forskjellen i verknadsgrad for ulike typar solfangarar aukar i takt med temperaturskilnad mellom absorbatoren og uteluft, sjå figur 10. Figuren viser at vakuumsolfangaren har høgast verknadsgrad, og er henta frå Elisabeth Kjellsson si doktorgrad om solfangarar i kombinasjon med varmepumpe frå 2009. Det finst ulike framstillingar av verknadsgraden for dei ulike solfangarane, men alle viser at vakuumsolfangarar har høgast verknadsgrad ved store temperaturskilnader. Det er i tillegg store variasjonar mellom solfangarar frå ulike fabrikantar [Kjellsson, E., 2009].

Den plane solfangaren, oppnår høgast verknadsgrad ved diffust lys [Kovács, P. et al., 2002].



Figur 10: Verknadsgrad for vakuumsolfangar, plane solfangar udekka og dekkede [Kjellsson, E., 2009].

Teknisk levetid

Ved vurdering av ulike solfangarar og ved økonomisk analyse har den tekniske levetida ei viktig rolle. Ulike aktørar opererer med ulike verknadsgradar for solfangarane. Den plane solfangaren har lengre levetid enn vakuumsolfangarar. Dette kan skyldast at solfangaren mistar vakuemet, og dermed isolasjonen [Ramlow, B. et al., 2006]. Konsekvensen kan vera at enkelte vakuumsolfangarar tapar meir varme omgivingane enn dei tilfører systemet. Det blir ofte oppgitt teknisk levetid for heile solvarmeanlegget på rundt 20 år, noko som i tillegg inkluderer til dømes pumper, ventilar og reguleringsystem [Rindal, B. L. et al., 2008], [Kjellsson, E., 2004].

Pris

Investeringskostnaden for solfangarsystem varierer vesentleg mellom plane og vakuumsolfangarar. I ein rapport av Dokka et al. frå 2009 blir det poengtert at for komplette solfangaranlegg med vakuumsolfangarar ligg kostnadane omlag 50 % over tilsvarende konvensjonell løysing med plane solfangarar [Dokka, T. et al., 2009]. Kostnadane kan variera ved ulike fabrikantar, men og ved teknisk utvikling og ved auka marknad. Skilnaden i investeringskostnad er dermed ikkje absolutt, men gir ei peikepinn på dagens status.

3.2.1.4 Solfangaren sin orientering og hellingsvinkel

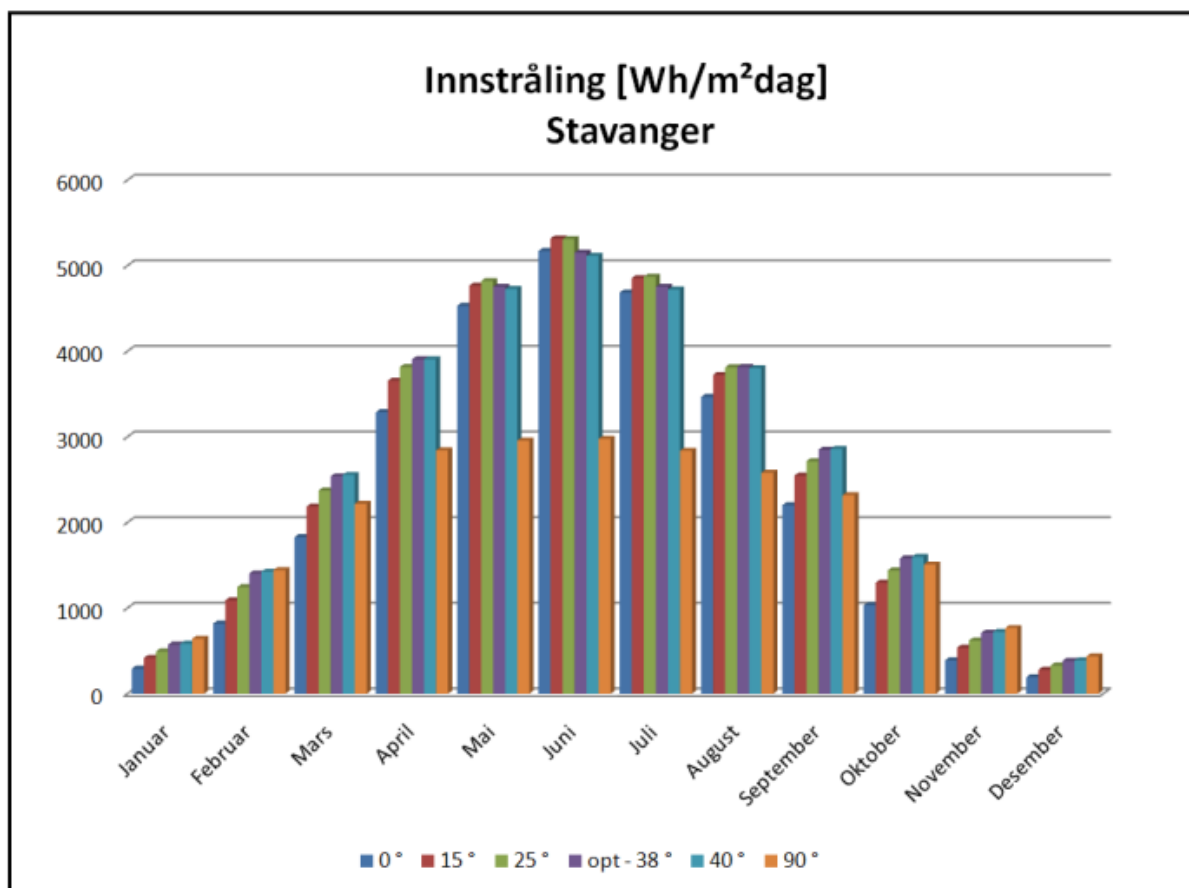
Innstrålt solenergi til solfangaren varierer med både orientering og hellingsvinkel.

Orientering

Solfangarane blir oftast plassert mot sør, for best utnytting [Weiss, Werner, 2003]. På grunn av jordrotasjonen vil retninga for direkte solinnstråling endra seg i løpet av ein dag; om formiddagen vil austvendte solfangarar produsere mykje energi, medan om ettermiddagen er det frå vest ein får mest solinnstråling. Sørvendte vertikale flater får størst innstråling vår og haust, medan aust- og vestvendte vertikale flater mottar mest om sommaren [Novakovic, V. et al., 2007].

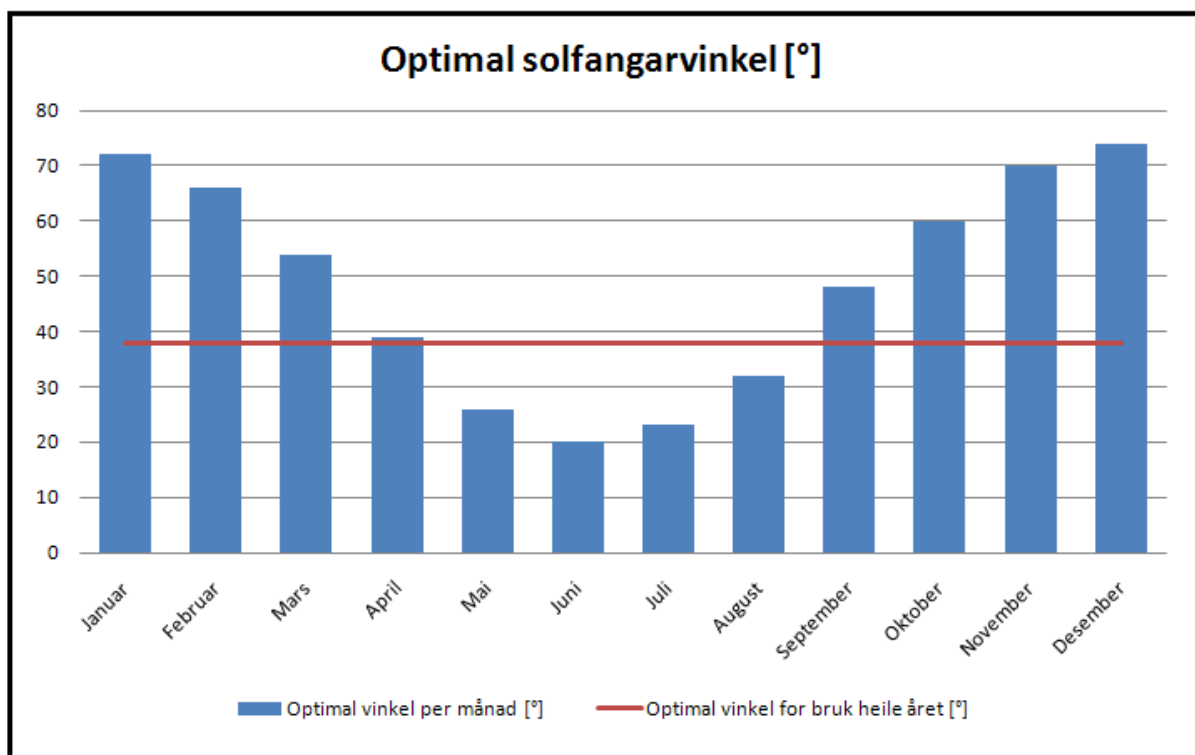
Hellingsvinkel

Kor lengre nord ein er (høgare breiddegrad), kor lågare står sola på himmelen i vinterhalvåret, noko som fører til at optimal hellingsvinkel blir større. I løpet av året varierer optimal hellingsvinkel med tanke på solinnstråling, sjå figur 11.



Figur 11: Teoretisk solinnstråling i Stavanger [Wh/m²dag] ved ulike hellingsvinkel over året, mot sør [European Commission, Joint Research Centre].

Optimal hellingsvinkel aukar om ein har meir oppvarmingsbehov om vinteren enn om sommaren, slik det er for romoppvarming. Dette betyr at dersom ein nyttar romoppvarming i tillegg til varmtvassoppvarming, er det viktig å installera solfangaren med større vinkel enn ved berre bruk av varmt tappevatn. Dette er illustrert i figur 12, som viser at teoretisk solinnstråling varierer med ulik vinkel i høve til horisontalplanet. Figuren er spesifikk for Stavanger-området. Ved bruk av solinnstrålingsprogrammet til EU sitt "Joint Research Centre", får ein ei optimal solinnstråling for Stavanger til å vera 38 °⁵ [European Commission, Joint Research Centre].



Figur 12: Optimal vinkel, varierende over året. Simulert for Stavanger, mot sør [European Commission, Joint Research Centre].

⁵ Det inngår ikkje kva bruken av solenergien er, berre gjennomsnittleg mest innstrålt solenergi i Stavanger.

4 Arbeidsmedium for varmepumpe

Ved bruk av varmepumpe i kombinasjon med solfangar, vil ein ved ulike kombinasjonsløyningar ha ulike temperaturkrav. Temperaturgrensa er den overordna i denne masteroppgåva, og ved fleire temperaturnivå kan ulike arbeidsmedium bli tatt i bruk.

Dette kapittelet inneheld ei oversikt over ulike arbeidsmedium, både syntetiske arbeidsmedium (HFK-medium) og naturlege arbeidsmedium som kan vera aktuelle ved bruk i større bygningar; R407C, R134a, R717 og R744 [Stene, J., 2010]. Tabell 3 viser ei skjematisk oversikt over eigenskapar til dei presenterte arbeidsmedia.

Tabell 3: Oversikt over eigenskapar til nokre arbeidsmedium. Syntetiske; R407C og R134a. Naturlege; R717 og R744 [Stene, J., 2009].

	GWP-verdi ⁶	Maksimal utgåande vasstemperatur [°C]	Molekylvekt ⁷	Giftig / brennbar	Omtrentleg prisfaktor i høve til CO ₂ [Statsbygg]
R407C	1 700	50 - 55	86,20	Nei	2 500
R134a	1 300	70 (90 v/ 40 bar) ⁸	102,00	Nei	1 400
R717	0	48 (80 v/50 bar, 90 v/60 bar)	17,03	Ja / Nei	450
R744	1	90	44,01	Nei	1

Syntetiske arbeidsmedium

R407C

Dette er ei tre-komponent blanding med stor temperaturliding, omlag 7 K [Stene, J., 2010]. På grunn av temperaturlidinga er det mogleg å oppnå betre temperaturløysingar til varmeberaren på varm og kald side, og teoretisk sett betre prosesseffektivitet. I praksis kan temperaturlidinga medføre at aggregat ikkje arbeidar optimalt [Statsbygg].

R134a

Den volumetriske varmeytinga er relativ låg, noko som aukar kompressorstørrelsen. Mediet har høgt strupingstap, og det blir anbefalt å nytta ekstern underkjølar, vasskjølt underkjølingsvarmevekslar. Ved bruk av underkjølingsvarmevekslar vil kvar °C underkjøling gi om lag 1 % meir varmeeffekt ut av anlegget [Stene, J., 1997 a]. Prosesseffektiviteten er klart teoretisk betre enn for R407C [Statsbygg].

⁶ GWP-verdi: Greenhouse warming potensial, mediet sitt bidrag til drivhuseffekten med basis i GWP_{CO2} = 1,0 (referanse) [Stene, J., 1997 a].

⁷ Molekylvekt: Med omsyn til trykktap i varmevekslar, rør og ventilar og prosessstap i kompressor, er eit lett medium (låg molekylvekt) fordelaktig [Stene, J., 1997 a].

⁸ R134a: 70 °C gjeld for to – trinnsanlegg. Det er standardaggregat som er mest brukt i større bygningar, og to – trinnsanlegg blir berre brukt unntaksvis. 40 bar er berre for turboanlegg [Stene, J., 2010].

Naturlege arbeidsmedium

R717

Samanlikna med HFK-media gir ammoniakkprosessen opp til 40 % høgare effektfaktor. I praksis kan differansen vera enda større på grunn av meir effektive komponentar og mindre trykktap i røyr og ventilar, på grunn av låg molekylvekt [Statsbygg]. Ammoniakk blir blant anna føretrekt ved val av arbeidsmedium til varmepumpe av Statsbygg, på grunn av sin høge effektivitet og miljøvenlegheit [Stene, J., 2009].

Det er viktig å merka seg at trykkgasstemperaturen til ammoniakk kan bli svært høg, og ein må difor aldri nytta suggassvarmevekslar. For høge temperaturar kan føra til kjemisk spalting av arbeidsmediet, karbonisering av smøremiddel og øydelegging av tettingar. Ved normale driftsforhold, bør ikkje temperaturen på smøremiddel og R717 overstiga 130 °C og 160 °C [Stene, J., 2008]. Ved bruk av overhetingsvarmevekslar, vil ein på den andre sida dra nytta av den høge temperaturen, og greia og auka levetida for anlegget.

Ved fukt kan R717 angripa kopar. Ammoniakk er giftig, brennbart / eksplosivt i visse blandingsforhold og har ei skarp stikkande lukt. Kravet til sikkerheit er stort; det må nyttast omfattande tryggingstiltak i teknisk rom, som til dømes gass- og branntetting, tilfredstillande mengder med sjølvlukande dører, lekkasjealarm, personleg verneutstyr og spesialtilpassa ventilasjonssystem [Stene, J., 1997 a].

R744

Mediet skil seg sterkt ut frå dei andre media ved eit langt høgare driftstrykk. Trykknivået i CO₂-system er typisk 25 til 40 bar i fordamparen og 80 til 110 bar i gasskjølar [Stene, J. et al., 2008]. Det høge trykket gir stor energitettleik og høg volumetrisk varmemyting, noko som fører til eit lågt kompressorvolum. R744 har svært lågt kritisk punkt, og varmepumpeprosessen blir dermed transkritisk, varmeavgiving ved konstant trykk (i overkritisk område) og glidande temperatur. Mediet opererer med lågt trykkforhold (høg verknadsgrad for kompressoren), lågt trykktap og gode varmeoverførande eigenskapar.

Tappevassvarmepumper med CO₂ som arbeidsmedium, oppnår rundt 20 % høgare effektfaktor enn dei mest energieffektive varmepumper med konvensjonelle arbeidsmedium [Stene, J., et al. 2008]. Det er derimot svært viktig at varmtvasssystemet blir utforma og drifta slik at temperaturen til vatnet inn på gasskjølar blir lågast mogleg under alle driftsforhold. Grunnen til dette er at effekt faktoren til CO₂-varmepumpa blir raskt redusert i forhold til inngåande vasstemperatur, sidan høgare inngåande vasstemperatur gir mindre avkjøling av CO₂-gassen og dermed redusert varmemyting.

4.1 Overgang til naturlege medium?

Klorfluorkarbon (KFK) og hydroklorfluorkarbon (HKFK) er kuldemedium som bryt ned ozonlaget og bidrar til global oppvarming. Utfasinga av KFK og HKFK fjernar ein viktig trussel mot ozonlaget, men fører samstundes til auka bruk av HFK, som er ein sterk drivhusgass [KLIF, 2009]. Det blei forbode å omsetja / etterfylla med ny HKFK frå og med 01.01.10 [Miljøverndepartementet, 2008]. KFK blei frå 01.07.91 forbode å tilverka, innføra, installera og omsetja i varmepumper [Stene, J., 1997 a].

4.1.1 F-gass forordninga

Bakgrunnen for F-gass forordninga er Kyotoavtalen sitt ønske om å redusera utslepp av klima- og drivhusgassar. Forordninga blei ein del av EØS-avtalen i 2008, og implementert i norsk regelverk frå 08.11.08. Hovudfokuset til forordninga er minimalisering av lekkasjar og oppsamling av brukt gass. Det blir stilt krav til bokføring av gassforbruk og regelmessige lekkasjekontrollar for stasjonære kjøleanlegg, luftkjølingsutstyr, varmepumper og brannvernssystem med fyllingsmengder over 3 kg.

F-gass forordninga vil få konsekvensar for brukarar av fluoreerte klimagassar, til dømes HFK-medium (som R407C og R134a) i form av administrativt meirarbeid knyta til krava som blir stilt i forordninga [Miljøverndepartementet, 2008]. Dette medfører ei kostnadmessig vriding til fordel for naturlege medium.

Å få til ei reduksjon av utslepp av HFK-gassar kan skje ved å skifta til naturlege arbeidsmedium, eller ved å nytta seg av HFK-gassar med låg GWP for varmepumper der skifte til naturlege arbeidsmedium ikkje er rasjonelt [KLIF, 2009], [KLIF et al., 2010]. Det er viktig å vera merksam på at ved val av arbeidsmedium er det ikkje berre GWP-verdien åleine som seier noko om den totale miljøpåverknaden til arbeidsmediet. Prosesseffektiviteten og optimal drift har mykje å sei i forhold til minimalisering av negativ påverknad på miljøet.

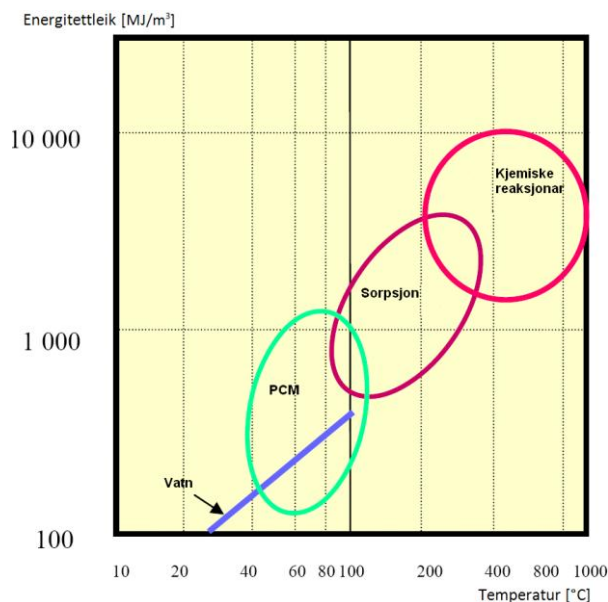
5 Energilagring

Som regel vil tilgangen på solenergi ikkje variera i takt med energibruken ein skal dekke. Spesielt gjeld dette i Noreg. Om vinteren når det er kaldt og sola ofte er fråverande, er behovet for romoppvarming størst. For å nytta solenergien om vinteren, må ein ha eit lager som kan halda på store energimengder og ha små tap. Energien kan lagrast frå sommar / haust til vinter, noko som blir kalla sesonglager / langtidslager, sjå kapittel 5.2. I tillegg til sesonglager, er det nødvendig å lagra for kortare periodar, sjå kapittel 5.1.

Hovudteknologikonsept for termisk energilagring [Nielsen, K., 2003]:

- Undergrunns termisk energilagring (UTES)
- Vasstankar over bakken (akkumulatortankar)
- Faseendringsmaterial
- Termokjemisk varmelagring

Vatn er eit godt lagringsmedium. Ein m^3 av vatn kan lagra 70 kWh mellom 20 og 80 °C, som er produksjonen frå omtrent 20 m^2 plan solfangar gjennom ein solrik dag [Hadorn, J. C., 2007]. Fordelen med lagring ved bruk av vatn er at mediet er både ugiftig og billig. I forhold til andre konsept tar vatn derimot stor lagringsplass, på grunn av lågare tettleik, sjå figur 13.



Figur 13: Energitetthet som funksjon av temperatur, ved ulike lagringsformer [Hadorn, J. C., 2007].

For system med høg solfraksjon⁹, er vasslager dyre sidan det trengs så store volum [SHC]. Det kan eventuelt bli tatt i bruk faseendringsmaterial (PCM), sorpsjonslagring eller kjemiske reaksjonar for lagring [Letz, T., 2007], [Energi Styrelsen, 2007]. Ved smeltelagring blir varmen lagra som latent varme ved faseskifte mellom fast og flytande form. Ved sorpsjonslager blir varmelagring i adsorpsjon nytta. Dei kjemiske lagra omfattar ulike prosessar, kor energien blir bunden i ein kjemisk reaksjon, og blir frigitt ved motsett reaksjon. Felles for desse lagra, er at dei alle er på forsøksstadiet [Energi Styrelsen, 2007], [SHC].

⁹ Solfraksjon / soldekkingsgrad: Eit mål for kor mykje av det totale energibehovet til varme som blir dekkja av solenergi for den aktuelle bygningen.

5.1 Korttidslagring: Akkumulatortank

For korttidslagring, blir som regel ein eller fleire akkumulatortank(ar) brukt. Ein akkumulatortank for solvarme skil seg ut frå ein vanleg varmtvasstank ved at han har varmevekslar for tilkopling til solvarmesystemet. I tillegg kan han som regel vera noko større enn ein vanleg varmtvasstank [Rindal, B. L. et al., 2008]. Akkumulatortanken sin størrelse og utforming er avhengig av varmebehovet (størrelse og tidsvariasjon), kva tilleggsvarme ein bruker, samt solfangartype og effektivt solfangarareal [Andresen, I., 2008]. Investeringskostnaden må tas omsyn til ettersom prisen på akkumulatortankar aukar med storleiken.

Tre viktige parameter som gjeld for ein akkumulatortank for solfangarsystem vil bli sett nærare på; isolering, temperatursjikting og lagringsvolum.

5.1.1 Isolering

Kuldebruer i akkumulatortanken er eit problem som kan redusere utbytte av solvarmeanlegget. Røyr som går ut frå toppen av akkumulatoren, kan gi ei kuldebru på ein svært kritisk stad. På toppen av tanken er det varmaste vatnet, uttak til varmt tappevatn, ved kuldebrua blir det ein varmestraum som fører til sirkulasjon og avkjøling av vatnet i akkumulatoren [Energi Styrelsen, 2007].

5.1.2 Temperatursjikting

I ein sjikta tank er vatnet varmest øvst og kaldast nedst, og omrøring i tanken er minimal [Weiss, Werner, 2003]. Temperatursjikting i akkumulatortanken er viktig for at solvarmesystemet skal fungera optimalt [Kjellsson, E., 2004]. Sjiktinga har betydning både ved oppvarming av tanken ved hjelp av solfangar, og ved nytting av varmen som er lagra i akkumulatoren. Ved å ta i bruk lagdelingsutstyr, kan ein oppnå betre temperatursjikting, noko som kan medføre at ein kan nytta mindre tilleggsvarme for å nå toppane ved oppvarming [Hadorn, J. C., 2007]. Ein høg og slank akkumulatortank vil vera gunstig, då det fører til ei god temperatursjikting i tanken [Rindal, B. L. et al., 2008].

5.1.2.1 *Low-flow vs. high-flow*

Low-flow solfangarar har sirkulasjon av varmebæraren gjennom solfangaren ved 0,2 – 0,3 l/m²minutt. Ved at ein har ein så låg hastigheit vil temperaturauka på varmebæraren bli opptil 40 °C ved passering av solfangaren [Aventa as], [Weiss, Werner, 2003]. Plassering av innløp til akkumulatortanken er høgare oppe for low-flow enn for high-flow, sidan varmebæraren blir meir oppvarma [Weiss, Werner, 2003]. Fordelen ved bruk av low-flow er at ein opprettheld låg temperatur i botnen av akkumulatortanken. Ulempa er at delar av solfangaren får svært høg temperatur, som igjen reduserer effektiviteten [Energi Styrelsen, 2007].

Ved high-flow solfangarar er sirkulasjonen gjennom solfangaren omtrent 1 l/m²minutt. Temperaturstigninga til varmebæraren er grensa til omtrent 10 °C ved kvar passering av solfangaren [Weiss, Werner, 2003]. Evna til å etablera markante temperatursjikt er dårlegare enn for low-flow system [Aventa as].

5.1.2.2 Plassering av inn- og utløp i tanken

Rett plassering av innløp og utløp for varmeanlegg og kaldt / varmt bruksvatn i akkumulatortanken er heilt sentralt for å oppnå sjikting i tanken [Aventa as].

Solfangar

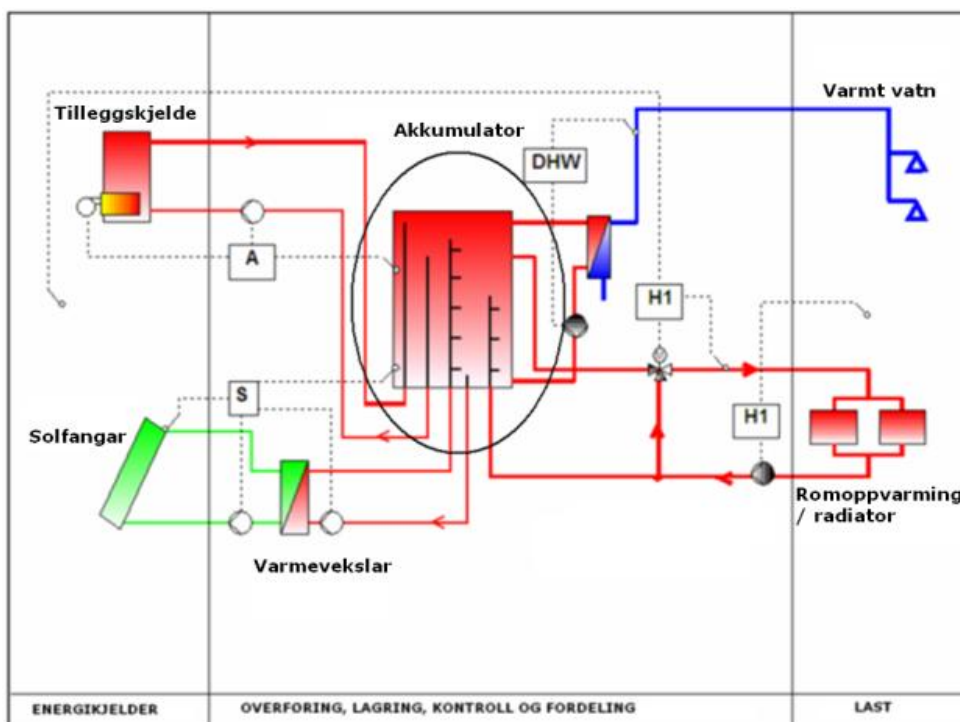
Vatnet i botnen på tanken bør ha så låg temperatur som mogleg, sidan solfangaren sitt innløp blir kopla her. Verknadsgraden til solfangaren aukar med lågare innløpstemperatur, sjå kapittel 3.2.1.3.

Tilleggsvarme

Det blir som oftast tatt i bruk ein elektrisk kolbe i akkumulatortanken i tillegg til solfangaren og varmepumpa, for å få dekkja heile behovet. Plasseringa av innløpet til tilleggsvarmen er viktig. Tilleggsvarmen bør plasserast i øvre del av akkumulatortanken, sidan han kjem med høgast temperatur og dermed blir sjikting oppretthaldt.

Eit lite elektrisk oppvarma volum, fører til eit større systemutbyte for solfangaren, gjennom at det finst meir plass til å lagra solvarme gitt at føresetnadene ved temperaturen er den same. Blir plasseringa senka og temperaturen på den elektriske kolben redusert, fremjar og dette solvarmeutbyte.

Solvarmeutbyte er avhengig av årstid. Det vesle volumet med høg installert temperatur på tilleggsvarmen gir betre solvarmeutbyte om vinteren, medan det store volumet som er oppvarma av den elektriske kolben, og med lågare temperatur, gir betre utbyte om sommaren [Kjellsson, E., 2004].

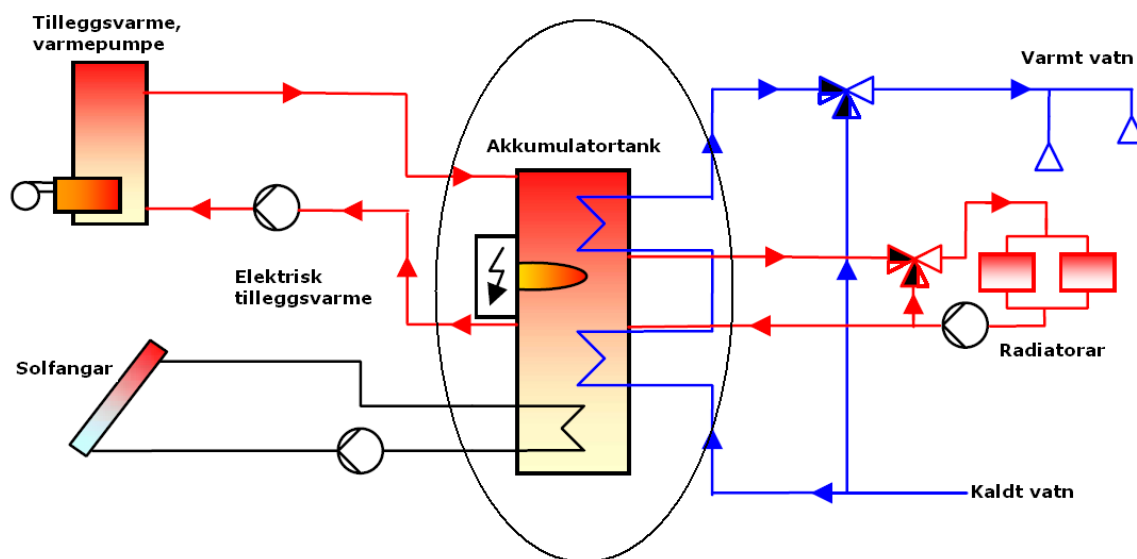


Figur 14: Døme på plassering av inn- og utløp ved bruk av lagdelingsrør [Letz, T., 2007].

Varmesystem

Varmesystemet, varmt tappevatn og romoppvarming (radiator / golvarme), inkluderer ulike temperaturkrav, dermed blir plasseringa av uttaket og innløpet ulikt. Varmt tappevatn har behov for høgast temperatur, og blir tappa øvst i akkumulatortanken. Ved bruk av radiator og golvarme, er det ulik temperaturkrav, og uttaket må dermed bli annleis.

Figur 14 viser bruk av lagdelingsrør, slik at inn- og utløpet til vatnet er differensiert. Figur 15 illustrerer at varmt tappevatn kan bli veksla fleire gonger, for å oppretthalda ei best mogleg sjikting i tanken.



Figur 15: Døme på plassering av inn- og utløp i akkumuleringstanken [Kjellsson, E., 2004].

5.1.2.3 *Bruk av lagdelingsrør, for å oppnå god temperatursjiktning*

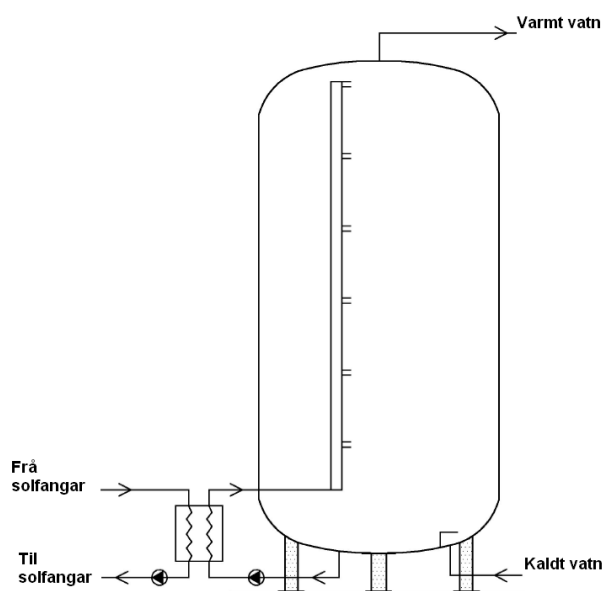
Prinsippet med lagdelingsrør er at den innkomande væska straumar ut av utløpet i lagdelingsrøret, kor den omgivande væska har same temperatur som den innkomande væska. I periodar med høg temperatur på varmebæraren blir varmen tilført det øvste laget i akkumulatortanken, med midlare temperaturar blir væska tilført den midtarste delen og med låge temperaturar kjem væska nedst. Ved slik fordeling blir det danna ei temperatursjikt i tanken.

Ved Danmarks tekniske universitet, DTU, er det gjennomført prosjekt ved bruk av lagdelingsrør. Lagdelingsrør er brukt, og solfangarane er plassert aust og vest. Om formiddagen produserte dei austvendte solfangarane mykje solvarme. Dette vatnet blei ført inn høgt oppe i behaldaren, medan det relativt kalde vatnet frå dei vestvendte solfangarane blei tilført i eit lågare nivå. Om ettermiddagen, når dei vestvendte solfangarane produserer meir varme enn dei austvendte, blir vatn frå dei vestvendte solfangarane plassert høgt oppe, medan vatnet frå dei austvendte solfangarane blir tilført i eit lågare nivå. Dette førte til god lagdeling i varmtvassbeholdaren. Den gode lagdelinga resulterte i eit solvarmeanlegg som blei høgtytande på tross av at solfangarane ikkje var orientert optimalt mot sør [Furbo, S. et al., 2001].

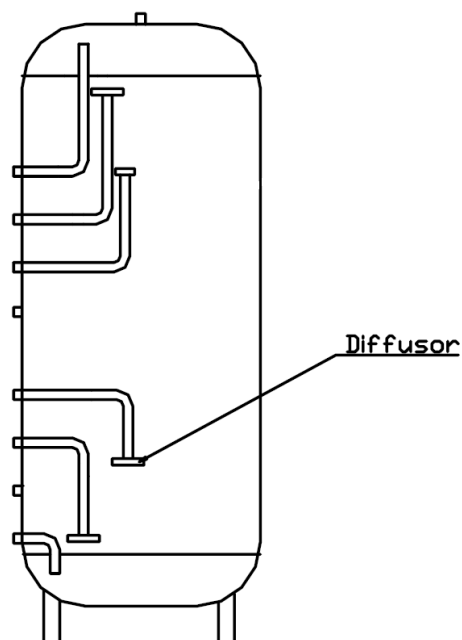
Det er vesentleg at væska som kjem inn i akkumulatoren kjem med så lita hastigheit at det ikkje blir danna omrøring av betydning i tanken. På bakgrunn av undersøkingane frå Danmark, blei det anbefalt at det ved store solvarmeanlegg til forbruksvatn, blir brukt low-flow med varmtvassbeholdarar med eksterne varmevekslarar og lagdelingsrør [Furbo, S. et al., 2001].

Bruk av diffusor, for å oppnå god temperatursjiktning

Bruk av diffusorar er ein annan måte å unngå øydelegginga av sjiktning, på grunn av at strøymingshastigheita blir redusert gjennom diffusorane.



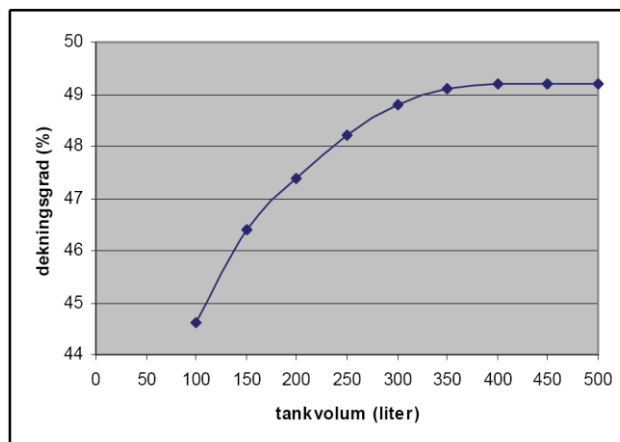
Figur 16: Bruk av lagdelingsrør [Furbo, S. et al., 2001].



Figur 17: Bruk av diffusor [Brdr. Stjerne K.S. Samsø VVS og Energi].

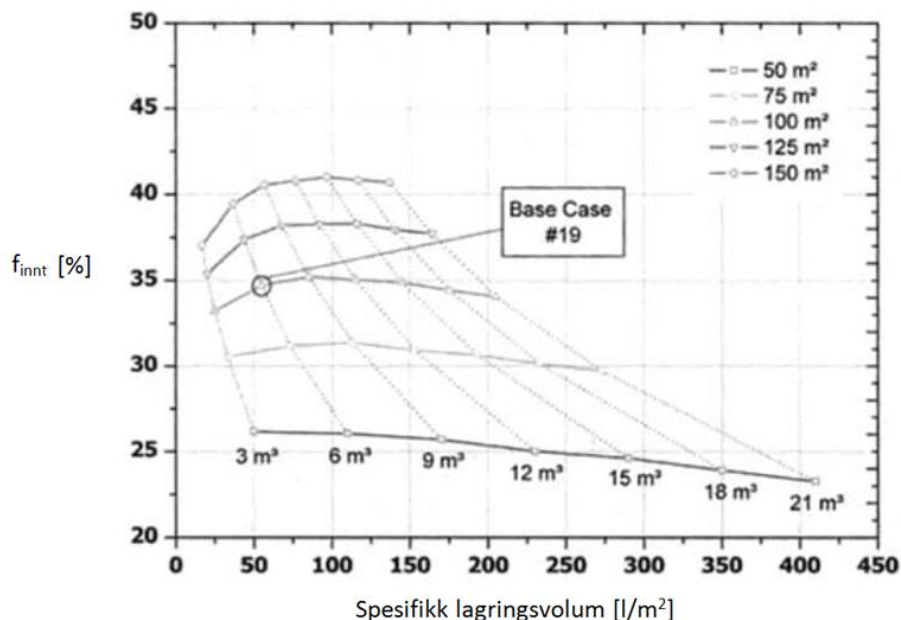
5.1.3 Lagringsvolum

Rett størrelse på akkumulatortank for det aktuelle system, kan vera avgjerande for ytinga til heile solfangarsystemet. Energiutbyte frå solfangaren kan variera med variasjon i volum på akkumulatortank, sjå figur 18.



Figur 18: Dekningsgrad frå eit solfangarsystem til vassoppvarming som funksjon av akkumulatortanken sin størrelse. Solfangarsystemet består av vakuumsolfangarar med eit absorberareal på 3,2 m² og eit varmtvassbehov på 175 l per dag. Solfangarsystemet er plassert i Oslo [Andresen, I., 2008].

Auking i akkumulatorvolum fører nødvendigvis ikkje til auka energisparing. Figur 19 viser at lagringsvolum over 150 l/m² medfører ei reduksjon i innsparing til systemet. Denne reduksjonen er eit resultat av varmetapet frå tanken [Weiss, Werner, 2003]. Frå anna litteratur, [Henden, L. et al., 2002], står det at avhengigheita av varmelagringa er liten, spesielt for dei minste kollektorareala. Det er viktig å analysere volum til akkumulatortank for det systemet ein arbeider med.



Figur 19: Figuren gjeld for simulering i Stockholm. f_{innt} : fraksjons inntent energi ved eit gitt system samanlikna med referansesystem [Weiss, Werner, 2003].

For plane solfangarar er det ein tommelfingerregel å dimensjonere omtrent 50 – 100 l/m² solfangar [Weiss, Werner, 2003], [Kovács, P. et al., 2002], medan for vakuumsolfangar gjeld 75 – 125 l/m² solfangar [Kovács, P. et al., 2002].

5.2 Langtidslagring

Det er størst etterspørsel etter varme til romoppvarming om vinteren, då det er minst med solinnstråling. Det er dermed behov for langtidslagring, energilagring frå sommar / haust til vinter.

Med undergrunns termisk energilagring, UTES (Underground Thermal Energy Storage), kan jord, fjell og grunnvatn bli brukt som lagringsmedium for termisk energi [IEA ECES]. Dette er den mest brukte teknologien for å lagra varme (lågtemperatur) og kjøling. Berggrunnen er eit ideelt medium for å lagra varme i store mengder og over lengre tidsrom [Midttømme, K. et al., 2008]. Det finst inga standard løysing for undergrunns termisk energilagring, kvart anlegg må bli individuelt tilpassa [Nielsen, K., 2003]. Det er svært viktig å ta undersøking av berggrunnen, kor ein eventuelt skal oppretta eit langtidslager. Det kan bli problem dersom brønnen er ein vassbrønn, kor strøymande vatn fraktar vekk varmen [Amundsen, A., 2010].

- Akvifer: ATEs (Aquifer Thermal Energy Storage)
- Borehol i fjell: BTES (Borehole Thermal Energy Storage)
- Bergrom: CTES (Cavern Thermal Energy Storage)
- Kanalar i jorda
- Holelagring: Damvarmelager, gruslager / sandlager [Energi Styrelsen, 2007]

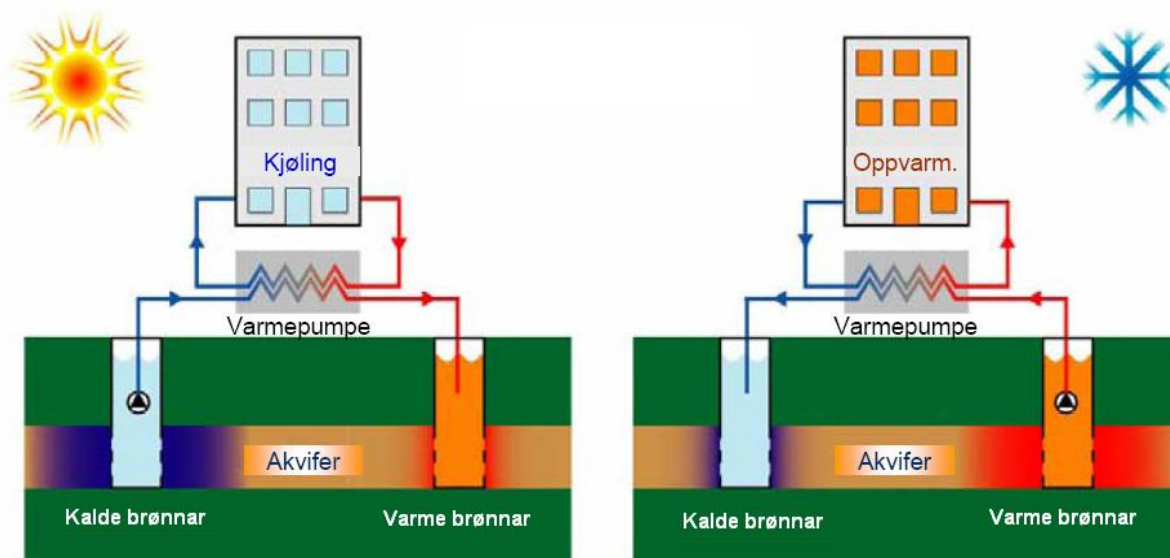
I påfølgjande underkapittel vil det bli sett på kvar type undergrunns termisk energilagring. I den tekniske analysen av denne rapporten, vil det bli fokusert på lagring i borehol / berggrunn.

5.2.1 Akvifer

I eit akvifer er det varmeoverføring og lagring av varmt eller kaldt grunnvatn. Energien er delvis lagra i grunnvatnet og i fast stoff frå akviferen. Denne forma for lagring har høg effektivitet, og blir nytta for låge temperaturar [Andersson, O., 2009]. For lagring i akvifer er det to hovudprinsipp; syklus og kontinuerleg. Med eit syklusprinsipp blir det danna eit kaldt- og eit varmt reservoar. Ulempa med dette prinsippet, er at det er komplisert brønndesign og kontrollsystem. Kvar brønn / kjelde må ha moglegheit til å produsera og injisera grunnvatn. Det kontinuerlege prinsippet er enklare i forhold til brønnkontroll og systemdesign. Ulempa ved dette systemet er den har grensa temperaturområde.

Noreg sin største akvifer brukt som termisk lager per mai 2010 er lokalisert ved Gardemoen lufthamn. Systemet har 18 brønner, ni for produksjon og ni for injeksjon [Midttømme, K. et al., 2008].

Viktige parameter i tilknytning til akvifer er høg grunnporøsitet, medium til høg hydraulisk transmisjonsrate rundt borehola, men eit minimum av grunnvasstraum gjennom reservoaret. Grunnvassforholda er viktig, med tanke på å unngå setningar / kalk – rustbelegg [Nielsen, K., 2003].



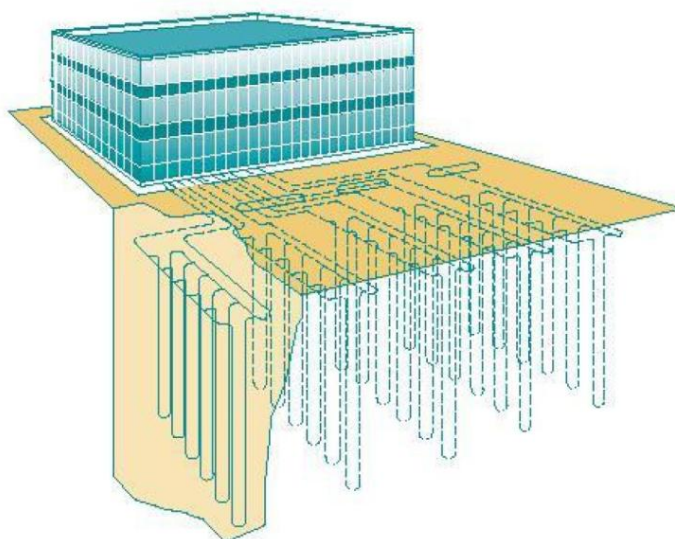
Figur 20: Termisk energilagring i grunnvatn, syklus prinsipp [IEA ECES].

5.2.2 Borehol i fjell

Borehol i fjell for termisk energilagring blir tett plassert, med ei djupleik på omlag 150 – 250 m. I borehola blir det, for lukka system, plassert enkelt- eller dobbelt U – røyr (kollektor), som fungerer som ein varmevekslar mot grunnen. Den volumetriske varmekapasiteten til berggrunnen er brukt for å lagra varme.

Borehol i fjell har lang levetid, over 50 år [Andersson, O., 2009]. Borehola kan bli kopla i serie, parallell eller i ein kombinasjon. Fasongen på lagra kan og vera ulik [Nielsen, K., 2003].

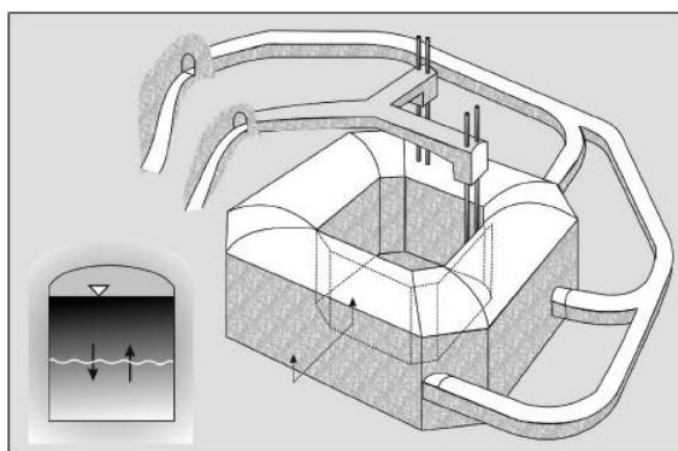
Nye A-hus i Lørenskog har eit av Europa sine største energilager i fjell. Anlegget består av 220 energibrønner, som kvar er på 200 m [Midttømme, K. et al., 2008].



Figur 21: Borehol i fjell [BLOCON, 2008].

5.2.3 Bergrom

Det finst ikkje mange bergrom for lagring av termisk energi i Europa. Figur 22 viser bergrommet frå Lyckebo i Sverige, som har eit volum på heile 100 000 m³. Rommet er forma slik at volum til overflate forholdet er stort, for å minska varmetapet [Nielsen, K., 2003].



Figur 22: Lagring i bergrom [Nielsen, K., 2003].

5.2.4 Kanalar i jorda

Denne typen lagring er nytta ved bruk av horisontale kanalar i Noreg. Det aktive lagringsvolumet kan varierer mellom 10 000 og 100 000 m³. I toppen må kanalane vera isolert. Kanalar i jorda vil bli best ved låge temperaturar rundt 25 – 30 °C [Nielsen, K., 2003].

5.2.5 Holelagring: Damvarmelager, gruslager/sandlager

Holelager er vanlegast fylt med vatn, men kan og fyllast med sand og grus. Så og sei alle holelagra som er bygde i Europa er i forbindelse med solfangarar for fjernvarme [Nielsen, K., 2003].



Figur 23: Damvarmelager [Jensen, Ø., S. et al., 2005].

Damvarmelager blir utført som eit vassbasseng med isolerende lokk og eventuelt isolerende sider / botn, sjå figur 23. I eit sandlager kan varmevekslinga vera enten direkte, ved at vatn blir pumpa inn via eit dreneringssystem i toppen på lageret og ut i botnen, eller indirekte ved at golvvarmeslangar blir fordelt jamt i lageret og verker som ein varmevekslar. I sandlageret er det vanskeleg å oppnå temperatursjiktning, og bruk av denne typen lager er dermed grensa til område kor verken damvarmelager og stållager kan bli tatt i bruk, til dømes ein parkeringsplass [Energi Styrelsen, 2007].



Figur 24: Marstal er eit stort solvarmeanlegg i Danmark for bruk i fjernvarme. Marstal tar bruk av både damvarmelager (10 000 m³), ståltank (2 100 m³), og sandlager (3 500 m³) [Jensen, Ø., S. et al., 2005].

6 Kombinasjon solfangar og bergvarmepumpe

Det er fleire fordelar med å kombinera bergvarmepumpe og solfangar, avhengig kva solfangar som blir brukt og korleis styringa av systemet er utforma. Kombinasjonen gir moglegheiter for optimalisert bruk av fornybare energikjelder og minimaliserte energikostnader.

Det er tre hovudgrunnar for å kombinera solfangar og bergvarmepumpe [Kjellsson, E., 2009]:

- Redusert bruk av elektrisitet
- Auka temperatur i boreholet
- Redusera netto varmeuttak frå grunnen

6.1 Status

I kjølvatnet av oljekrisa i slutten av 70-åra, starta interessa av å kombinera solvarme og bergvarmepumpe [Trillat – Berdal, V., 2006]. Det blei då sett på den positive effekten av å få auka temperaturen i grunnen, men inga økonomisk vurdering blei tatt på dette tidspunktet. IEA, International Energy Agency, etablerte tre ulike forskingsprogram relatert til dette på 80-talet; *Solar Heating and Cooling Programme*, *Energy Storage Programme* og *Advanced Heat Pump Programme*. Interessa var stor på 80-talet, men blei redusert då det viste seg at mange anlegg var prega av økonomiske- og tekniske problem [Rönnelid, M. et al. 2004].

I starten av 90-talet blei det halde arbeidsmøte (IEA) kor fokus var design og økonomi. Vidare på 80- og 90-talet blei det gjort fleire testar på dette området, og interessa har auka etter år 2000. Testar har vist at små system har vore vanskelegare i drift, og det har vore problem med reduksjon i verknadsgrad. Resultat frå tidlegare studie viser i tillegg at det mest økonomiske har vore bruk av udekka, billeg, plan solfangar, lågtemperatur solfangar, i kombinasjon med bergvarmepumpe. [Kjellsson, E., 2009].

I 2009 blei Elisabeth Kjellsson ferdig med doktoravhandling rundt feltet bergvarme i kombinasjon med plane solfangar¹⁰. I doktoravhandlinga skulle ho undersøka moglege kombinasjonar mellom bergvarmepumpe og solfangar i bustadar for svensk klima. Formålet var å finna system med optimal nytte ved bruk av solvarme. Ho fann ut at for bustadar med berre ein brønn, er den optimale designen bruk av solvarme direkte til varmt tappevasssystem under sommarhalvåret (mars – oktober), og eventuelt etterlading av borehol om vinteren. Kor slike system, fann Kjellsson ut at det særleg er korte / underdimensjonerte borehol som kjem godt ut [Kjellsson, E., 2009].

I 2010 starta opp ei ny arbeidsgruppe, SHC Programme task 44, kopla til IEA. Arbeidsgruppa skal fokusera på kombinasjonen av solfangar og bergvarmepumpe. Grunnlaget for oppstart er mangel på analyser av tilstrekkeleg kvalitet. Ofte er kombinasjon av solfangarsystem og varmepumpesystem kompliserte og ikkje optimalisert som heilskap [SHC, 2009].

¹⁰ Kjellsson si doktorgrad, plane solfangarar: Grunnen til at Kjellsson valte å konsentrera seg om plane solfangarar var at driftstemperaturar i solvarmesystemet er låge, i og med at ein tar i bruk etterlading. Vakuummørørsolfangar sin store styrke er fyrst og fremst betre verknadsgrad ved høge temperaturar, og då var det unødvendig dyrt å nytta vakuummørørsolfangar [Kjellsson, E., 2010].

Tyskland har hatt fokus på solvarmeanlegg og langtidslagring i form av F&U-program; *Solarthermie – 2000* (1995 – 2002) og *Solarthermie2000plus*. Det har blitt bygd over åtte pilotprosjekt for solvarme, fjern / nærvarme og langtidslagring. Forskningsprosjekta tok for seg teknologiutvikling for langtidslagring, solsystem og tilhøyrande system med tanke på å få til ei integrering i marknaden [Mangold, D. et al., 2006].

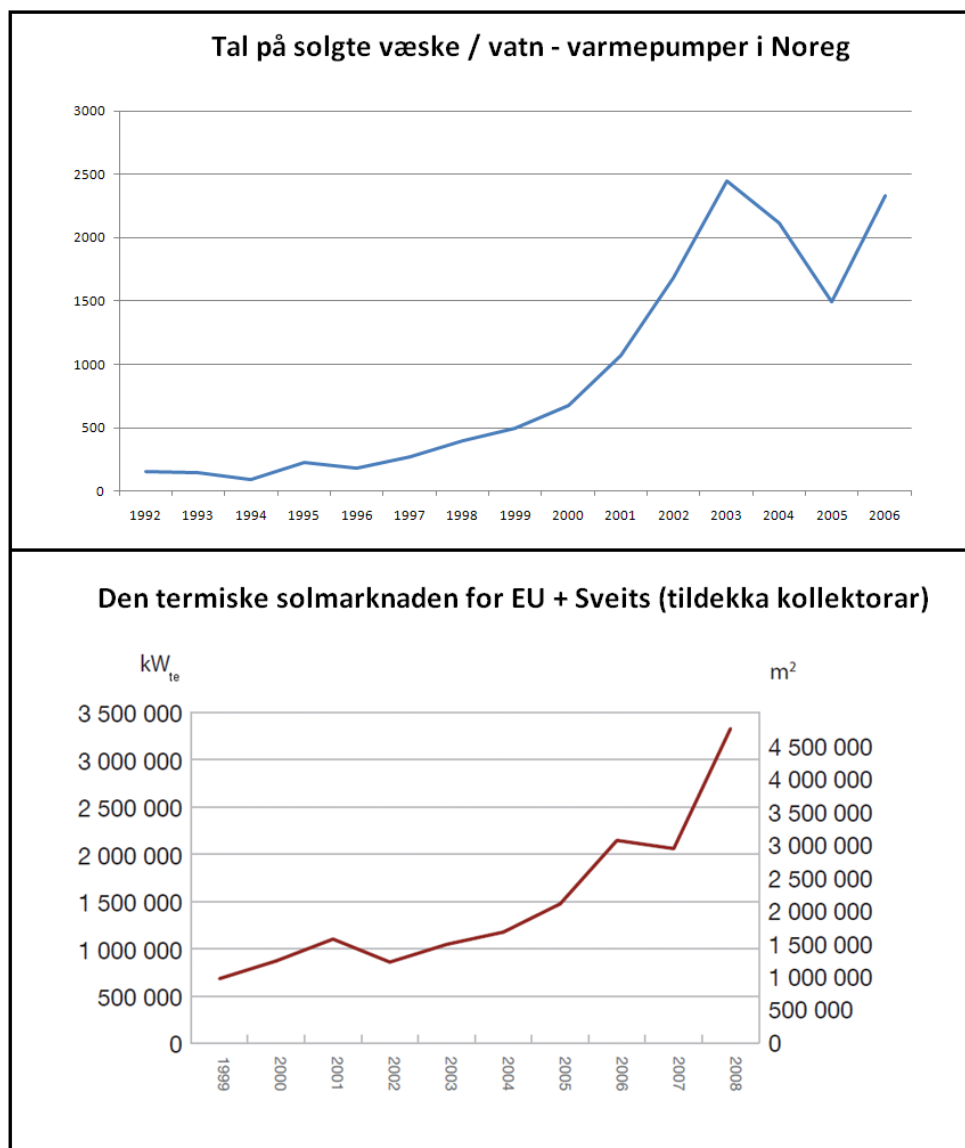
Sverige har veldig likt klima som Noreg, men har kome mykje lengre på dette feltet, både ved bruk av bergvarmpumpe¹¹, solfangar og kombinasjon av desse teknologiane. Fokus har vore på små anlegg tilpassa einestadar, det er ikkje bygde store anlegg med kombinasjonsløyser tilpassa større bygningsmassar [Kjellsson, E., 2010]. Framsteget Sverige har på Noreg kan henga saman med energisituasjonen Noreg har hatt. Dei fleste andre land enn Noreg har tradisjonelt hatt mykje høgare straumpris, noko som har bidrege til andre haldningar til straumforbruk og anna infrastruktur for straum enn det vi har i Noreg, sjå vedlegg 2. Over 2/3 av hushaldingane i Noreg brukte straum som hovudoppvarming i 2001 og 2004 [Bøeng, A., C., et al. 2008].

Statsføretaket Enova er etablert for å fremma ei miljøvenleg omlegging av energibruk og energiproduksjon i Noreg. Enova har eit program, *Program for lokale energisentraler*, for å fremma auka installasjon av lokale energisentralar basert på fornybare energikjelder som fast biobrensel, termisk solvarme eller varmpumpe. Prosjekt som får støtte må omfatta bygningsoppvarming, vera basert på realistiske økonomiske føresetnader og ha ei økonomisk levetid på minst 15 år. Det er ikkje mogleg å få støtte om prosjektet er bedriftsøkonomisk lønsamme eller til dømes inkluderer luft – luft varmpumpe. Moglege bygg omfattar fleirbustadar, næringsbygg, offentlege bygg, idrettsanlegg og industribygg, samt mindre samanslutningar av slike [ENOVA, 2010]. Det blir ikkje sagt noko om kombinasjonen solfangar og bergvarmpumpe, men programmet viser at begge desse energikjeldene er aktuelle for framtidig bruk.

Det er ikkje bygde mange store anlegg med kombinasjonen bergvarmpumpe, solfangar og termisk lagring. Noreg har berre to bygningar med denne typen system; Kardemomme Barnehage i Oslo og Bravidabygget i Fredrikstad, sjå vedlegg 3 for meir detaljer om anlegga.

¹¹ Sverige er blant "topp fem" nasjonane for direkte bruk av geotermisk varme [Midttømme, K. et al., 2008].

Solvarme og bergvarmepumpe har derimot etablert seg som sjølvstendige varmekjelder for bygninger. Det termiske solmarknaden i Europa hadde ei sterk vekst med heile 60 % i 2008, 3,3 GW_{te} ny kapasitet (4,75 millionar m² med kollektorareal¹²) [ESTIF, 2009]. Det er 15 000 grunnvarmepumper installert i Noreg. Nesten 280 av installasjonane er medium til større system (> 50 kW) for kommersielle / offentlege bygningar og for større bustadkompleks. Grunnvarmepumper er ei rask veksande bruk av fornybar energi i verda, med ei årleg vekst på 10 % i over 30 land, dei 10 siste år. Dei to største bergvarmepumpesystema som nyttar borehol som varmevekslar i Europa, er lokalisert i Noreg [Midttømme, K. et al., 2008]. Figur 25 illustrerer at både væske / vatn – varmepumpe og tildekkta solfangar har ei veksande kurve¹³.



Figur 25: Illustrasjon over utviklinga av væske / vatn – varmepumper i Noreg [Midttømme, K. et al., 2008] og tildekkta kollektorar EU + Sveits [ESTIF, 2009].

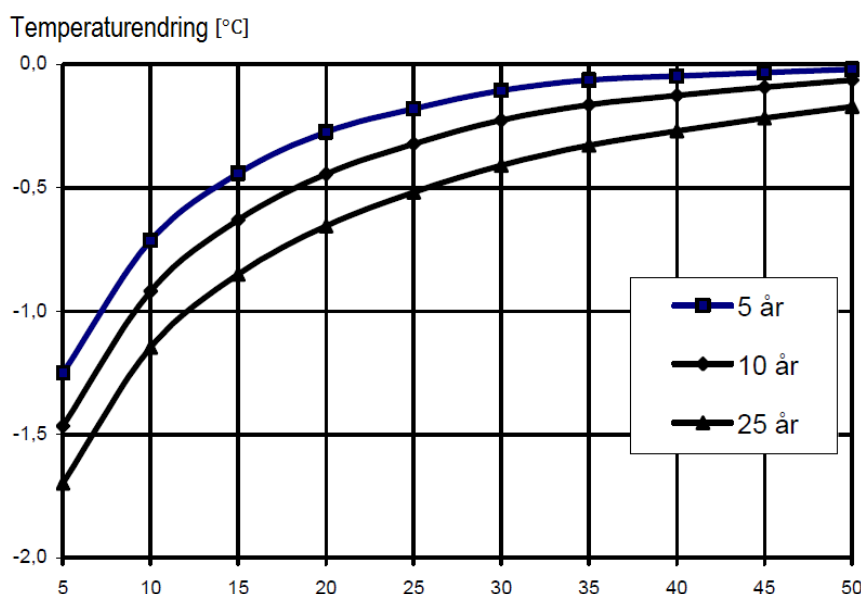
¹² Relasjonen mellom kollektorareal og kapasitet er $1 \text{ m}^2 = 0,7 \text{ kW}_{te}$ (kilowatt termisk) [ESTIF, 2009].

¹³ Utvikling av væske / vatn – varmepumpe og tildekkta solfangar: Grafane viser ikkje heilt like år, og er for Noreg og EU. Figuren er likevel ei illustrasjon på vekst og utvikling.

6.2 Teknisk argument

Både solfangar og varmepumpe kan få betre driftsforhold om dei blir brukt i same system. Solfangaren kan produsera termisk varme ved lågare temperatur, og dermed få betre verknadsgrad ettersom varmetapet minkar, sjå kapittel 3.2.1.3. Det blir i tillegg lengre driftstid for solfangaren, ettersom han kan nyttas ved mindre solinnstråling og at borehol kan bli etterlada. Effektfaktoren til varmepumpa kan auka ved at temperaturen inn på fordamparen blir høgare ved hjelp av solvarme.

I Sverige er det stor interesse for bergvarmepumper, det er over 400 000 installerte einingar (2004). På grunn av den store utbygginga, og at fleire og fleire brønner står tett plassert, er det fleire stader registrert problem med reduksjon av bergtemperaturen. Dette har ført til behov for etterfylling av varme, og her kan solfangarar bli tatt i bruk [Rönnelid, M. et al. 2004]. Figur 26 illustrerer eit døme på endring i temperatur i brønnen som funksjon av avstand til nærliggjande brønn.



Figur 26: Illustrasjon på temperaturendring som funksjon av avstand til nærliggjande brønn [Kjellsson, E., 2004].

6.3 Økonomisk argument

Den økonomiske faktoren spelar alltid inn. Det er viktig å hugsa på at det må vera kostnadseffektivt å installera solfangar i tillegg til bergvarmepumpe. Ei ulempe med å kombinera bergvarmepumpe og solfangar er primært investeringsutgiftene, som aukar med grad av kompleksitet. Ved komplekse system er det i tillegg større sjanse for feil og driftsproblem. Kostnaden ved drift av sirkulasjonspumper aukar i takt med driftstida, noko som er sært viktig å ta omsyn til.

Ved god dimensjonering kan ein få nytta av høgare effektfaktor til varmepumpa, og / eller reduserte utgifter ved at boreholddjupleika kan bli redusert. For at prosjektet skal bli økonomisk gunstig er det viktig å ta alle element til grunn i ei evaluering.

6.4 Miljøargument

Det er ønska at kombinasjonen av varmepumpe og solfangar gir redusert elektrisk energibehov. Dette heng saman med eit ønske om rett bruk av energi og låge utslepp. Regjeringa har bestemt at Noreg skal arbeida for at den globale temperaturaukinga skal grensast til 2 °C, samanlikna med preindustrielt nivå. I følgje OECD vil dette krevja at verdas samla utslepp av klimagassar blir redusert med minst 50 % frå dagens nivå fram mot 2050. I klimaforliket gjekk regjeringspartia saman med Høgre, Kristeleg Folkeparti og Venstre inn for at Noreg fram mot 2020 skal arbeida mot å redusera dei globale utsleppa med 30 % av Noreg sitt utslepp i 1990 [Finansdepartementet, 2009]. I februar 2010 kom rapporten *”Klimakur 2020. Tiltak og virkemidler for å nå norske klimamål mot 2020”*. Analysen tar utgangspunkt i målet om nasjonale utsleppskutt nedfelt i klimaforliket, og foreslår to hovudstiltaksgrupper for å redusera utsleppa i bustadar og næringsbygg¹⁴; energieffektivisering og konverteringstiltak. I konverteringstiltak er fokuset å leggja om frå fossilt baserte oppvarmingssystem til alternative system [KLIF et al., 2010]. Her kan solfangarar og varmepumper koma til å spela ei viktig rolle, til dømes som erstatning for eksisterande oljefyringsanlegg.

Fokus på gode løysingar er viktig for å få ei bærekraftig utvikling¹⁵. Varmepumpe og solfangar er begge fornybare energikjelder¹⁶. Rettleiing til teknisk forskrift, TEK 2007, til plan- og bygningsloven poengterer i §8 – 22 [Statens bygningstekniske etat, 2007]:

”Bygning skal prosjekteres og utføres slik at en vesentlig del av varmebehovet kan dekkes med annen energiforsyning enn elektrisitet og / eller fossile brensler hos sluttbruker.

Kravet til energiforsyning i første ledd gjelder ikke for bygning med et særlig lavt varmebehov eller dersom det fører til merkostnader over bygningens livsløp.”

Vesentleg del inneber at 40 % (60 % for TEK 2010, trer i kraft 1. juli 2010) av energibehovet til romoppvarming og varmtvatn skal kunne dekkast av alternativ energiforsyning. Plikta fell bort dersom bygningen sitt netto varmebehov er lågare enn 17 000 kWh/år (15 000 kWh/år for TEK 2010) og dersom det kan dokumenterast at varmeløysinga medfører meirkostnad over bygningen sitt livsløp, samanlikna med elektrisitet og / eller fossile brensel [KRD, 2010], [Statens bygningstekniske etat, 2007]. Det siste punktet poengterer at økonomien alltid spelar inn.

I ein rapport frå IEA, Heat Pump Centre, vil varmepumper kunne redusera utsleppet av CO₂ med 50 % i byggesektoren og 5 % i den industrielle sektoren¹⁷. Dette resulterer i ei samla reduksjon på 1,8 milliardar CO₂ ved hjelp av varmepumper. Det tilsvarer 8 % av total global CO₂ reduksjon [IEA Heat Pump Centre, a].

¹⁴ Stasjonært energibruk, Noreg: I bustadar var det 45 TWh og for næringsbygg (utanom industri) var det 29 TWh. Energibruken i desse to bygningskategoriane har auka med 9 og 23 % sidan 1990 [KLIF et al., 2010].

¹⁵ Bærekraftig utvikling: Ei samfunnsutvikling som imøtekjem dagens behov utan å øydeleggja moglegheitene for komande generasjonar til å få dekkja behova sine.

¹⁶ Fornybar energi: Energi som kjem frå kjelder som ikkje blir brukt opp og som ikkje har utslepp av klimagassar. Varmepumper har tidlegare ikkje vore rekna som fornybar energikjelde, men er no inkludert i utkastet til nytt EU direktiv (RES Directive, 2008) [Stene, J. et al., 2008].

¹⁷ I 2002 var utsleppet frå bygningar i verda heile 3 248 millionar tonn CO₂/år (14 % av totalt utslepp) og industrien utgjorde 4 076 millionar tonn CO₂/år (17 % av totalt utslepp) [IEA, 2004]. Dessverre var det ikkje slike data frå World Energy Outlook 2009 [IEA, 2009].

6.5 utfordringar

Å kombinera solfangar, bergvarmpumpe og termisk energilagring kan by på mange fordelar, men samtidig vil ei kombinasjon av desse delsystema gjer det meir komplekst å oppnå optimal systemløyning og drift.

6.5.1 Styring / regulering – optimal drift

Den mest fleksible kombinasjonen mellom solfangar, bergvarmpumpe og termisk energilagring, er når solfangaren kan bli brukt direkte for oppvarming av varmt tappevatn, romoppvarming, gå via varmpumpa (auka temperaturen på frostvæska til fordamparen) eller lada borehola. Solvarmen blir brukt der det er behov for han ved det aktuelle tidspunktet. utfordringa her er å oppnå optimal drift, slik at optimal systemkonfigurasjon blir nytta til rett tid [Kjellsson, E., 2009].

6.5.2 Sirkulasjonspumper

Ved dumping av solvarmen ned i berggrunnen må det nyttast sirkulasjonspumper. Både ved små og store solvarmeanlegg er strøyminga relativt lita i forhold til i andre bruksområde. Det er difor forholdsvis lite sirkulasjonspumper på marknaden for desse strøymingane [Energi Styrelsen, 2007]. Sirkulasjonspumpene til dette formålet har stor variasjon og relativt låg verknadsgrad, 7 – 25 % [Energimyndigheten, 2009]. Kor meir effektive pumpene blir, kor lengre driftstider og dermed meir etterlading og sparing vil ein oppnå.

Dårleg verknadsgrad på sirkulasjonspumper har blitt fokusert på internasjonalt, og EU har hatt eit prosjekt, Energy+ Pumps, som var ferdig i 2009. Dette prosjektet har fokusert på korleis det skal bli implementert nye, meir energieffektive pumper med elektronisk styring. Desse pumpene blir sagt å kunne få ei reduksjon på 60 % av energibruken [Thomas, S., 2009]. Implementering og bruk av betre sirkulasjonspumper er vesentleg for å betra økonomien i marginale systemløyningar. Eit døme på at det er viktig å effektivisera verknadsgraden i små pumper; den moglege innsparinga for små pumper i Sverige, er i storleiksorden med Sverige si totale leveranse av vindenergi [Fahlèn, P. et al., 2005]. Det er behov for meir forskning og utvikling på dette feltet [Kjellsson, E., 2009].

6.5.3 Brønn: kjelde og lagring

Ved ei kombinasjon av solfangar, bergvarmpumpe og termisk energilagring kan det bli ei stor utfordring å få tilfredsstilt ulike interesser; varmeopptak, frikjøling¹⁸ og energilagring.

Det er aldri ønske om tørre brønner. Ved tilfelle kor grunnvasstanden er låg, vil ein få svært dårleg varmeoverføring mellom fjell og røyrvegg. Vatnet omkring kollektoren leiar varme mykje betre enn luft. Dette vatnet vil fungera som eit varmeoverførande medium mellom fjellet og kollektoren. Det er viktig å merka seg at det berre er vassfylte borehol som overfører varme. Borehol som er heilt tørre og tette, bør bli fylt opp med vatn, kvartssand eller betong [Stene, J., 1997 a].

¹⁸ Denne rapporten er ei analyse av varmesystem for større bygningar, men utfordring knyta til frikjøling blir likevel opplyst i dette delkapittelet.

For eit termisk energilager i fjell bør det ikkje vera noko grunnvasstraum. Varmen vil i så fall forsvinna med vasstraumen. Erfaringsvis vil ein ved store termiske lager få minimalt med grunnvasstraum [Amundsen, A., 2010], [Stene, J., 2010].

Det er viktig å vera merksam på eventuell metting av borehol. Det vil sei at borehola ikkje greier å ta imot meir varme. Ein kan unngå dette problemet ved å ta i bruk lagertankar, slik at solfangaren får betre driftsforhold. Helge Skarphagen ved NIVA nemner at dette enno er ein umoden teknologi, men at dette kan koma i framtida [Skarphagen, H., 2010].

Ei anna utfordring med solvarmelagring, er fullklimatiserte bygg med behov for kjøling. Ved for høg temperatur og mykje dumping av solvarme, vil frikjøling bli problematisk. Den høge temperaturen i berggrunnen fører til at ein må bruka varmepumpa som kjølemaskin, noko som aukar energibruken. Tilbakeføring av varme må alltid bli vurdert i forhold til bygget sitt varme- og kjølebehov. Viss bygget har stort kjølebehov, vil det vera mindre behov for tilbakeføring av solvarme eller varme frå til dømes ventilasjonsluft. Ulike bygg har behov for ulike system.

Det er svært viktig å ta forundersøkingar av grunnen, kor ein ser på berggrunnen sine eigenskapar og korleis vasstraumen er, slik at ein får kjennskap til vesentlege forhold og moglege problemområde.

6.5.4 Bruk av fluid

Frostvæska som blir valt, bør ha gode varmeoverførings- og transportegenskapar, lågt trykkfall og tilfredsstillande frostsikring. Det er fleire faktorar som spelar inn; blant anna viskositet, tettleik, spesifikk varmekapasitet og termisk konduktivitet. Fokus bør og rettast mot kor giftig mediet er, miljøfaren, kostnad og korleis det reagerer kjemisk med andre material.

Etylenglykol var tidlegare einerådande som frostvæske for varmepumpe, men på grunn av at det er giftig, har det i aukande grad blitt erstatta av andre produkt [Stene, J. et al., 2004]. Det har dermed blitt tatt i bruk spritløysingar, saltløysingar (kalsiumklorid), kaliumkarbonat og kaliumformiat.

Ved bruk av ulike medium eller ulikt blandingsforhold, i dei to systema, må det bli nyttast varmevekslar. Ulempa med denne løysinga er at systemeffektiviteten og den termiske verknadsgraden blir redusert, samstundes med at investeringskostnaden aukar. Ved system kor solfangaren og varmepumpa blir kopla saman utan bruk av varmevekslar, må det brukast ei væske som fungerer begge stadar. Etanol blir ikkje brukt i plan solfangar med dekklag på grunn av at stagnasjonstemperaturen i solfangaren kan koma over 150 °C, noko som kan gi risiko for eksplosjon [Kjellsson, E., 2004]. Eit døme på eit medium som kan nyttast til både solfangar og varmepumpe er glyserolmediet VegoCool-15. Dette mediet er biologisk nedbrytbart, og verken giftig eller brannfarleg [Kylma].

7 Dimensjonering

Rett dimensjonering av solfangar og varmpumpe er grunnleggande for å få ei god og økonomisk drift av anlegget. Det vil i dei neste underkapitla bli presentert ulike kriterium for dimensjonering av desse komponentane.

7.1 Solfangar

Kor mykje av energibehovet til varme som kan dekkast med solenergi blir bestemt av varmebehov (mengde, bruksmønster og temperaturar) og lagringskapasiteten [Aventa as]. Er varmesystemet tilknyta eit lågtemperatur solfangarsystem, vil det generelt kunna ha ei høgare dekkingsgrad enn for eit høgtemperatursystem¹⁹ [Pahud, D. et al., 2009].

Sidan solenergien ikkje alltid kan nyttast når behovet er størst, er det stor behov for lagring. Ønske om høg soldekkingsgrad set store krav til energilager.

I tilgjengeleg litteratur på området er det ulike tilrådingar i forhold til dekkingsgrad for tappevassbehov, mellom 40 – 70 % [Andresen, I. , 2008], [Rindal, B. L. et al., 2008], [Fornybar.no], [Dokka, T. et al., 2009]. Dekkingsgrad for solfangar til både varmt tappevatn og romoppvarming blir vanlegvis dimensjonert mellom 10 – 30 % [ENOVA], [Dokka, T. et al., 2009].

7.2 Varmepumpe

Varmepumpa blir dimensjonert etter netto effektbehov ved dimensjonerande utetemperaturar, og effektdekkinga til bygningsoppvarming ligg i området 40 – 70 % [Stene, J., 1997 b].

Konsekvensane av ei uoptimal energi- og effektdekking er ei varmpumpe som arbeider under dårlege forhold, og dermed får dårlegare effektfaktor. Ved underdimensjonering må spisslasta, som alltid har høgare energipris, køyra i lengre periodar, og årsvarmefaktoren for anlegget blir dårleg. Ved overdimensjonering, kor varmebehovet er mindre enn utrekna, vil anlegget bli dyrare enn nødvendig og anlegget må jobba meir på dellast noko som gir dårlegare effektfaktor.

7.3 Kombinasjon

Både varmpumpe og solfangar er tradisjonelle grunnlastkjelder med høge spesifikke investeringskostnadar [Stene, J., 2010]. Desse energikjeldene ønskjer dermed å få ei relativt lang driftstid.

Korleis solfangaren og varmpumpa skal dimensjonerast, når dei inngår i same system, avhenger av valt kombinasjonsløyning.

¹⁹ Anleggsdøme i Genève: To ulike bygg med felles lagringssystem. Det eine er nytt lågenergibygg, og har lågtemperatursystem med 28 / 24,8 °C, medan det andre er eit eksisterande bygg med temperaturar på varmesystemet på 65 / 50 °C. Den resulterande soldekkingsgrada til romoppvarming blei for dei to anlegga svært ulik; respektive 98 % (svært høg) og 44 %. Dette illustrerer fordelene med å nytta lågtemperatursystem ved bruk av solfangarar [Pahud, D. et al., 2009].

8 Ulike kombinasjonsløyningar

I dette kapitlet vil det bli gjort ei beskriving av aktuelle kombinasjonsløyningar med solfangarar, varmepumper og system for termisk energilagring for større bygningar. Fyrst er det ei beskriving av solfangarkombinasjonar, så kombinasjonar for varmepumpe og deretter kombinasjon av dei ulike tidlegare løyningane.

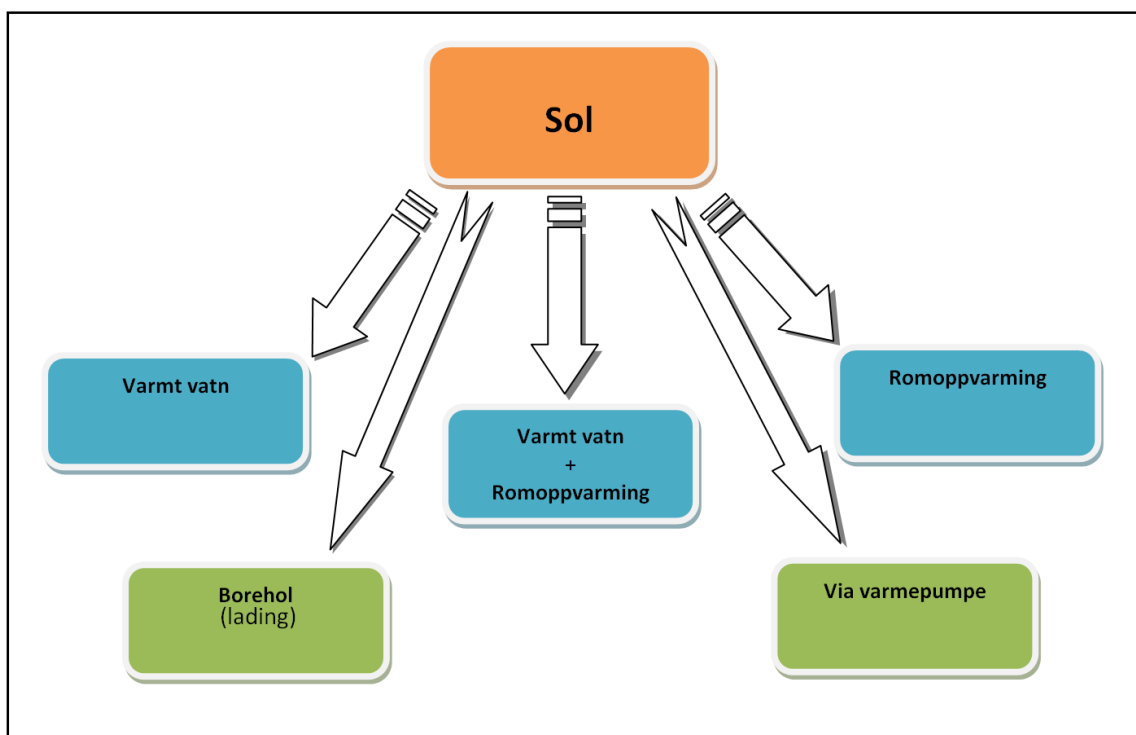
Skissene som blir vist er berre brukt som ein illustrasjon, og viser ikkje eksakt oppsett med alle komponentar i systemet; akkumulatortankar, solfangarareal, varmepumper, brønnar og liknande.

Det er ingen simuleringar i dette kapitlet, då det vil bli fokusert på i kapittel 10, for Skadberg skole.

Fokus i denne rapporten er varmesystem for større bygningar, og kombinasjonsløyningane blir difor vald på bakgrunn av dette. Val av systemløyningar heng tett saman med kva varmebehov ein har, noko som samsvarer med bygningskategori. Energibrønnar er den typen termisk energilagring som det vil bli fokusert på. Det blir diskutert val av ulike typar solfangarar og varmepumper (arbeidsmedium / temperaturnivå), avhengig av kva kombinasjon som blir skissert.

8.1 Solfangar

I dette kapitlet vil det bli vurdert fem ulike løysingar for aktiv bruk av solvarme for større bygningar, sjå figur 27.



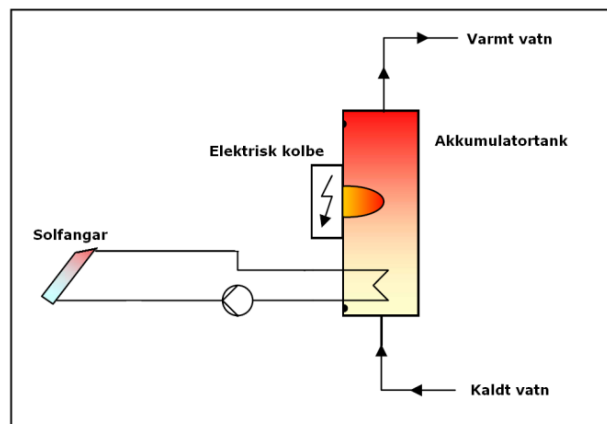
Figur 27: Ulike løysingar for bruk av solvarmen.

Dei ulike solfangartypene har ulike positive og negative eigenskapar som bør evaluerast i kvart enkelt prosjekt. Nokre estetiske poeng er at vakuumrørersolfangar ikkje kan brukast som vasstett takteking og at heat-pipe vakuumrørersolfangar må ha ei helling på minimum 20°. Difor kan plane solfangarar koma godt ut om ein skal leggja stor vekt på fleksible installasjonsmoglegheiter. Som nemnt tidlegare må ein vera merksam på at snø kan leggja seg mellom og oppå røyra til vakuumrørersolfangaren. Dette gjeld spesielt stader kor det kjem mykje snø. Vakuumrørersolfangaren har på den andre sida betre verknadsgrad, spesielt ved krav om høge temperaturar i varmesystemet. Systemet bør ha stor nok varmelast om sommaren, eller på andre måtar vera utforma slik at ein unngår koking (reguleringsutfordring).

Dette kapitlet er ei generell evaluering for ulike kombinasjonsløysingar for større bygningar, og faktorar som estetikk og snøfall blir dermed ikkje tatt med. Det blir derimot gått inn på verknadsgrad, last i forhold til fare for koking, pris og temperaturoppnåing i forhold til krav til temperatur i systemet.

8.1.1 Solfangaren blir berre brukt til å (for)varma varmt tappevatn

Figur 28 illustrerer ei enkel kopling for eit system kor solfangaren blir brukt til forvarming av varmt tappevatn.



Figur 28: Solfangar som (for)varmar varmt tappevatn [Kjellsson, E., 2004].

Forvarming av varmt tappevatn er ei løysing som eignar seg til bygningar med stort vassforbruk, til dømes idrettsbygg, hotell, sjukeheim og sjukehus, sjå kapittel 2. Dersom vassforbruket er lite, kan investeringane til solfangarsystemet overgå innsparinga i energireduksjon.

Solfangaren kan levera varme til akkumulatortanken så lenge temperaturdifferansen mellom mediet i solfangaren og vatnet i botn på akkumulatortanken er over ei gitt grense, og om ikkje akkumulatortanken er fullada. Som nemnt tidlegare er utforminga av akkumulatortanken og plassering av inn- og utløp, vesentleg for å få ei god drift av solfangarsystemet, sjå kapittel 5.

Ein solfangar som skal dekke varmt tappevatn blir dimensjonert for å dekke 40 – 70 % av energibehovet. Solfangarane skal levera relativt høge temperaturar, og det er dermed to hovudtypar som eignar seg til dette formålet; plane solfangarar med dekklag og vakuumsolfangarar, sjå meir kapittel 3.2.1. Vakuumsolfangarar kan levera høgast temperatur og verknadsgrad, sjå figur 10. Ei ulempe er at solfangartypen kan vera utsett for koking ved låge laster i varmesystemet. Behovet for varmt tappevatn er relativt stabilt året rundt for nesten alle store bygningar²⁰.

Positive sider ved kombinasjonsløysinga

- Om sommaren kan solfangarsystemet oppnå høge temperaturar ved oppvarming av varmt vatn. Behovet for tilleggsenergi blir då minimert.

Negative sider ved kombinasjonsløysinga

- Sidan denne løysinga bruker solfangar berre til varmt tappevatn, vil han operera med høge driftstemperaturar. Dette medfører lågare verknadsgrad enn om ein hadde operert med lågare temperaturar, sjå kapittel 3.2.1.3.
- I periodar, store delar av vinteren, vil ikkje solfangaren vera i stand til å levera høg nok temperatur. Solfangaren blir sett ut av drift og ein får dermed kortare driftsperiode.

²⁰ Varmt tappevatn er relativt stabilt over året: Unntak for dette er spesielt for skulebygningar, sommarstengt. Sjå meir kapittel 2.

8.1.2 Solfangaren blir berre brukt til å produsera varme for romoppvarming

Ved ei kombinasjonsløyising kor solfangaren berre blir brukt til å produsera varme for romoppvarming vil behovet variera over året. Dette er ein faktor som fører til stort behov for langtidslagring, sidan det er om sommaren solinnstrålinga er størst samtidig som det er lite behov for romoppvarming. I tillegg til langtidslageret, er ofte solfangaren koplå til eit korttidslager i form av ein akkumulatortank, sjå kapittel 5.

Det finst ulike løysingar på korleis ein koplar varmen frå solfangaren til varmesystemet. Ei løysing er at solfangaren, som er koplå til ein akkumulatortank, kan, om tanken er fullada, levera varme direkte ut til varmesystemet, om det er tilstrekkeleg temperatur²¹. Er ikkje tanken full, blir solvarmen brukt til fyrst å varma opp denne.

Generelt gjeld at kor lågare temperatur me treng på det systemet solenergien skal levera varme til, kor større del av tilgjengeleg solenergi kan bli utnytta. Dette medfører at bruk av golvarme og eventuelt moderne radiatorar er gunstig når solfangaren blir brukt til å produsera varme for romoppvarming.

Solfangaren skal levera varme til eit lågtemperatur varmesystem, og då er plan solfangar med dekklag og vakuumsolfangar aktuelt å evaluera. Vakuumsolfangar sin fordel er at han har relativt høge verknadsgrader ved etterspørsel etter høge temperaturar, og ved store temperaturdifferansar mellom solfangar og omgivingstemperatur. Ved denne kombinasjonsløyisinga treng ein ikkje nytta seg av høge temperaturar, men ein ønskjer å få mest mogleg av innstrålinga når det er kaldt ute, og då vil vakuumsolfangar vera betre enn plan solfangar.

Vakuumsolfangar er likevel så mykje dyrare at det nok ikkje er lønsamt på noverande tidspunkt å nytta han i denne kombinasjonen, sjå meir kapittel 3.2.1.3. Teknologi og produksjonsmetodar for alle hovudtypane solfangarar er under stadig utvikling. Dette kan medføre endring i kva komponentval ein vil ta i framtida.

Positive sider ved kombinasjonsløyisinga

- Solfangaren blir ved denne kombinasjonen nytta til lågtemperatur varmesystem. Dette resulterer i at solfangaren kan dra fordel av relativt høge verknadsgrader.

Negative sider ved kombinasjonsløyisinga

- Varmebehovet varierer med utetemperaturen, og er størst om vinteren. Dette medfører at solfangaren, som berre leverer varme til romoppvarming, vil få problem med å levera tilfredsstillande temperaturar store delar av året.
- Stort behov for langtidslagring.
- Er solinnstrålinga om sommaren større enn varmebehovet, vil ein ha overskot av varme. Med ingen anna lagringseining enn akkumulatortank, vil denne varmen gå tapt.

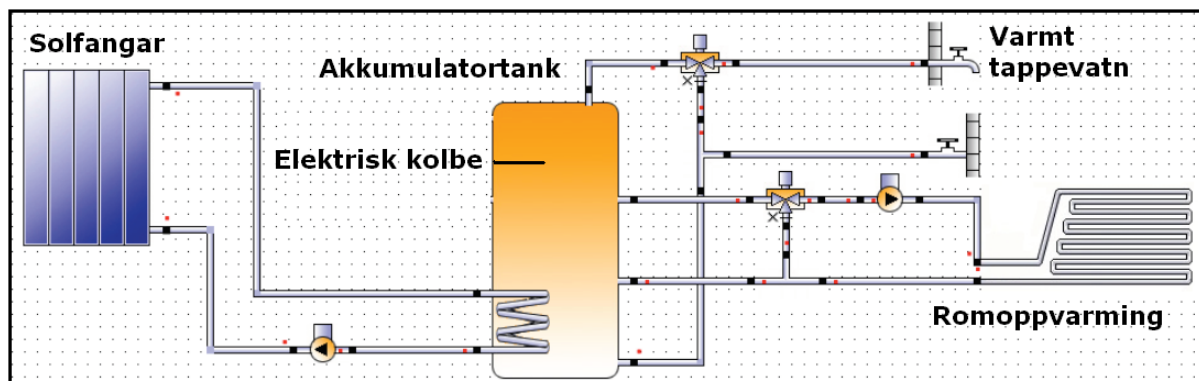
²¹ Denne temperaturen avhenger sjølvstø av varmesystemet.

8.1.3 Solfangaren blir brukt til å produsera både varmt tappevatn og varme til romoppvarming

Ved denne kombinasjonsløysinga blir dei to førre systemkombinasjonane kombinert, solfangarsystemet skal no produsera varme til både rom og tappevatn, sjå figur 29. Systemløysinga skal dekkja temperaturkrav ved ulike nivå. Ei utfordring er dermed å ha ein akkumulatortank som oppnår god lagdeling, slik at dei ulike temperaturkrava blir tilfredsstilt og at solfangaren får låg temperatur inn frå akkumulatortanken, sjå meir kapittel 5.1.2.

Dekkingsgrad for solfangar som skal levera energi til både varmt tappevatn og romoppvarming blir vanlegvis dimensjonert mellom 10 – 30 %.

Figur 29 illustrerer eit døme på at varmt tappevatn og romoppvarming er knyta til felles akkumulatortank. Ved denne koplinga fyller solfangaren opp tanken om temperaturen frå solfangaren er tilstrekkeleg og om ikkje tanken er full. Det er og ei moglegheit å ha ulik prioritet; til dømes at fyrste prioritet er lading av varmt tappevatn, om tilstrekkeleg varmt vatn frå solfangar, så levera varme til romvarmesystemet.



Figur 29: Solfangaren blir brukt til å produsera varmt tappevatn og romoppvarming [Rezaei, S., H. et al., 2009].

Dette er ei systemløysing med fleire krav til levert temperatur. Ein kan då nytta seg av to ulike solfangarar som opererer med to ulike temperaturar, eller ta i bruk ein type som tilfredsstiller begge krava. Ved evaluering av systema knyta til varmt tappevatn og til romoppvarming i tidlegare kapittel, blei det konkludert med at for varmt tappevatn kan både plane- og vakuumrøyrsofangar bli nytta, medan for romoppvarming er den plane solfangaren best egna.

Positive sider ved kombinasjonsløysinga

- Det er ulike temperaturkrav, noko som gjer at solfangaren kan arbeida under varierende solforhold (lengre driftstid).
- Verknadsgraden kan bli god, ettersom solfangaren kan operera med lågare temperaturar når det berre er behov for romoppvarming.
- Dersom det blir tatt i bruk to ulike solfangarar, kan desse bli betre tilpassa varmesystemet enn om det berre var ein type solfangar.

Negative sider ved kombinasjonsløysinga

- Ved bruk av to typar solfangar kan det bli meir kostnad til røyrføring og dyrare solfangarinstallasjon.

8.1.4 Solfangaren blir brukt til å produsere varme som går via varmepumpe

At varmen fra solfangaren blir brukt til å gå via varmepumpe, kan skje når begge varmekjeldene kører samstundes. Er ikke varmepumpe i drift, kan boreholssystemet bli varmt opp av solvarmen. I motsetning til det som er skissert i figur 30 på neste side, vil solfangaren vera kopla før fordamparen.

Ved ei slik kopling er det ikke behov for høge temperaturar (5 – 20 °C) fra solfangaren, slik som for ved varmt tappevatn [Kjellsson, E., 2004]. Aktuelle solfangartypar kan til dømes vera plan solfangar utan dekklag og asfaltsolfangar, sjå kapittel 3.2.1. Desse solfangarane har låg investeringskostnad samanlikna med andre typar, samstundes med at dei ikke leverer for høg temperatur gjennom fordamparen.

Positive sider ved kombinasjonen

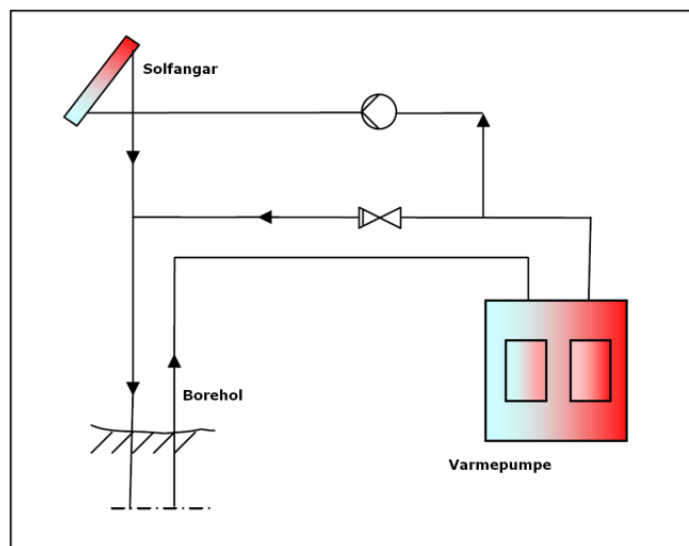
- Det er låge temperaturkrav, noko som fører til at det er mogleg med ein lang driftsperiode og relativt høge verknadsgrader for solfangaren.
- Relativt billige solfangartypar kan nyttast.
- Varmepumpe får betre effektfaktor, på grunn av høgare fordampingstemperatur.
- Netto varmeuttak fra brønnen kan bli redusert.

Negative sider ved kombinasjonen

- Temperaturen fra solfangaren kan bli for høg for fordamparen i varmepumpe.
- Energien som sirkulasjonspumpene bruker, kan vega opp for energien som blir spart ved auka fordampingstemperatur.

8.1.5 Solfangaren blir berre brukt til å produsera varme for å lada borehol

Ved denne koplinga blir solfangaren brukt berre til å lada boreholet, slik at varmepumpa arbeider med ein høgare fordampingstemperatur og ein kan oppnå termisk balanse i energilageret, sjå figur 30. Dette blir ofte tilråda i staden for at varmen frå solfangar går direkte via varmepumpa. Ein vil med dette verna seg mot for høge temperaturar i varmepumpa [Kjellsson, E., 2009].

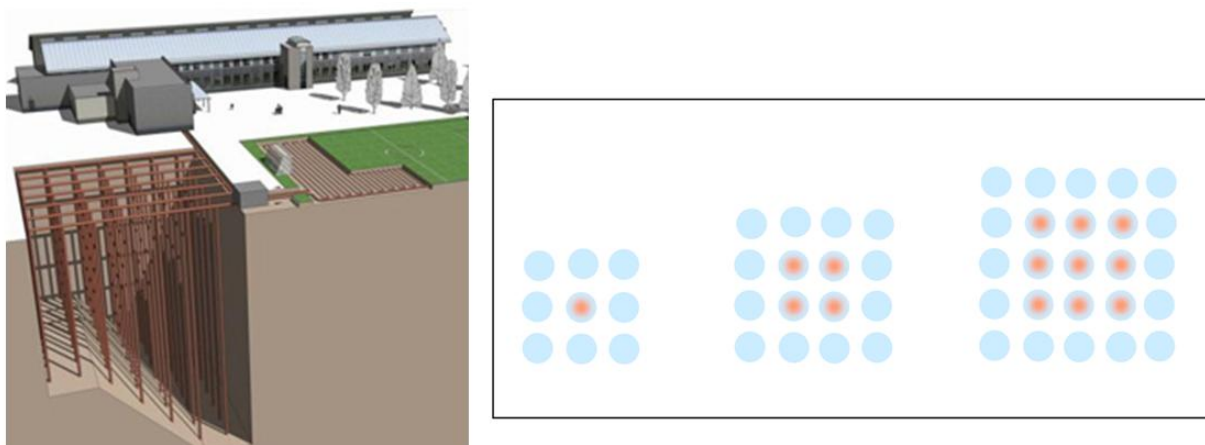


Figur 30: Solfangaren blir brukt til å produsera varme for å lada borehol [Kjellsson, E., 2004].

For større bygningar, kor det er nødvendig med fleire hol for å dekkja varmebehovet, kan resultatet bli annleis enn for eit enkelt borehol. I eit enkelt hol kan den tilførte varmen breia seg i det uendelege, medan for eit system med fleire hol, vil borehola påverka kvarandre²². I kaldare strøk kan det med fordel tilbakeførast meir varme ned i grunnen, enn det som blir tatt ut. Temperaturen i grunnen vil då kunne hevast i løpet av nokre år, og effektiviteten til varmepumpa vil auka [Skarphagen, H., 2010].

I dette tilfellet, kor solfangar ladar borehol, kan alle typar solfangarar bli brukt, sjå kapittel 3.2.1, på grunn av låg systemtemperatur. Det er likevel nokre typar som utmerker seg. Plane solfangarar utan dekklag og asfalsolfangarar kan vera aktuelle for eit slikt system, på grunn av temperaturkrav og investeringskostnader. Plane solfangarar utan dekklag har i tillegg høgare verknadsgrad enn dei med dekklag for låge temperaturar.

²² NIVA, Norsk institutt for vannforskning, har utreda og simulert eit anlegg som kombinerer energibrønner med varmeuttak frå uteluft for lading av brønnane i sommarsesongen. I følgje Helge Skarphagen, NIVA, blei sparingane ganske store, ved at brønnane kunne setjast tettare (viktig parameter i byar, grensa plass) og 33 % av borehola kunne kuttast på grunn av lading (lågare investering). Store anlegg er godt egna for lading. Volumet aukar i 3. potens, varmetapande areal som omsluttar energiparken aukar i 2. potens [Skarphagen, H., 2010].



Figur 31: Bilete til venstre viser eit forslag på boreholsbasert energilager i kombinasjon med eit solfangarsystem integrert i ein kunstgrasbane [NIVA, 2009]. Figur til høgre illustrerer varmetapet i forhold til ulike areal [Stene, J., 2009].

Positive sider ved kombinasjonen

- Auka temperatur i boreholet; redusert energibruk for varmepumpene.
- Redusert netto varmeuttak frå boreholet.
- Låge temperaturkrav mogleggjer ei lang driftsperiode for solfangaren.
- Solfangaren og varmepumpa kan operera kvar for seg, solfangaren kan levera varme til berggrunnen, sjølv når varmepumpa ikkje er i bruk.
- Det er låg risiko for å få for høg temperatur inn i fordamparen, sidan solvarmen fyrst passerer boreholet.
- Dette er den enklaste måten å kombinera solfangar og bergvarmepumpe [Kjellsson, E., 2009].

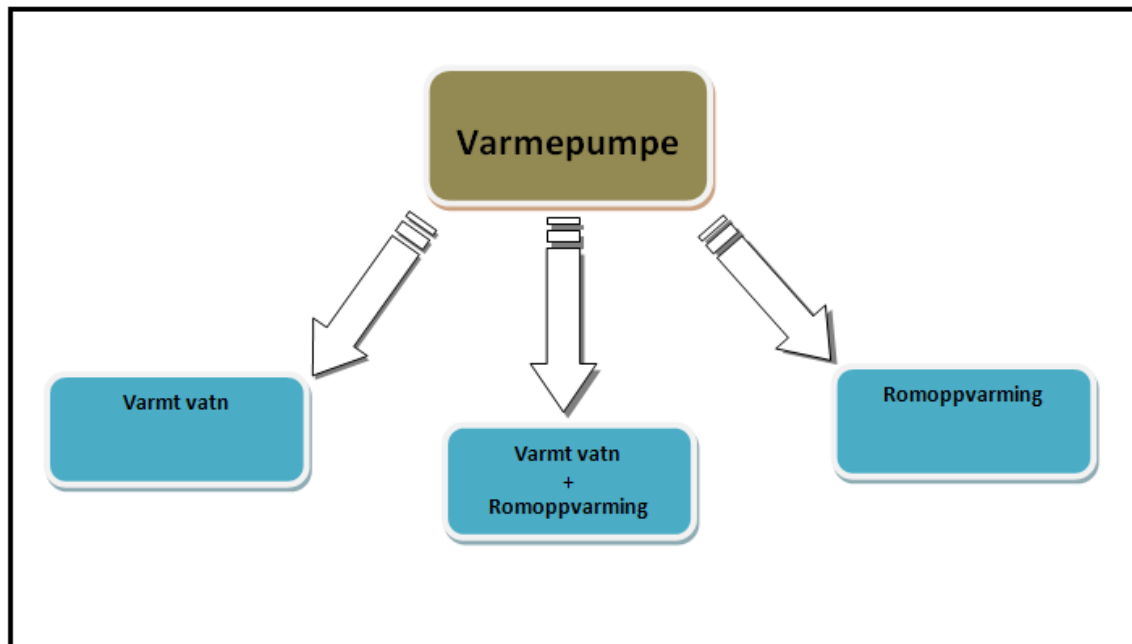
Negative sider ved kombinasjonen²³

- Elektrisitetsbruken til sirkulasjonspumper kan overstiga spart energi til varmepumper. Svært viktig med god regulering.
- Borehol har grensa kapasitet til å kjøla solfangaren, og dette kan setja ei grense for maksimal effekt på solfangaren. Viss temperaturen i solfangaren er høg og varmen blir lada direkte ned i eit borehol som ikkje har nok kjølekapasitet, vil temperaturen i solfangaren auka. Resultatet er auka tap og reduksjon i verknadsgrad.

²³ Negative sider ved kombinasjonen: Rapporten tar ikkje for seg kjøling. Men nemner likevel at ved system med store kjølelastar, og varmepumpa blir brukt til kjøling, kan nokre gonger solfangaren bli skrudd av på grunn av for høge temperaturar i brønnen.

8.2 Varmepumpe

I dette kapitlet vil det bli vurdert tre ulike løysingar for bruk av varmepumpe for større bygningar; varmt vatn, romoppvarming og kombinasjon av dei to, sjå figur 32. Det er vanleg å dimensjonera varmepumper for 40 – 70 % av netto effektbehov ved dimensjonerande utetemperaturar.



Figur 32: Ulike løysingar for bruk av varmepumpe ved ulike varmebehov.

8.2.1 Varmepumpe berre til romoppvarming

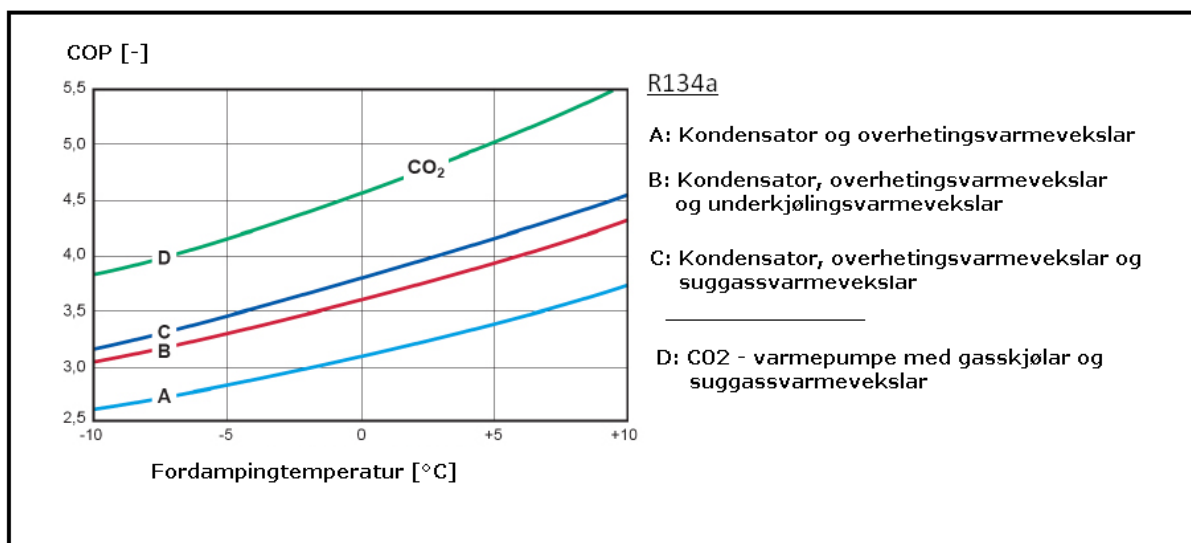
For å få høgast mogleg effektfaktor ønskjer ein minst mogleg temperaturdifferanse mellom varmeopptak og varmesystem. Dermed blir det anbefalt at eit lågtemperatur varmesystem blir nytta; lågtemperatur radiator og / eller golvvarme. Turtemperaturen ut til varmesystemet kan dermed grensast til omlag 45 °C, og dette opnar for moglegheiter innan val av arbeidsmedium til varmepumpe.

Alle dei omtalte media i kapittel 4 kan oppfylle kravet til 45 °C, men med ulik resultat i effektfaktor. Ammoniakk er det arbeidsmediet som kan oppnå teoretisk høgast effektfaktor. Effektiviteten avhenger sjølvsagt av dimensjonering og systemutforming. Ammoniakk kjem i tillegg svært godt ut med tanke på miljøegenskapar. Dette mediet har derimot ein del sikkerheitsaspekt det må bli tatt omsyn til.

8.2.2 Varmepumpe berre til varmt tappevatn

Ved bruk av varmepumpe til å produsera varmt forbruksvatn er det behov for høgtemperatur arbeidsmedium. For større bygningar kan det vera aktuelt å ta i bruk R134a, R717 eller R744, som alle kan koma opp i 70 °C, sjå kapittel 4.

For å betra varmepumpeprosessen, kan det nyttast fleire varmevekslarar i varmepumpekretsen. Figur 33 viser ei framstilling av R134a med ulike varmevekslarar, og CO₂ med suggassvarmevekslar. Framstillinga viser at CO₂ er klart best ved framstilling av varmt tappevatn. Dette arbeidsmediet kan i tillegg produsera varmt vatn opp til 90 °C utan behov for tilleggskjelde. For at CO₂ skal oppnå ein god effektfaktor er det svært viktig at inngåande vasstemperatur til gasskjølarer kjem med låg temperatur slik at ein oppnår best mogleg avkjøling.



Figur 33: Illustrasjon av effekt faktoren med 5 °C nettvasstemperatur, 70 °C varmtvasstemperatur og varierende fordampingstemperatur [Stene, J. et al., 2008].

8.2.3 Varmepumpe til rom- og tappevassoppvarming

Ved bruk av varmepumpe til rom- og tappevassoppvarming kan ein nytta eit eller to ulike varmepumpesystem. Ved å ta i bruk to ulike typar; ein til romoppvarming og ein til varmt tappevatn, vil ein få god tilpassing til den temperaturen varmesystemet etterspør. Er det eit relativt stort tappevassforbruk, kan CO₂ som arbeidsmedium nyttast ved oppvarming av varmtvatn. Varmepumpa til romoppvarming, kan vera som evaluert i kapittel 8.2.1, ammoniakk.

Ved å ta i bruk ein type varmepumpe, kan det nyttast varmevekslarar for å betra prosesseffektiviteten. På denne måten kan ein greia å nytta seg av den høge temperaturen etter kompressor og av varme ved ulike temperaturnivå. Det kan nyttast suggassvarmevekslar, underkjølingsvarmevekslar og overhetingsvarmevekslar.

Val av systemløsning er veldig avhengig av tappevassbehovet.

8.3 Kombinasjonar: Solfangar + varmpumpe + lagring

Det finst mange alternative kombinasjonsløyningar ved bruk av solfangar, bergvarmpumpe og termisk energilagring. I kapittel 8.1 og kapittel 8.2, blei det sett på korleis varmen til solfangar og bergvarmpumpe kunne brukast kvar for seg. Det vil i dette kapitlet bli skissert fire ulike kombinasjonsløyningar av solfangar og bergvarmpumpe. Kombinasjonsløyningane blir gitt namn; kombinasjonsløyning 1, 2, 3 og 4, slik at referering seinare i rapporten blir enklare. I analysedelen av denne rapporten, kapittel 10, vil to av kombinasjonsløyningane bli analysert ved hjelp av sol- og berggrunnssimuleringar.

Løyningane som blir skisserte er ikkje absolutte, men forslag til kombinasjonar. Kvart enkelt prosjekt må evaluerast individuelt. Det er viktig at solfangar og varmpumpa blir dimensjonert og kopla rett i forhold til kvarande, slik at dei spelar på lag og blir køyrt optimalt.

Tilleggskjelda blir ikkje gått særleg inn på i dette kapitlet; fokus er retta mot solfangar og varmpumpe. Det er likevel viktig at systema ikkje blir dimensjonerte for å dekkja 100 % effekt. Dimensjoneringa avhenger mykje av type bygg og klima.

8.3.1 Kombinasjonsløysing 1: Solfangar (varmt tappevatn + berggrunnen) + varmepumpe (romoppvarming)

Denne løysinga tar for seg solfangar, som primært skal varma opp varmt vatn, og varmepumpe for romoppvarming. Ved overskot av sol i forhold til bruk, blir varmen frå solfangaren pumpa ned i brønn. Pumping ned til borehol, kan og skje om solfangaren ikkje greier å oppfylla temperaturkrava, vinterstid. Det er alltid veldig viktig å ta i bruk sirkulasjonspumper med god verknadsgrad, slik at vinninga med høgare fordampingstemperatur ikkje blir eten opp av større energibruk til sirkulasjonspumpene.

I skildringa til dei to løysingane, solfangar til varmt vatn og solfangar til berggrunnen, i kapittel 8.1.1 og kapittel 8.1.5, blei det anbefalt henholdsvis plan solfangar, og plan solfangar utan dekklag og asfaltsolfangar. Primærøppgåva i denne løysinga er å varma forbruksvatn, og difor blir det anbefalt å nytta plan solfangar.

For varmepumpa, som skal levera varme til romoppvarming, blir det anbefalt å ta i bruk ei ammoniakkvarmepumpe. I og med at ammoniakk er giftig, brennbart / eksplosivt i visse blandingsforhold og har ei skarp stikkande lukt er kravet til sikkerheit stort. Rapporten tar for seg større bygningar, og då er det å føretrekka god prosesseffektivitet, noko som dette arbeidsmediet kan bidra til. Ammoniakk har i tillegg gode miljøegenskapar, ingen GWP-verdi, i forhold til HFK-media.

Påverknad borehol

I denne løysinga blir dumping av solvarme nytta; ved for låge temperaturar til bruk for varmt tappevatn og når behovet er metta. Ved dumping av varmen, vil det bli temperaturauking i grunnen, og varmepumpa kan arbeida med betre driftsforhold. Temperaturauking heng saman med fleire faktorar, til dømes grunnforholda, brønnkonfigurasjon og varmebehovet.

Positive sider ved kombinasjonen

- Auking i grunntemperaturen, som gir betre driftsforhold for bergvarmepumpa.
- Solfangaren dumpar varmen i grunnen, når det ikkje er behov for han i varmesystemet. Dette fører til at solfangaren får ei relativt lang driftstid.
- Varmepumpa blir nytta for lågtemperatur romoppvarming, noko som gir ein relativ god effektfaktor.

Negative sider ved kombinasjonen

- Energibruken til sirkulasjonspumper kan overstiga innsparinga i energi til varmepumpa.
- Solfangar blir brukt til å produsera varmt forbruksvatn, noko som krev høge temperaturar og resulterer i lågare verknadsgrad.
- Vinterstid, då solfangaren ikkje greier å levera temperaturkravet til tappevatn, blir berre tilleggskjelde brukt, elektrisk kolbe, noko som fører til relativt stort behov for elektrisk energi.

8.3.2 Kombinasjonsløyising 2: Solfangar (berggrunnen) + varmepumpe (romoppvarming + varmt tappevatn)

Solfangaren i denne løyisinga skal berre bli brukt til å lada borehol i berggrunnen, medan varmepumpa skal dekke både rom- og varmt tappevatn. Lesaren vert referert til kapittel 8.1.5, kor det går fram at plan solfangar utan dekklag eller asfaltsofangar vil vera å føretrekka for denne løyisinga. Valet mellom desse to avhenger blant anna av tilgjengelege plasseringsmoglegheiter; er det til dømes stort nok asfaltareal som får tilstrekkeleg med solenergi, eller er sørvendte veggjar / tak for plan solfangar tilgjengeleg.

Varmepumpesystemet i denne løyisinga skal dekke romoppvarming og varmt tappevatn. Ved denne kombinasjonen blir fleire varmevekslarar nytta for å betra prosesseeffektiviteten, for å dra nytte av den høge temperaturen etter kompressor og varme ved ulike temperaturnivå.

Påverknad borehol

Solfangaren i denne kombinasjonsløyisinga skal lada energibrønnane. Med dette vil ein prøva å oppnå at temperaturen i berggrunnen held seg relativt høg.

Positive sider ved kombinasjonen

- Auking i grunntemperaturen gir betre driftsforhold for bergvarmepumpa.
- Solfangaren dumpar varmen i grunnen. Dei låge temperaturkrava fører til at han får ei relativt lang driftstid og god verknadsgrad.

Negative sider ved kombinasjonen

- Energibruken til sirkulasjonspumper kan overstiga innsparinga i energi til varmepumpa.

8.3.3 Kombinasjonsløyising 3: Solfangar (varmt tappevatn) + varmepumpe (varmt tappevatn) + varmepumpe (romoppvarming)

Varmepumpa blir best tilpassa varmesystemet sine temperaturar, om det blir nytta to ulike typar, ein for varmt tappevatn og ein for romoppvarming. Bygningar med spesielt stort varmtvassforbruk, til dømes idrettsbygg kan passa godt til denne løyisinga, kor både solfangar og ei eiga varmepumpe blir brukt til å varma opp varmt tappevatn.

For varmt vatn, blei det i kapittel 8.1.1 anbefalt å nytta plan solfangar eller vakuumsolfangar. CO₂-varmepumper er bra tilpassa system for varmtvassoppvarming. Om vinteren klarer ikkje solfangaren å få høg nok temperatur, og då blir berre varmepumpa brukt. Om sommaren, blir derimot varmepumpa avlasta sidan solfangaren tar store delar av løftet. Dette fører til at varmepumpa under denne perioden får mindre driftsslitasje, og betre forhold under drift [Kjellsson, E., 2009]. For romoppvarming, blir det anbefalt NH₃-varmepumpe.

Påverknad borehol

I denne løyisinga er det ingen lading av energibrønnane frå solvarmesystemet. Det vil derimot bli tilrettelagt for "naturleg lading", ved at tappevassvarmepumpa blir avlasta av solfangaren om sommaren.

Positive sider ved kombinasjonen

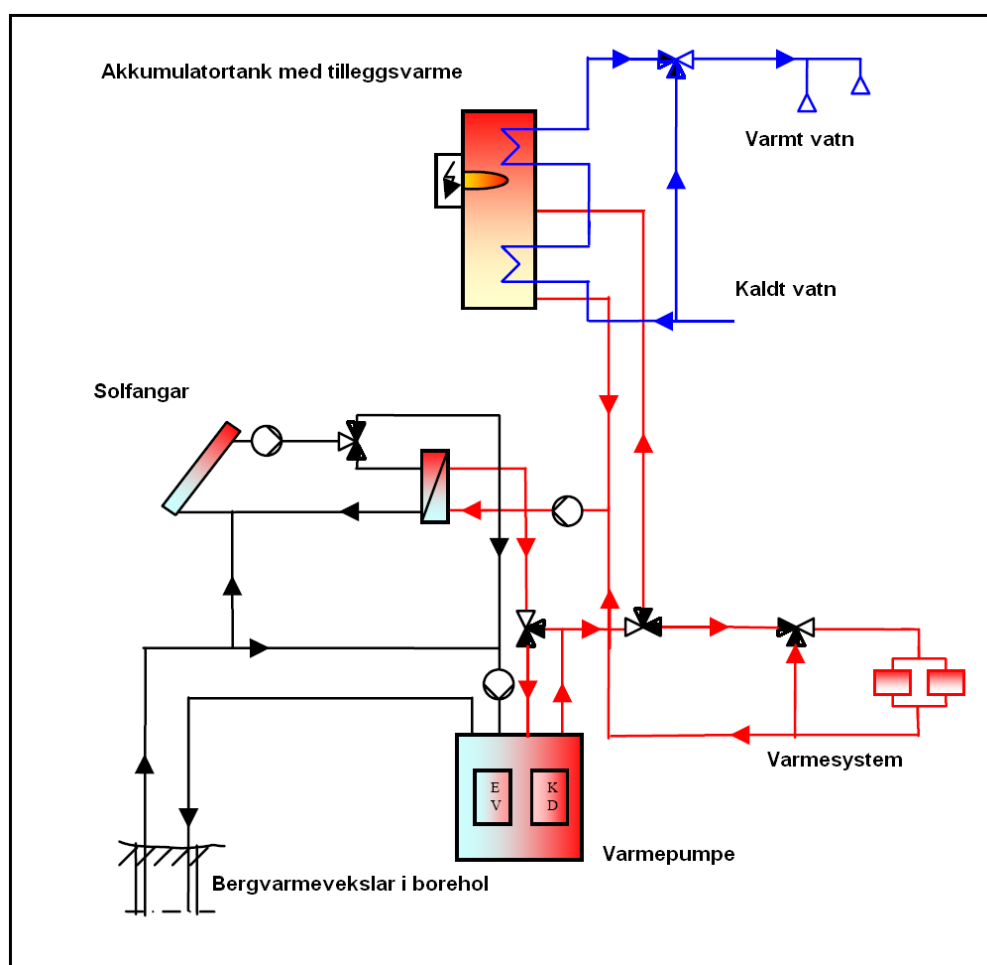
- Varmepumpene er tilpassa temperaturkrava, noko som fører til høg verknadsgrad.
- Solfangaren tar over store delar av varmt tappevatn for varmepumpa om sommaren. Dette sparar varmepumpa for mange korte driftsperiodar, og kan dermed betre driftstidsforholda for varmepumpa.
- Naturleg auking av temperaturen i grunnen, mindre varmeuttak per meter borehol (kWh/m), på grunn av avlasting av varmepumpe.

Negative sider ved kombinasjonen

- Solfangar blir brukt til å produsera varmt forbruksvatn, noko som krev høge temperaturar og resulterer i lågare verknadsgrad.

8.3.4 Kombinasjonsløyising 4: Solfangar (varmt tappevatn, romoppvarming, via varmepumpe eller lada borehola) + varmepumpe (romoppvarming + varmt tappevatn)

Den mest fleksible kombinasjonen er når solfangaren kan bli brukt direkte for oppvarming av varmt tappevatn, romoppvarming, gå via varmepumpa (varma frostvæska inn til fordamparen) eller lada borehola. Solvarmen blir brukt der det er behov for han i det aktuelle tidspunkt [Kjellsson, E., 2009]. Figur 34 viser ein måte å kopla denne løysinga på. Denne koplinga er komplisert.



Figur 34: Illustrasjon på korleis ein kan nytta seg av solvarmen til varmt tappevatn, romoppvarming, via varmepumpa eller lada borehol og varmepumpa (romoppvarming og varmt tappevatn) [Kjellsson, E., 2009].

Evaluering av solfangar i ein slik kompleks systemkombinasjon er viktig. Det er fleire parameter å ta omsyn til, til dømes verknadsgrad, risiko for overoppheting og pris. Temperaturnivå spelar ei viktig rolle for det endelege valet. Dersom solinnstrålinga er større enn behovet eller temperaturen er for låg til å bli tilført akkumulator, kan solfangaren enten bli brukt til å produsera varme som går via varmepumpa eller til å pumpa solvarmen direkte ned i boreholet. Faren ved å dumpa solvarmen til sekundærmediet er at ein kan få for høge temperaturar, spesielt ved bruk av vakuumsolfangar. Ved dumping om sommaren, vil vanlegvis ikkje varmepumpa vera i bruk (avhengig av dekkingsgraden til solfangaren). Dette fører til at det ikkje er noko fare for for høg temperatur til sekundærmediet. Vakuumsolfangar er tydeleg dyrare enn plane solfangarar, og har på si side fordelene med høg verknadsgrad ved høge temperaturar. Det kan visa seg unødvendig dyrt å nytta ein slik fangar til denne kombinasjonsløysinga. Det blir difor anbefalt plan solfangar med dekklag for denne type kombinasjon og dumpingssystem.

Solfangaren skal kombinerast med ei varmepumpe, som skal levera varme til både varmt tappevatn og til romoppvarming. Varmepumpa kan dekkja temperatur til dømes opp til rundt 45 °C, og så kan tilleggskjelde (elektrisk kolbe) ta det siste løftet for varmt tappevatn. Ei anna moglegheit er å nytta overhetingsvarmevekslar.

Påverknad borehol

Boreholet vil ein del av tida bli direkte lada av solfangaren, og dermed få auka temperatur. Når solfangaren andre periodar dekkjer ein del av varmebehovet, blir varmepumpa avlasta, og boreholet får eit redusert netto varmeuttak.

Positive sider ved kombinasjonen

- Solfangaren tar over store delar av tappevassoppvarminga for varmepumpa om sommaren. Dette sparar varmepumpa for mange korte driftsperiodar, og vil dermed betra driftstidsforholda for varmepumpa.
- Fleksibel kombinasjon. Systemløysinga tillet solfangaren å levera varme ved ulike temperaturnivå avhengig av solinnstrålinga. Dette resulterer i redusert temperaturdifferanse mellom solfangarkretsen og omgivande temperatur, og difor auka verknadsgrad til solfangaren.
- Oppretthalding eller aukiing av temperaturen i grunnen, både på grunn av avlasting av varmepumpe og på grunn av tilbakeføring av varme frå solfangar.

Negative sider ved kombinasjonen

- Ved tilbakeføring av varme til grunnen må ein nytta sirkulasjonspumper. Dette er utstyr med låg verknadsgrad, og dermed blir behovet for energi relativt stort om det ikkje er ei god regulering av utstyret, sjå kapittel 6.5.2.
- Eit komplekst varmesystem som medfører store kostnader til prosjektering, investeringar, auka teknisk risiko og risiko for manglande kompetanse hos driftspersonell.

9 Skadberg skole

Skadberg skole har i denne oppgåva blitt nytta som eit case-bygg. I masteroppgåva er det fokusert på store bygg, ein bygningskategori som mange skular fell inn under. Skadberg skole er ein bygningsmasse som består av skulebygg og gymbygg. Gymbygget har lang brukstid, noko som fører til stort behov for varmt tappevatn. I sum gjer dette bygget interessant å analysere med kombinasjonen solfangaranlegg og bergvarmepumpe.

Case-bygget blei brukt som grunnlag for driftstider og varmebehov, og ei plassering med eit gitt klima. To av kombinasjonane som blei gjennomgått i kapittel 8.3, vil bli simulert ved hjelp av solsimuleringsprogrammet TSOL og berggrunnssimuleringsprogrammet EED. Simuleringsprogramma er beskrevet i vedlegg 7.

9.1 Generell informasjon

Skadberg skole er under prosjektering, og vil bli plassert i Sola kommune i Rogaland. Det skal vera plass til 600 elevar.

Tabell 4: Arealfordeling for Skadberg skole.

Oppvarma BRA [m ²]	Bygg A	Bygg B Gymbygg	Bygg C	Bygg D	Bygg E	Bygg F	Midtsone	Totalt
Totalt	1 249,7	2 154,6	1 051,7	1 229,8	1 204,2	1 098,5	2 642,8	10 631,3

Prosjektert bygg er omlag 15 % betre enn energirama i byggeforskrift [Multiconsult, a]. Lågtemperatur golvarme (38 / 33 °C) skal nyttast. Det blir i kapittel 10 sett på kombinasjonsløyning for bruk av solfangar og bergvarmepumpe.

9.2 Romoppvarming

Energi- og effektbehovet for bygningen, Skadberg skole, blei rekna ved hjelp av simulering i SIMIEN²⁴. Det blei simulert for kategorien skule i simuleringsprogrammet. Gymbygget blei lagt inn som eiga sone.

9.2.1 Energibehov

Tabell 5 viser oversikt over energibehov for romoppvarming ved Skadberg skole.

Tabell 5: Årssimulering, Skadberg skole.

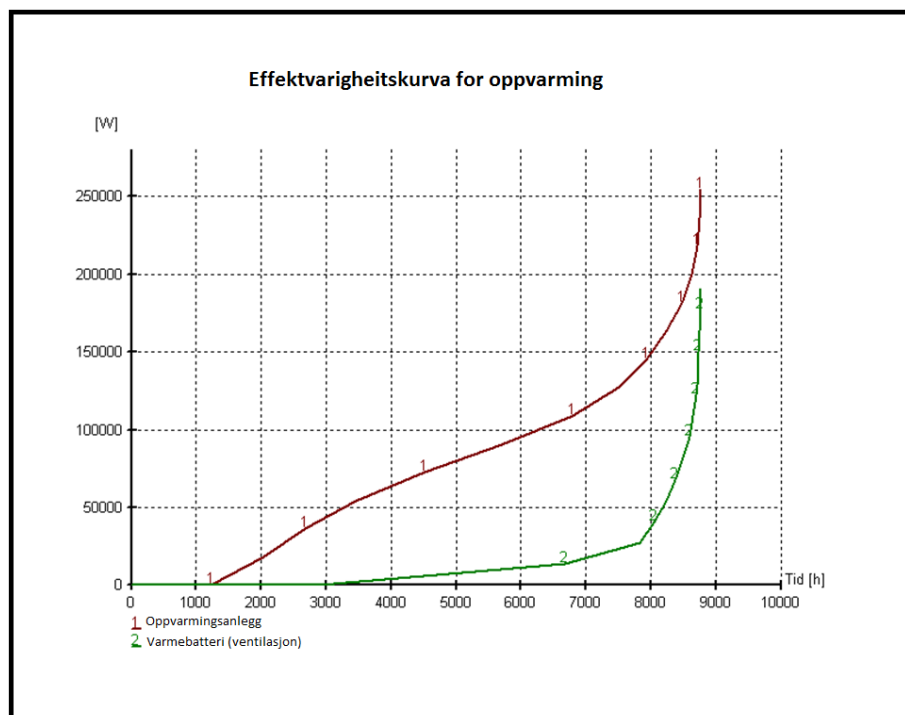
	Spesifikt energibehov [kWh/m ²]	Energibehov [kWh/år]
Energibehov	33,2	281 637

9.2.2 Effektbehov

Tabell 6 viser oversikt over effektbehovet for romoppvarming ved Skadberg skole.

Tabell 6: Effektbehov, Skadberg skole.

	Netto effektbehov	Brutto effektbehov
Effektbehov [kW]	152	268



Figur 35: Effektsvarigheitskurva for Skadberg skole, oppvarming (årssimulering). Kurva blir vanlegvis vist speglvendt, men her er ho er tatt direkte frå simuleringsprogrammet SIMIEN.

²⁴ Det er blitt gjennomført ei simulering ved Multiconsult. Det har blitt gjort nokre tilpassingar til denne simuleringa for bruk vidare i oppgåva. Driftstider for skulesonene blei lagt inn som 07 – 17, og for gymsona 07 - 19.

9.3 Varmt tappevatn

Det har blitt rekna energi- og effektbehov for Skadberg skole.

9.3.1 Energibehov

Energibehovet for varmt tappevatn kan reknast ut med ulike metodar. Talgrunnlaget for vidare simulering blir rekna med utgangspunkt i NS 3031 sine standardverdiar, og at gymbygget byggar på erfaringsverdiar, sjå vedlegg 5 for utrekning. Det blir meir nøyaktig å rekna på denne måten, enn å inkludera heile bygningsmassen ved bruk av standardverdiar. Dette heng saman med at ein kan ta omsyn til tal på dusjar og vasskrevjande utstyr, og at gymbygget blir brukt kveldstid og laurdagar.

Skadberg skole

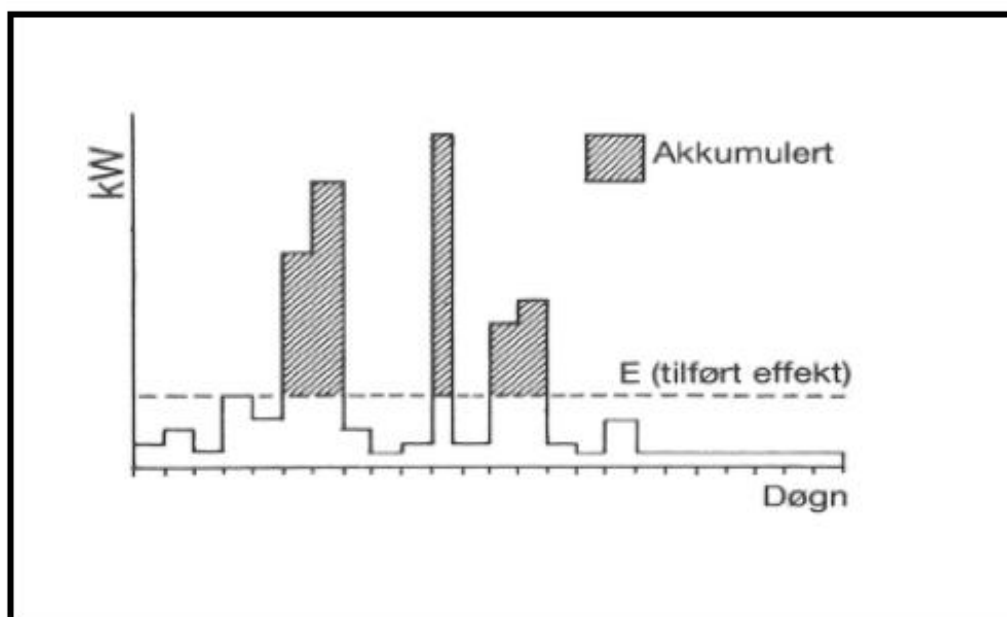
Gymbygget: omlag 145 000 kWh/år

Skulebygget: omlag 85 000 kWh/år

Totalt energibehov til varmt tappevatn, Skadberg skole: omlag 230 000 kWh/år

9.3.2 Effektbehov

Avhengig av bruksmønsteret til bygningen, vil effektbehovet til varmt tappevatn variere svært mykje. Det vil særleg vera variasjonar over dagen, men og over veka / månaden, sjå figur 36. Det er dermed svært viktig å installera akkumulatortankar for lagring av varmt tappevatn. Store momentane effektbehov over kort driftstid for varmt tappevatn forklarar viktigheita av akkumulatortank.



Figur 36: Illustrasjon av variasjonen i tappevassbruken over døgnet [VVS – utviklingssenter, 1995].

Momentant effektbehov

Det momentane effektbehovet, er avgjerande for val av type varmtvassforsyning. Ein kan velja direkte oppvarming, akkumulering eller ei kombinasjon av dei to. I denne rapporten, ved Skadberg skole, skal det vera akkumulatortankar. Forholdet mellom det momentane og det midla effektbehovet viser at dette er eit fornuftig val.

Maksimal samtidig vassmengde:

$$q_s = q_1 + 0,015 \cdot (Q - q_1) + 0,17 \cdot \sqrt{Q - q_1} \quad [\text{Novakovic, V. et al., 2007}] \quad [9.1]$$

q_s = maksimal samtidig vassmengde [l/s]

Q = summen av alle normalvassmengde [l/s]

q_1 = normalvassmengde til største tappestad [l/s]

Ved å ta utgangspunkt i normalvassmengde i tabell 7, kan ein rekna ut maksimal samtidig vassmengde.

Tabell 7: Normalvassmengder for ulike tappestadar [Novakovic, V. et al., 2007] og [Multiconsult, b].

Tappestad	Tal [-]	Normalvassmengde [l/s]	Sum [l/s]
Dusj	33	0,2	6,6
Servant	52	0,1	5,2
Oppvaskbatteri – kjøkken	5	0,2	1
Batteri til utslagsvask	10	0,2	2
Vask med renne	22	0,2	4,4
		SUM	19,2

Ved verdiar for Q ($Q = 19,2$ l/s) og q_1 ($q_1 = 0,2$ l/s), blir den maksimale samtidige vassmengda ved Skadberg skole, $q_s = 1,23$ l/s.

Det momentane effektbehovet, P , blir rekna ut etter:

$$P = q \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_v - t_k) \quad [9.2]$$

q = vassmengd [m^3/s]

$$1,23 \text{ l/s} = 1,23 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$$

c_p = spesifikk varmekapasitet til vatn [$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]

$$4,2 \text{ kJ} / (\text{kg} \cdot \text{K})$$

ρ = tetthet til vatn [kg/m^3]

$$1 \text{ 000 kg} / \text{m}^3$$

t_v = varmtvasstemperatur [$^{\circ}\text{C}$]

$$45 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

t_k = kaldtvatn, temperatur [$^{\circ}\text{C}$]

$$5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Tabell 8: Varmtvastemperaturar i sanitæranlegg [Novakovic, V. et al., 2007].

Utstyr	Temperatur
Bad og dusj	40 °C eller lågare
Servant	-
Kjøkkenoppvask	60 – 70 °C

Det maksimale momentane effektbehovet blir dermed, omlag $P = 200$ kW. Noko som viser viktigheita av akkumuleringstankar.

Middelverdi ved 22 timars drift

Ved bruk av erfaringsverdiar for ulike komponentar / aktivitetar, kan ein rekna middelverdi ved 22 timars drift, omlag $P_m = Q_{\text{tot,døgn}} / 22 = 30$ kW.

Normtal / standardverdiar

Til samanlikning oppgir Enøk Normtall, barne- og ungdomsskole utan gymsal: $10 \text{ W} / \text{m}^2$ [ENOVA, 2004], noko som tilsvarer omlag $P = 100$ kW og NS 3031 oppgir standardiserte inndata for kontrollrekning mot offentlege krav, som fører til omlag $P = 80$ kW.

Effektbehov for oppvarming av varmtvatn heng saman med akkumuleringsvolum, og difor er desse talverdiane berre rettleiande.

9.4 Skadberg skole, aktuell for solvarme og bergvarmepumpe?



Figur 37: Illustrasjon over Skadberg skole på Sola [Multiconsult, c].

Solfangar og bergvarmepumpe kan inngå i fleire alternativ til systemløsning, som gjer at krava i teknisk forskrift blir oppfylt. Ved evaluering av energikjelder, er det viktig å tidleg avklara lokale og bygningsmessige forhold som kan påverka valet.

Solforhold

Skadberg skole er plassert i Sola kommune i Rogaland. Figur 3 og figur 4 i kapittel 3.1 viser at området har relativt gode solforhold. I tillegg har ein mykje tilgjengeleg areal på taket av bygningsmassen som kan brukas til plassering av solfangarane.

Grunnforhold

Kor mykje energi som kan hentast ut frå ein energibrønn avhenger av berggrunnen sine termiske eigenskapar. Viktige eigenskapar er varmeledningsevne, temperatur og termisk gradient. Det er vanleg å anta at temperaturen i grunnen er ei til to grader høgare enn middel lufttemperatur gjennom året. Sola sin gjennomsnittlege lufttemperatur er 7,4 °C, og temperaturen i grunnen kan ein då anta er omtrent 8,4 – 9,4 °C. På 20 – 30 m djup vil temperaturen vera stabil og uavhengig av årstidsvariasjonane [Stene, J., 1997 b].

I følgje NGU sin grunnvassdatabase er det ikkje grunnvassressursar i dette området. Lausmassen er tjukk morene. Berggrunnen er samansett av granitt, grandioritt, tenolitt og stadvis foliert gneis, katakataklastisk deformerte gneisar [NGU].

Granittisk gneis har for tre ulike målingar i Sola, termisk konduktivitet på 2,98 W/mK, 2,84 W/mK og 2,77 W/mK. Dette er målingar på små bergartsprøvar, og er difor berre ein indikasjon på bergarten si reelle varmeledningsevne. Andre målingar gjort i Stavanger-området viser omlag dei same verdiane. Termisk konduktivitet på 2,5 – 3 W/mK er bra, under 2 W/mK er dårleg og over 3 W/mK er veldig bra [Hana, M., 2009, b]. For desse bergartsprøvane er den termiske konduktiviteten bra. Den termiske konduktiviteten seier noko om varmeoverføringa i grunnen. Det er vanskeleg å sei noko konkret om berggrunnen ved Skadberg skole, sidan ein ikkje har målingar frå den aktuelle plasseringa, men ein kan anta at varmeeigenskapen for berggrunnen er bra.

Energi- og effektbehov

Energibehovet til varmt tappevatn utgjer over 80 % av energibehovet til romoppvarming, dette er ein relativ stor del samanlikna med andre bygningstypar som fell inn under samleomgrepet større bygningar. Grunnen til at skulen har eit høgt behov for varmt tappevatn kan tilskrivas at det er eit gymbygg i tilknytning til skulen, og at dette bygget og blir brukt utover skuletida. Tappevassbehovet er relativt stabilt over året, med unntak av lang sommarferie.

Driftstid

Skadberg skole har ei relativ låg driftstid samanlikna med andre store bygningar. Dette skyldast at bygningsmassen inneheld ein skule og eit gymbygg, som begge har lange skuleferiar. Solinnstrålinga er høgast om sommaren når skulen og gymbygget held stengt. Det vil vera behov for korttidslagring ved akkumulering over døgnet, i tillegg til langtidslagring kor ein tar vare på sommarvarmen.

Multiconsult gjorde ei mogleghetsstudie for solfangaranlegg. Korte driftstider førte til dårleg nytting av varmen. Konklusjonen var at solfangaranlegget som blei simulert / prosjektert ikkje ville bli økonomisk forsvarleg [Multiconsult, a].

Evaluering

Dette bygget er plassert godt både i forhold til solvarme og bruk av bergvarmepumpe. Det er av andre funne uøkonomisk å berre ta i bruk solvarme. Kombinasjon av solfangarsystem og bergvarmepumpesystem kan betra driftsforholda for begge systema. Det er derimot ikkje sikkert at ein vil finna fram til ein økonomisk optimalisert løysning kor begge desse systema inngår.

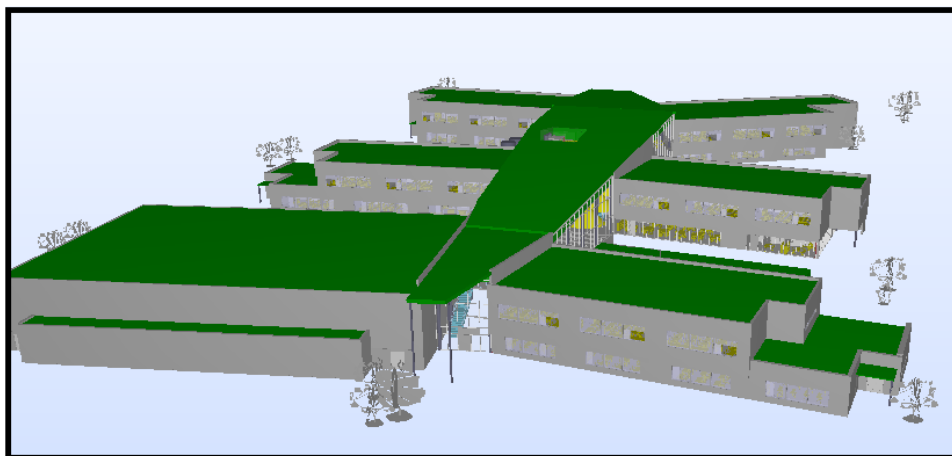
I kapittel 10 vil to ulike systemkombinasjonar for Skadberg skole bli analysert ved hjelp av sol- og berggrunnssimulering.

10 Vurdering av ulike kombinasjonsløyningar for Skadberg skole

I beskrivinga av systemkombinasjonar, kapittel 8.3, blei fire ulike kombinasjonar gjennomgått. Det vil i dette kapittelet bli tatt ei teknisk- og økonomisk vurdering av hovudprinsippa i kombinasjon 2 og kombinasjon 3. Denne vurderinga vil ta utgangspunkt i Skadberg skole på Sola, og kombinasjonsløyningane blir dermed tilpassa denne bygningsmassen.

For Skadberg skole er stor del av varmebehovet, oppvarming av varmt tappevatn. Det vil difor både i kombinasjon 2 og kombinasjon 3, bli nytta eige varmepumpesystem for varmtvatn (med CO₂ som arbeidsmedium) og eige varmepumpesystem for romoppvarming (med NH₃ som arbeidsmedium) i den tekniske simuleringa. Dette er annleis enn kva som er beskrive i kombinasjonsløyningane, som var meir generelle. Simuleringa må ta omsyn til case-bygget sine eigenskapar.

Figur 38 viser oversikt over Skadberg skole. Taket er tenkt som lokasjon for solfangarane. Dette er av flat utforming, og ved bruk av stativ kan ein få den vinklinga og retninga ein ønskjer. Det er tilstrekkeleg med areal for alle simulerte solfangarsystem; over gymbygget er takarealet omlag 1 600 m² og kvar av dei fem fløyene har omlag 650 m² tak.



Figur 38: Skadberg skole – illustrasjon / oversikt over bygningsmassen [Multiconsult, d].

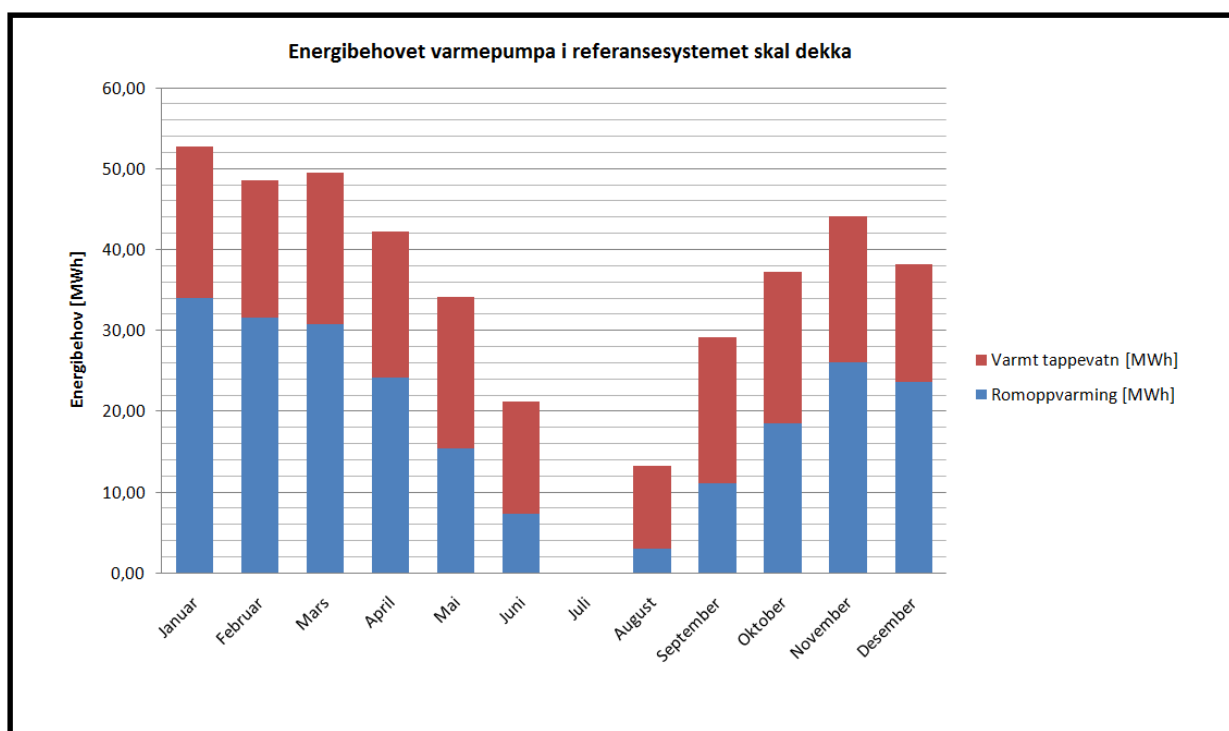
Kombinasjonane som blir simulerte er relativt enkle samanlikna med kombinasjonsløyning 4. Kombinasjonsløyning 4, kor energien frå solfangarsystemet blir brukt direkte for oppvarming av varmt tappevatn, romoppvarming, går via varmepumpa eller ladar borehola, er den mest fleksible løyninga. Grunnen til at det likevel er valt å berre simulera desse løyningane, heng saman med grense i forhold til simuleringsprogram og tid. Det er ikkje mogleg å samankopla dei nytta programma, noko som gjer simuleringane svært tidkrevjande. Ein må iterera seg fram og tilbake mellom fleire program for å i det heile tatt få resultat.

Simuleringane for kombinasjonane vil bli gjort med to ulike simuleringsprogram; solsimuleringsprogrammet; TSOL Expert 4.5 og berggrunnssimuleringsprogrammet; EED, sjå beskriving av programma i vedlegg 7. Det vil bli simulert eit referansesystem i EED, som tar utgangspunkt i at eit varmepumpesystem skal dekkja grunnlasta for oppvarming av varmt tappevatn og romoppvarming; CO₂-varmepumpesystem til varmt vatn og NH₃-varmepumpesystem til romoppvarming.

10.1 Referansesystem: Varmepumpe til romvarme og varmt tappevatn

Referansesystemet, eit varmepumpesystem, skal dekke grunnbehovet til varmt tappevatn og romoppvarming. Systemet vil ikkje få noko avlastning eller dumping av varme til brønnen, og dermed vil temperaturen i brønnen gradvis bli redusert. Dette fører igjen til at bergvarmepumpa vil arbeida med dårlegare forhold etter som tida går.

Figur 39 viser energibehovet fordelt over året, som skal dekkast av bergvarmepumpa. Det er tatt omsyn til ferieavvikling og varierende behov i forhold til utetemperatur (bruk av energigraddagar), sjå vedlegg 5 for utrekning.



Figur 39: Oversikt over energibehovet varmepumpa i referansesystemet skal dekke.

10.1.1 EED simulering, referansesystem

Referansesystemet har blitt simulert i EED, for inndataverdiar sjå vedlegg 10.

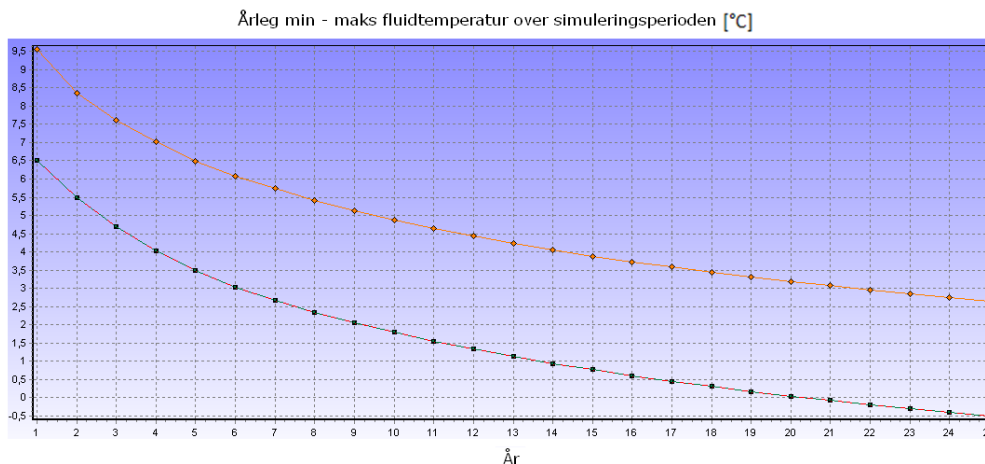
Det blei nytta optimaliseringsfunksjonen i EED, sjå vedlegg 7, som kom med to ulike løysingar til brønnskonfigurasjon; open og fylt rektangel. På bakgrunn av at det er ønske om å sjå på lagring av den termiske energien, vil ein i denne rapporten nytta fylt rektangel. Det blei fleire alternative simuleringresultat med fylt rektangel. Det blei valt å gå vidare med konfigurasjonen som hadde minste totale brønns lengde. Dette gjeld for alle kombinasjonsløyningane som blei simulert i EED.

Tabell 9: Referansesystem – Talgrunnlag etter å ha brukt optimaliseringsfunksjonen, EED.

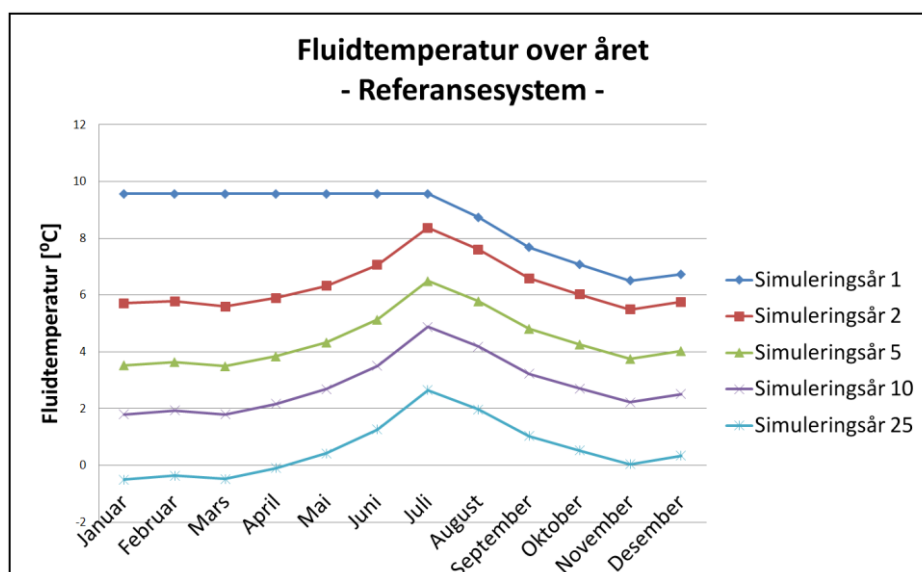
Forklaring	Verdi
Konfigurasjon, borehol	Rektangel, 4 x 5
Tal på borehol [-]	20
Boreholdjup [m]	250
Total lengde, borehol [m]	5 000
Mellomrom mellom borehol [m]	8

*For videre simulering, når solfangar blir tatt i bruk; kombinasjonsløsning 2 og 3, vil dette talgrunnlaget bli brukt.

Tabell 9 viser simuleringsresultatet etter bruk av optimaliseringsfunksjonen for referansesystemet, og viser at optimal djupleik på borehol er på heile 250 m. Den totale lengda på borehol omlag 5 000 m. Investeringskostnaden avhenger mykje av lengde borehol, og ein vil i dei to andre simuleringane; kombinasjonsløsning 2 og kombinasjonsløsning 3, sjå kva solfangarsystemet vil ha og sei for lengde borehol. Kostnaden av dette og samanlikning av dei ulike kombinasjonane, vil bli sett nærare på i kapittel 10.6.5.



Figur 40: Referansesystem: Årleg min – maks fluidtemperatur over simuleringsperioden.



Figur 41: Referansesystem: Fluidtemperatur over året, for ulike simuleringsår.

10.2 Kombinasjonsløyising 2: Solfangar (berggrunnen) + varmepumpesystem

Solfangarsystemet i denne løysinga har blitt brukt for overføring av varme til berggrunnen, medan varmepumpesystemet dekkja både rom og varmt tappevatn. Tanken bak å ta i bruk solfangar, var å få til ei lading av berggrunnen. Det har blitt sett på korleis fluidtemperaturen og brønnlengda varierer, og spesielt avviker i forhold til referansesystemet og kombinasjonsløyising 3.

Det er fleire ulike parameter som kan ha verknad på denne kombinasjonen. Dersom strøymingsrata frå solfangarsystemet skal delast mellom alle brønnane i brønnsystemet, kan det føra til låg rate for kvar brønn, medførande lågt Re-tal og dårleg varmeoverføring. Blir rata i solfangarsystemet auka, kan det bli betre overføring til berggrunnen. Utfordringa her er å tilpassa rett strøymingsrate til solfangarsystem, slik at det produserer optimalt med energi, samstundes som ein får god varmeovergang til berggrunnen. Eit anna moment som det er viktig å ta omsyn til, er at ved auka hastigheit vil trykkfallet i systemet auka, noko som medfører auka energibehov til sirkulasjonspumper.

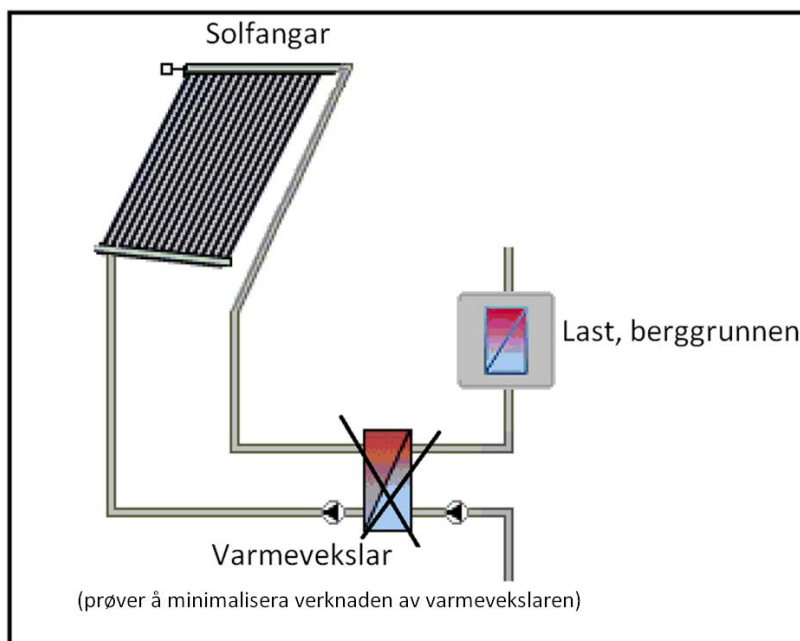
Solfangaren sin effektivitet er avhengig av returtemperaturen frå lasta, brønnane. Dette er ein varierende parameter på grunn av lading av brønnsystemet. Det er ved referansesystemet 20 brønnar, noko som fører til at borehola påverkar kvarandre. I eit enkelt hol kan varmen breia seg i det uendelege. På grunn av at både returtemperaturen frå brønnen og effektiviteten til solfangaren er avhengige av kvarande, er det i denne kombinasjonsløyisinga gjort ei iterasjonsprosess ved kombinasjon av både TSOL og EED. Iterasjonsprosessen tok utgangspunkt i fluidgjennomsnittstemperaturen frå referansesystemet i simuleringsår 10, frå EED simuleringa. Denne blei brukt som returtemperatur i solsimuleringa, og ein fekk då ut solsystemproduksjonen, som varma berggrunnen. Nok ein gong blei tal mata inn i EED programmet, for å rekna ut fluidgjennomsnittstemperaturen. Dette blei gjort manuelt, og var svært tidkrevjande.

Det er blitt simulert for tre ulike driftsperiodar for oppvarming av berggrunnen av solenergi; heile året, november til april og frå april til september. Grunnen til at det blei valt å simulera med ulike driftsperiodar, var for å kunne sjå forskjell i ulik bruk av sirkulasjonspumpa og oppvarming av berggrunnen. Ved å redusera oppvarminga av berggrunnen frå solfangarsystemet vil fluidtemperaturen og dermed fordampingstemperaturen bli redusert. Frå november til april er det relativ låg temperatur i grunnen, så det var av interesse å tilføra varme. Perioden har derimot relativ liten produksjon av solenergi på grunn av mykje mørke. Temperaturen i grunnen frå april til september var frå før relativ god, og solenergiproduksjonen var høgare enn for den andre driftstida.

I EED blei det tatt ei optimalisering av brønnskonfigurasjonen, slik at optimal brønnlengde for kombinasjonsløyising 2 kunne samanliknast med dei andre løysingane.

10.2.1 Kombinasjonsløsning 2 – simulering ved TSOL

Figur 42 viser oppsettet som blei brukt i TSOL, for simulering av kombinasjonsløsning 2.

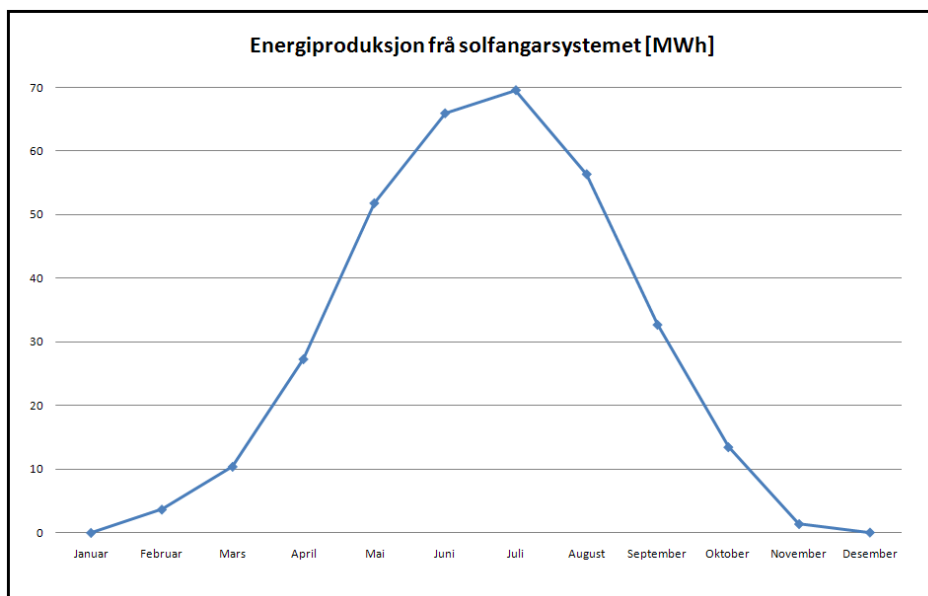


Figur 42: Kombinasjon 2. Oppsett i TSOL.

Denne kombinasjonsløsninga nytta solvarme for å varma opp berggrunnen. Det er då nødvendig å nytta sirkulasjonspumper, men desse kan ikkje styrast eller justerast i TSOL. Det blir dermed sett på sirkulasjonspumpene i eige kapittel, sjå kapittel 10.2.3.

Simuleringsutfordring med kombinasjonen

Brønnen sin temperatur varierer med uttak / dumping av varme, og påverking frå andre brønnar. Samstundes er effektiviteten til solfangarsystemet avhengig av returtemperaturen frå brønnen. Det er vanskeleg å få til ei god dynamisk samanheng mellom temperaturen i brønnen og returtemperaturen til solfangarsystemet. Difor har det blitt utført ein omfattande iterasjonsprosess som er beskrive i vedlegg 8.



Figur 43: Energiproduksjon [MWh] frå solfangarsystemet, etter 17. og siste iterasjon. Kombinasjonsløsning 2.

Figur 43 illustrerer energiproduksjonen over året frå solfangarsystemet, for 17. iterasjon. Dette var den siste iterasjonen som blei gjort i TSOL, då ein såg at både temperaturen i brønnen og produksjonen i solfangarsystemet konvergente. Totalt produsert solenergi, som blir brukt til å varma opp berggrunnen, blei funnen til 333 MWh, med ein resulterande gjennomsnittleg fluidtemperatur på omlag 10 °C.

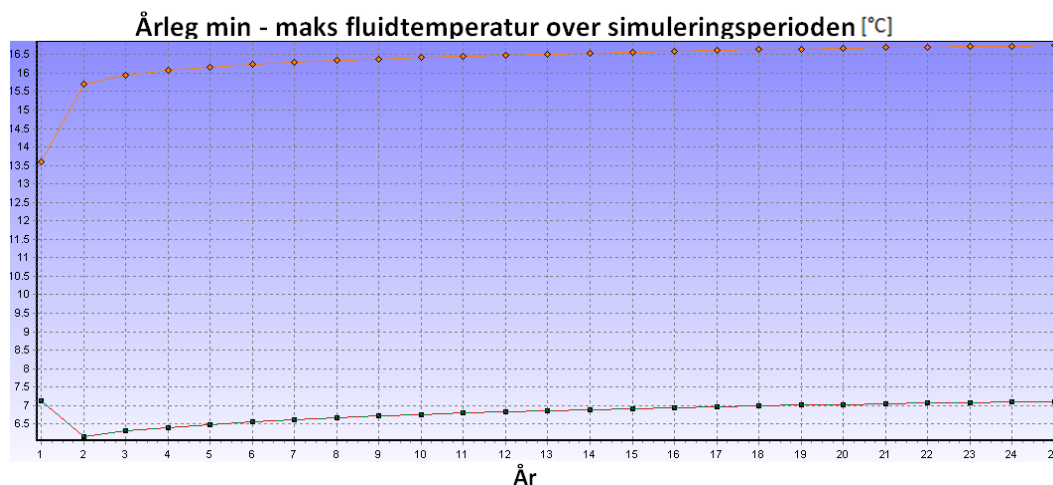
Grensingar med TSOL i forhold til denne kombinasjonsløsning

For kombinasjonsløsning 2 var det i kapittel 8.1.5 anbefalt å nytta solfangar utan dekklag eller asfaltsolfangar, hovudsakleg på grunn av pris. Det var ikkje mogleg å nytta asfaltsolfangar i simuleringa.

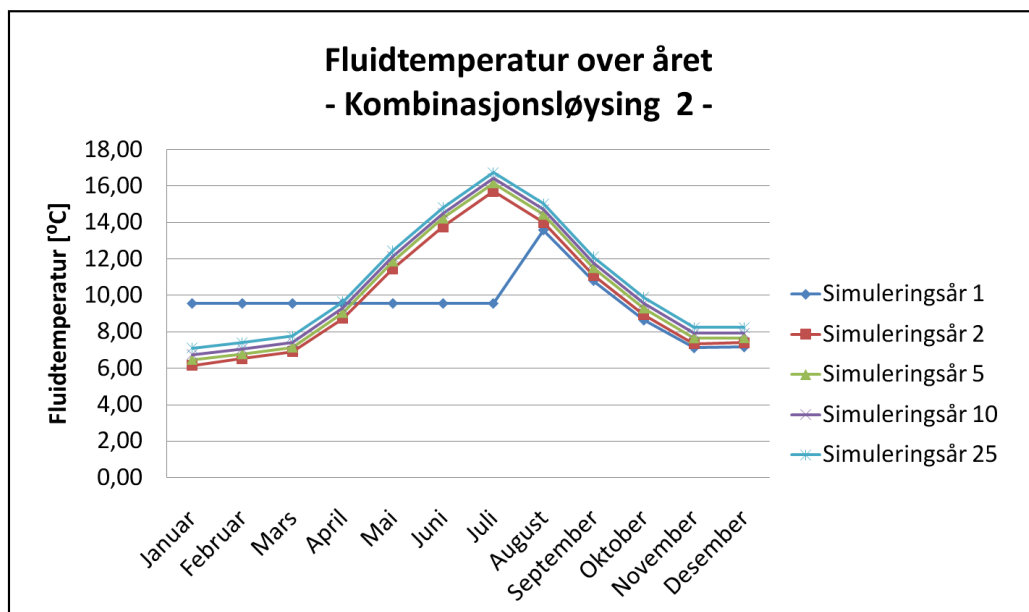
I utgangspunktet ville ein ved dumping av solvarmen ikkje hatt med varmevekslar. Varmevekslaren fører til redusert effektivitet for systemet og større investering. Det er for simuleringssystemet inga moglegheit til å ta vekk varmevekslaren frå modellen. LMTD for varmevekslaren kan derimot bli sett veldig låg, noko som kan vera ei simulering for tilnærming utan varmevekslar.

10.2.2 Kombinasjonsløyising 2 – simulering ved bruk av EED

Figur 44 viser illustrasjon av fluidtemperaturen over året for kombinasjon 2, for den 17. og siste iterasjonen i EED. Simuleringa for EED starta i august, og simuleringsår 1 fram til august er difor konstant. For meir data frå simulering blir det vist til vedlegg 11.



Figur 44: Kombinasjonsløyising 2: Årleg min – maks fluidtemperatur over simuleringsperioden gitt ved referansesystemet sin brønnkonfigurasjon.



Figur 45: Kombinasjonsløyising 2: Fluidtemperatur over året, for ulike simuleringsår. Etter 17. og siste iterasjon. Gitt ved referansesystemet sin brønnkonfigurasjon.

Tabell 10: Kombinasjonsløyising 2 – Talgrunnlag etter å ha brukt optimaliseringsfunksjonen, EED.

Forklaring	Verdi
Konfigurasjon, borehol	Rektangel, 2 x 5
Tal på borehol [-]	10
Boreholdjup [m]	153
Total lengde, borehol [m]	1 530
Mellomrom mellom borehol [m]	8

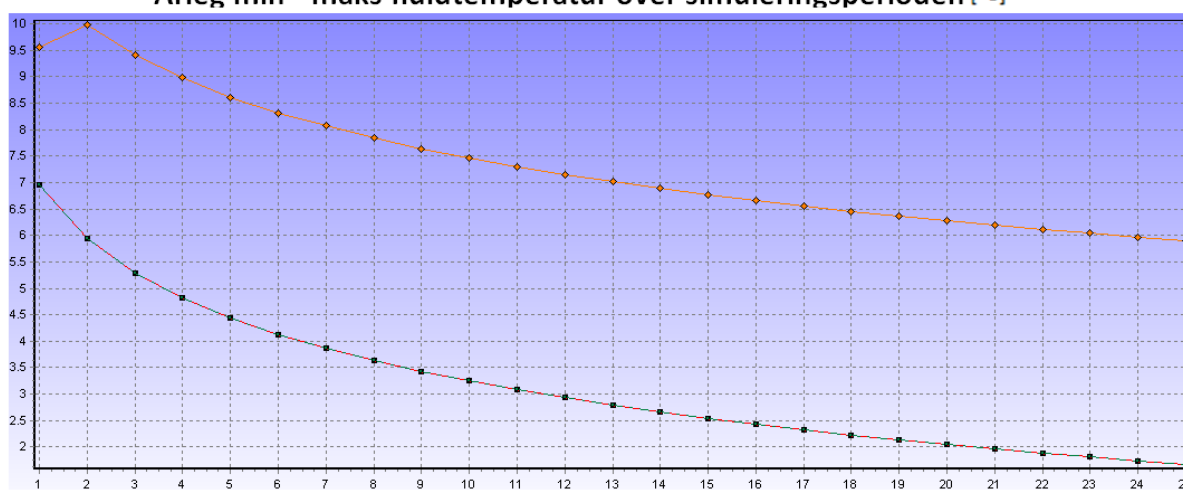
Kombinasjonsløsning 2 – redusert driftstid

Kombinasjonsløsning 2 – redusert driftstid har halv driftsperiode samanlikna med kombinasjonsløsning 2. Tanken bak å utføra ei endra driftstid, var å sjå på korleis energibehovet endra seg. Det blir kortare driftstid for sirkulasjonspumpene, medan kompressoren må arbeida med eit høgare temperaturløft.

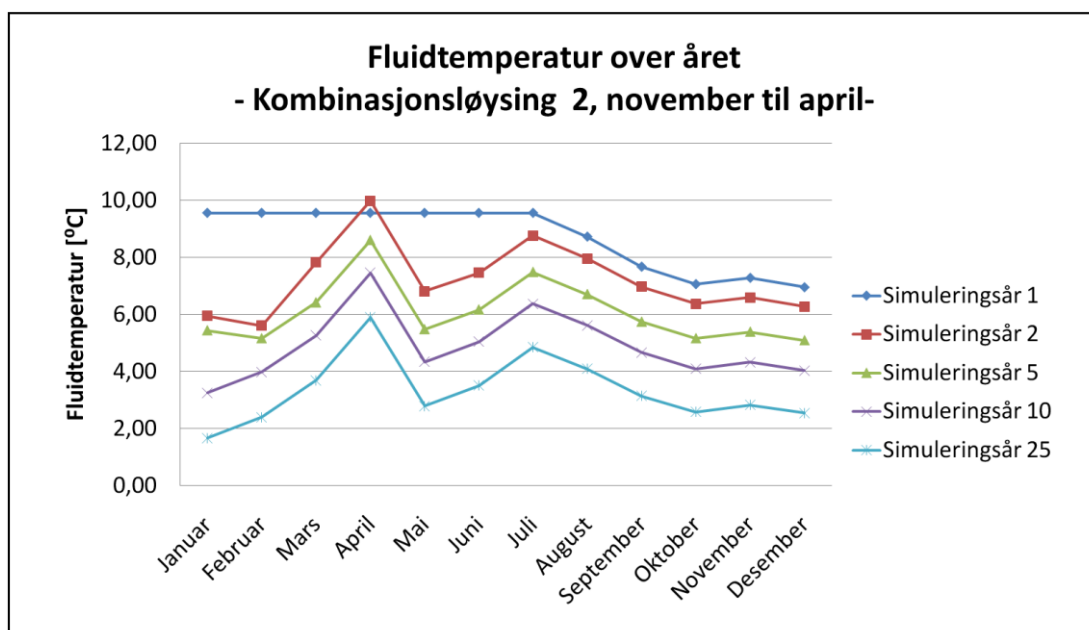
Driftsperiode: November til april

I simuleringa er det tatt omsyn til at solvinkelen varierer over året, og simulert med 62 ° helling på kollektoren. I denne perioden blei det produsert omlag 85 MWh solenergi, som varma opp berggrunnen. Fluidtemperaturen i referansesystemet var i denne perioden på omlag 2 °C. I kombinasjonsløsning 2 med ei driftstid frå november til april, var gjennomsnittleg fluidtemperatur frå november til april på omlag 5 °C (10. simuleringsår). For meir data frå simuleringa i EED blir det vist til vedlegg 11.

Årleg min - maks fluidtemperatur over simuleringsperioden [°C]



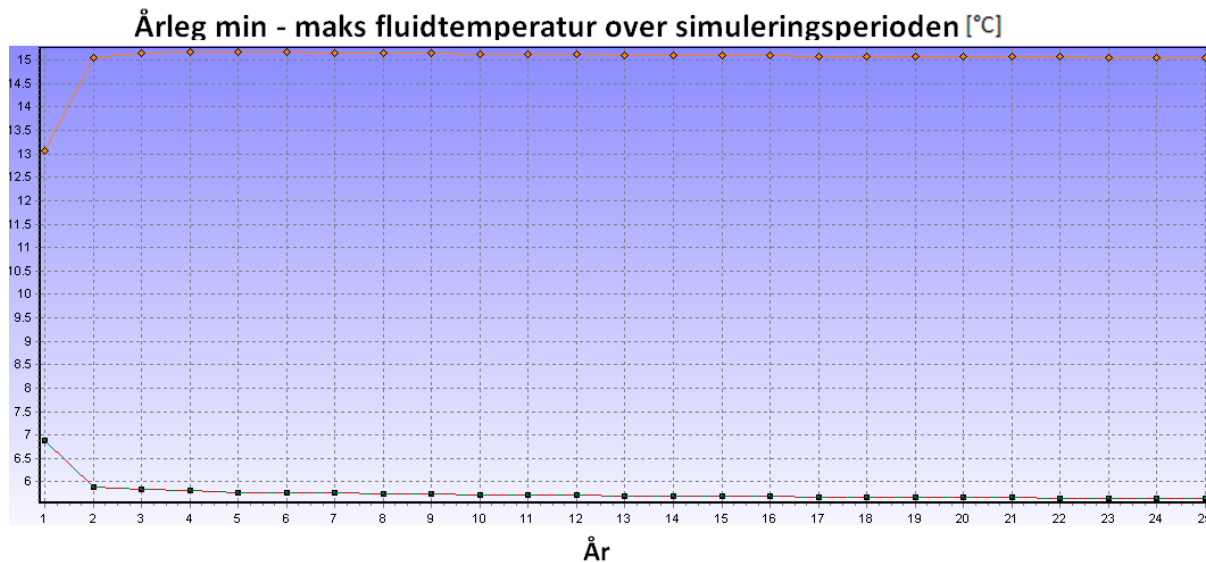
Figur 46: Kombinasjonsløsning 2, solvarmesystemet i drift frå november til april. Årleg min – maks fluidtemperatur over simuleringsperioden gitt ved referansesystemet sin brønnkonfigurasjon.



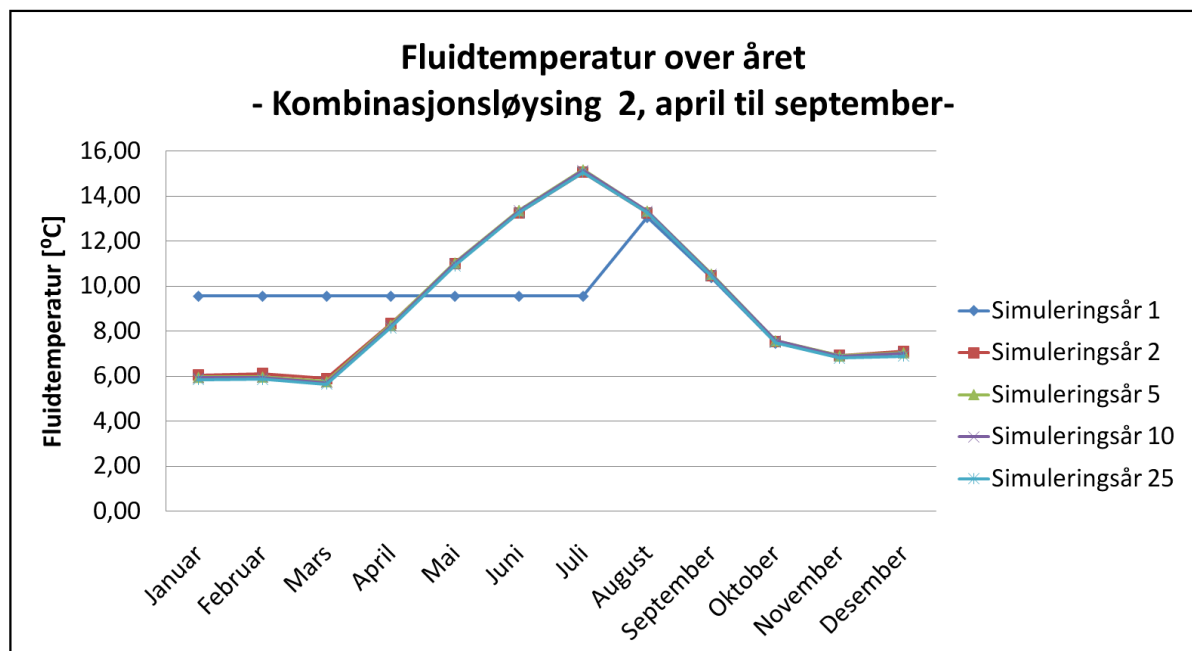
Figur 47: Kombinasjonsløsning 2, solvarmesystemet i drift frå november til april. Fluidtemperatur over året, for ulike simuleringsår. Gitt ved referansesystemet sin brønnkonfigurasjon.

Driftsperiode: April til september

I simuleringa er det tatt omsyn til at solvinkelen varierer over året, og simulert med 31 ° helling på kollektoren. Frå april til september blei det produsert omlag 260 MWh solenergi som varmar opp berggrunnen. Dette fører til ei gjennomsnittleg fluidtemperatur frå april til september på om lag 12 °C, noko som er ei auking på 8,5 °C i forhold til den same perioden i referansesystemet (10. simuleringår). For meir data frå simuleringa i EED, sjå vedlegg 11.



Figur 48: Kombinasjonsløsning 2, solvarmesystemet i drift frå april til september. Årleg min – maks fluidtemperatur over simuleringsperioden gitt ved referansesystemet sin brønnkonfigurasjon.



Figur 49: Kombinasjonsløsning 2, solvarmesystemet i drift frå april til september. Fluidtemperatur over året, for ulike simuleringår. Gitt ved referansesystemet sin brønnkonfigurasjon.

10.2.3 Kombinasjonsløsning 2 – evaluering av energi til sirkulasjonspumpene

Kor lenge pumpene er i drift avhenger av solinnstråling. Dei reduserte tidsperiodane; frå november til april og april til september, har begge ei lengde på seks månadar. Likevel har ikkje sirkulasjonspumpene like lang driftstid, på grunn av stor forskjell i innstrålt energi. For meir informasjon om talgrunnlaget bak utrekningane, sjå vedlegg 12.

Tabell 11 viser at driftstida i ein spesifikk månad, til dømes april, varierer for dei tre ulike simuleringane for kombinasjonsløsning 2. Dette heng saman med at ein nytta gjennomsnittstemperaturen for den gitte perioden. Over heile året blei gjennomsnittet omlag 11 °C, driftstid frå april til september omlag 12 °C og for perioden november til april 5 °C. Lågare temperatur inn på solfangar gir meir produksjon, på grunn av mindre varmetap til omgivingane. Det er ulik optimal solfangarvinkel for ulike månadar, og dette er tatt omsyn til i simuleringa; 38 ° (heile året), 31 ° (april – september) og 62 ° (november – april).

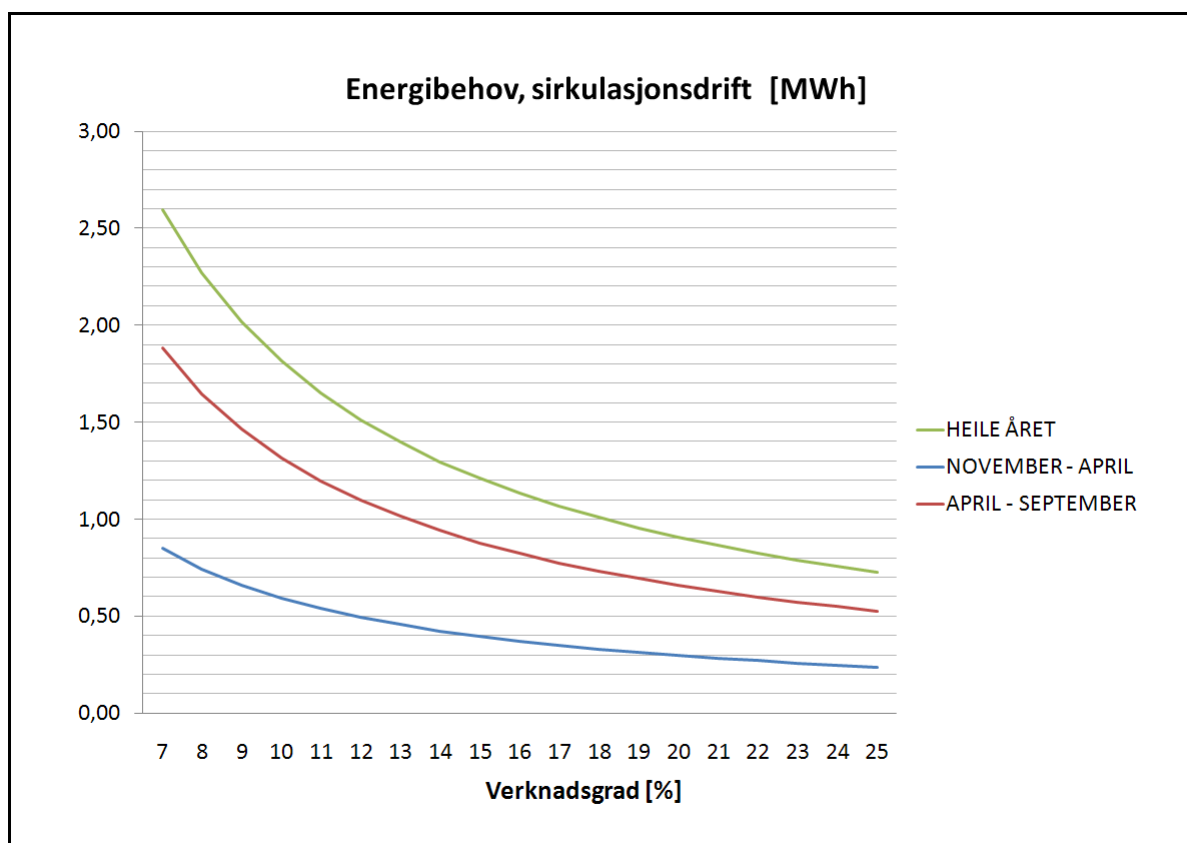
Tabell 11: Prosentvis driftstid, månadsvis, for dei ulike simuleringane for kombinasjonsløsning 2.

Månad	Prosentvis driftstid		
	Heile året	November - april	April - september
Januar	0,1 %	4,7 %	
Februar	4,9 %	8,5 %	
Mars	13,1 %	29,4 %	
April	28,0 %	42,4 %	25,2 %
Mai	47,8 %		42,3 %
Juni	58,3 %		51,7 %
Juli	66,9 %		56,1 %
August	66,3 %		53,0 %
September	40,5 %		30,0 %
Oktober	20,4 %		
November	2,4 %	17,1 %	
Desember	0,3 %	4,7 %	
Driftsperioden	29,2 %	17,7 %	43,2 %

Det er ikkje stor forskjell i energibehov for driftsåra, som vist i tabell 12. Det er tatt omsyn til ei variasjon for sirkulasjonspumpene mellom 7 og 25 %, sjå kapittel 6.5.2. Forskjellen i energibehov mellom ytterpunktta tilsvarer omlag 2 MWh for drift heile året, omlag 0,5 MWh for driftstid november til april og omlag 1,5 MWh for driftstid april til september. For utrekning av det samla energibehovet, sjå kapittel 10.4.4.4, blei det nytta ytterpunkt vist i tabell 12.

Tabell 12: Energibehovet for ulike simuleringsår og driftstider, med 7 % og 25 % verknadsgrad på sirkulasjonspumpe.

	Energibehov [MWh]					
	Simuleringsår 2		Simuleringsår 5		Simuleringsår 10	
	7 %	25 %	7 %	25 %	7 %	25 %
Heile året	2,6	0,7	2,6	0,7	2,6	0,7
November - april	0,8	0,2	0,8	0,2	0,9	0,2
April - september	1,9	0,5	1,9	0,5	1,9	0,5



Figur 50: Energibehov, sirkulasjonspumpedrift for dei tre driftstidene, kombinasjonsløsning 2.

Figur 50 viser oversikt over energibehovet til sirkulasjonspumper for dei tre ulike driftstidene det blei simulert med for kombinasjonsløsning 2. Talgrunnlaget er henta frå simuleringsår 10. Driftstida november til april har lågast i energibehov. Dette heng saman med minst innstrålt solenergi, og dermed mindre behov for pumpeenergi.

10.2.4 Evaluering av kombinasjonsløyising 2

Det vil i dette kapitlet bli tatt ei evaluering og samanlikning av kombinasjonsløyising 2 og referansesystemet.

10.2.4.1 Solsimuleringa

Det var ikkje fokus på å variera delsystema; fluidhastigheit, regulering og liknande for å forbetre solfraksjonen. Grunnen til det, var at det var gjensidig avhengigheit i ulike parameter, og simuleringa måtte bli gjort på ei heilt annleis måte enn for kombinasjonsløyising 3, sjå vedlegg 8.

Iterasjonsprosessen viser klart at effektiviteten til solfangarsystemet, og dermed produsert energi, er svært avhengig av returtemperaturen frå berggrunnen. I fyrste iterasjon var gjennomsnittleg returtemperatur omlag 3 °C, og tilhøyrande solenergiproduksjon var 689 MWh. Siste iterasjon var temperaturen stabilisert seg på omlag 11 °C, og produksjonen her var på 333 MWh. For kombinasjonsløyising 2 med redusert driftstid på solfangarsystemet er produksjonen for drift november til april omlag 85 MWh, og med ei gjennomsnittleg fluidtemperatur på omlag 5 °C. Driftstid for solfangarsystemet mellom april og september gir ei produksjon på 260 MWh, med ei gjennomsnittleg fluidtemperatur på omlag 9 °C.

10.2.4.2 Berggrunnssimulering

Fluidtemperaturen som er vist i figur 51 er frå simulering med referansesystemet sin brønnkonfigurasjon, og viser korleis temperaturen for dei ulike simuleringane varierer når solfangar blir tatt i bruk for å varma berggrunnen.

Figuren viser klart at ved aukande simuleringsår (år i drift), vil fluidtemperaturen til kombinasjonsløyising 2 avvika meir og meir frå referansesystemet. Netto uttak frå berggrunnen i kombinasjonen er på omlag -38 MWh/år. Dette fører til ei positiv auking av temperaturen, sjå vedlegg 11. For samanlikning, er netto uttak frå berggrunnen i referansesystemet på heile 274 MWh/år, som igjen fører til ei langt større nedgang i fluidtemperaturen.

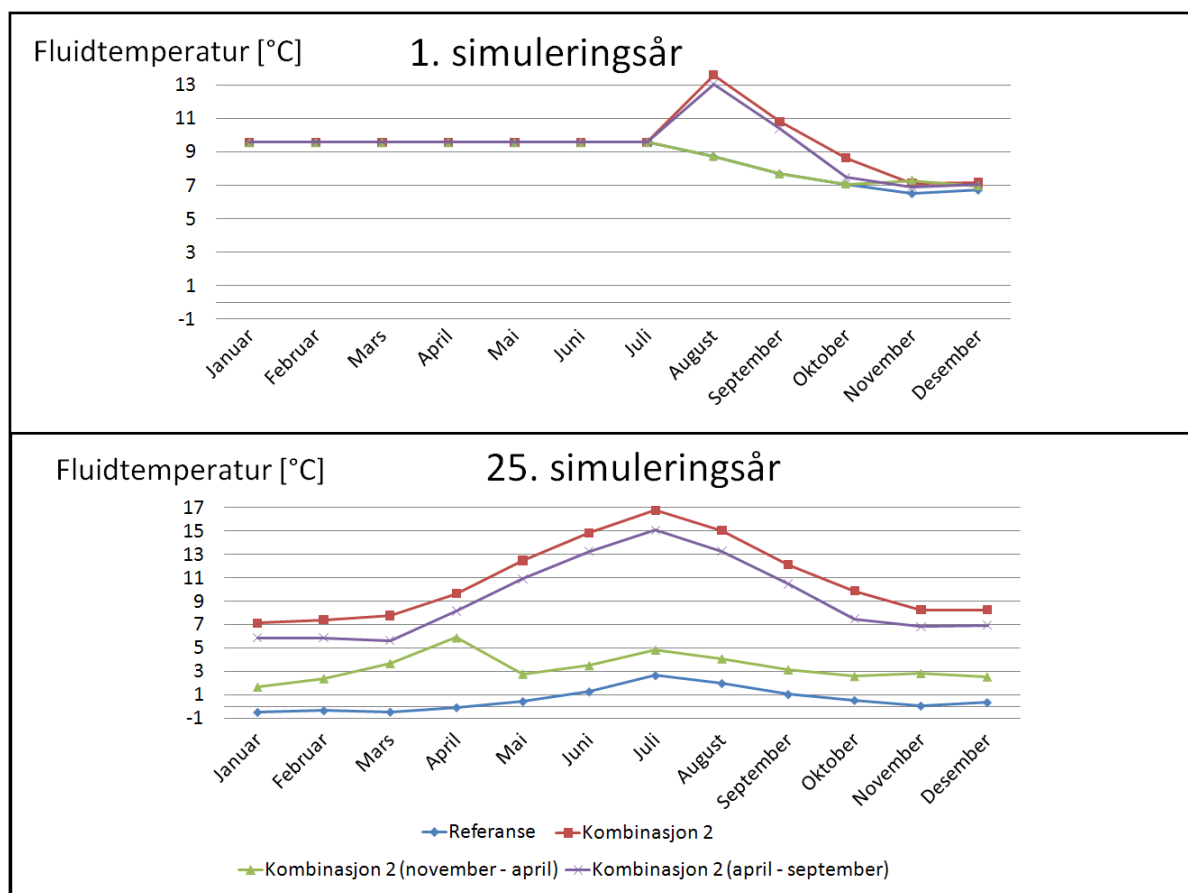
Kombinasjonsløyisingane med redusert driftstid, har netto uttak på 189 MWh/år for driftstida november til april og 12 MWh/år for driftstida april til september. Dette viser klart at det er størst produksjon av solenergi om sommaren, og at oppvarming av berggrunnen i denne tida er meir gunstig enn om vinteren.

Det er ved bruk av optimaliseringsfunksjonen i EED, kome fram til at det optimale talet på brønningar for kombinasjonsløyising 2 er 10, noko som resulterer i ei total brønnlengde på omlag 1 530 m. Differansen mellom brønnlengdene i referansesystem og kombinasjonsløyising 2, er på omlag 3 470 m, noko som tilsvarer heile 70 %. For kombinasjonsløyising 2 med redusert driftstid er den prosentlege reduksjonen i brønnlengde på omlag 30 % for driftstid november til april, og 65 % for driftstida april til september.

Tabell 13: Brønnkonfigurasjon for dei ulike systema; referansesystem og kombinasjonsløsning 2, ved bruk av optimaliseringsfunksjonen i EED.

	Referansesystem	Komb. 2	Komb. 2 november – april	Komb. 2 april – september
Tal på brønner [-]	20	10	16	8
Lengde brønn [m]	250	153	210	221
Totalt brønnlengde [m]	5 000	1 530	3 360	1 768

Kombinasjonsløsning 2 har 50 % færre brønner enn referansesystemet, samstundes med at den totale brønnlengda er omlag 70 % kortare. I forhold til energibehov til sirkulasjonspumper, er korte brønner bra. Dette heng saman med at brønnane står i parallell, og trykkfallet som sirkulasjonspumpa skal overvinna blir redusert. Ved boring av brønnane, investeringskostnadane, er det ein del kostnadar knyta til kvar enkel brønn, til dømes botnlodd og foringsrør, sjå vedlegg 13. Brønnkonfigurasjonen i tabell 13 er ved bruk av optimaliseringsfunksjonen i EED, kor brønnkonfigurasjonen med kortast totale brønnlengde blei valt.



Figur 51: Fluidtemperaturen for simuleringsår 1 og 25 - ved referanse og kombinasjonsløsning 2.

10.3 Kombinasjonsløsning 3: Solfangar (varmt tappevatn) + varmepumpesystem

Varmen frå solfangarsystemet i denne kombinasjonsløysinga skal brukast til varmt tappevatn. Solvarmen greier ikkje å dekkja behovet heile året, og varmepumpesystem blir tatt i bruk frå september til mars. I tidsrommet april til august blir solfangarsystemet køyrt utan bruk av varmtvassvarmepumpesystem, men bruk av tilleggskjelde for å få varmtvass temperaturen på tilfredsstillande nivå. Varmepumpa som skal nyttast til romoppvarming går heile året ved behov.

Tanken bak å la vera å bruka varmepumpesystemet til varmtvatn i sommarperioden var å få til ei naturleg avlasting av berggrunnen. Solvarmen avlastar varmepumpa i perioden.

Vidare simuleringar har blitt gjort i EED, kor ein fann fluidtemperaturen gitt ved brønnkonfigurasjonen til referansesystemet og optimal nødvendig brønnlengde. Resultatet frå simuleringa har blitt samanlikna med referansesystemet, sjå kapittel 10.3.3.2.

10.3.1 Kombinasjonsløsning 3 – simulering ved bruk av TSOL

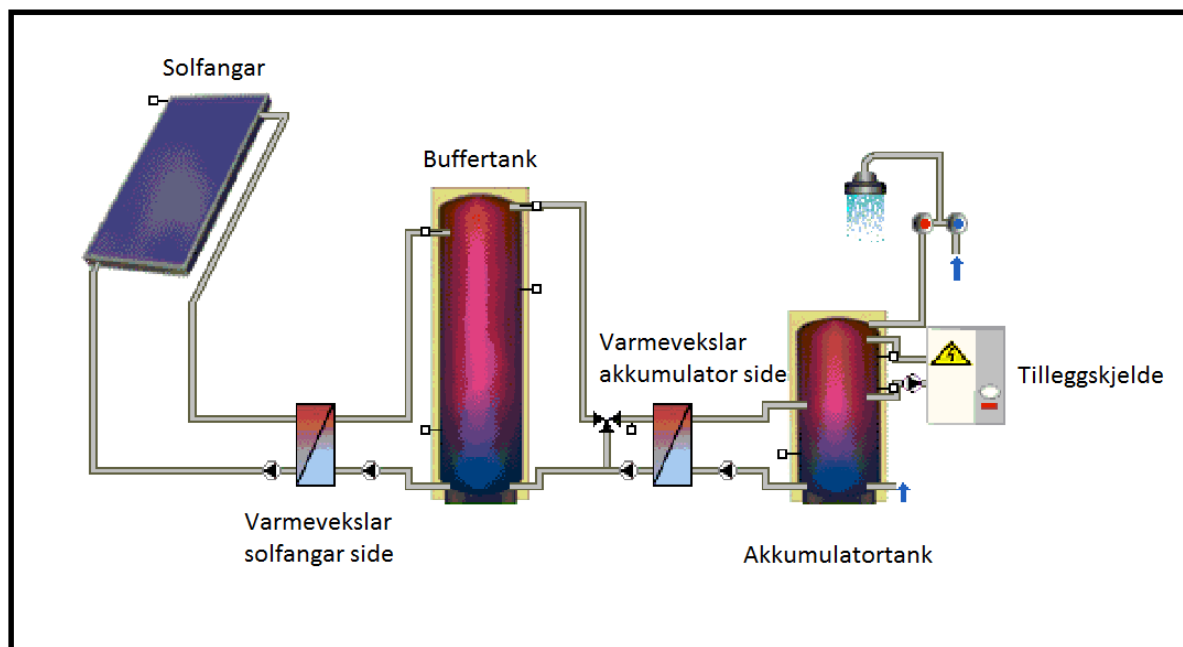
Simulering av kombinasjonsløsning 3 i solsimuleringsprogrammet TSOL, blir vist i dette kapitelet. Frå september til mars opererer solfangaren saman med varmepumpa. Det har blitt simulert kor mykje systemet kan dekkja for den gitte perioden. Resterande behov blir dekt av bergvarmepumpa og tilleggslast.

I tilgjengeleg litteratur er det ulike tilrådingar i forhold til dekkingsgrad for tappevassbehov ved bruk av solfangarsystem, mellom 40 – 70 %. Ved bruk av solfangarareal på 500 m², slik som for kombinasjonsløsning 2, vil dekkingsgrada vera på omlag 35 %. Det blir likevel brukt 500 m² solfangarareal, slik at det er same kollektorstørrelse som kombinasjonsløsning 2.

I simuleringane av solfangarsystemet har det blitt brukt ekstern varmevekslar, grunnen til dette er at ein varmevekslar internt inne i akkumulatortanken ikkje gir så stor effektoverføring [Kjellsson, E., 2010]. Ved bruk av intern varmevekslar vil ein i tillegg kunne få sirkulasjon av det akkumulerande vatnet, som fører til problem for oppretting av lagdeling og dermed god drift av solfangaren [Weiss, Werner, 2003].

Skulen har ein del ferieavvikling mellom april og august. Det er rekna med ei veke ferie i juni, heile juli, halve august og ei veke i desember. Ved å ta omsyn til ferieavvikling, redusert behov for varmt tappevatn, har det blitt simulert med eit behov for varmt tappevatn på 230 MWh, sjå vedlegg 5.

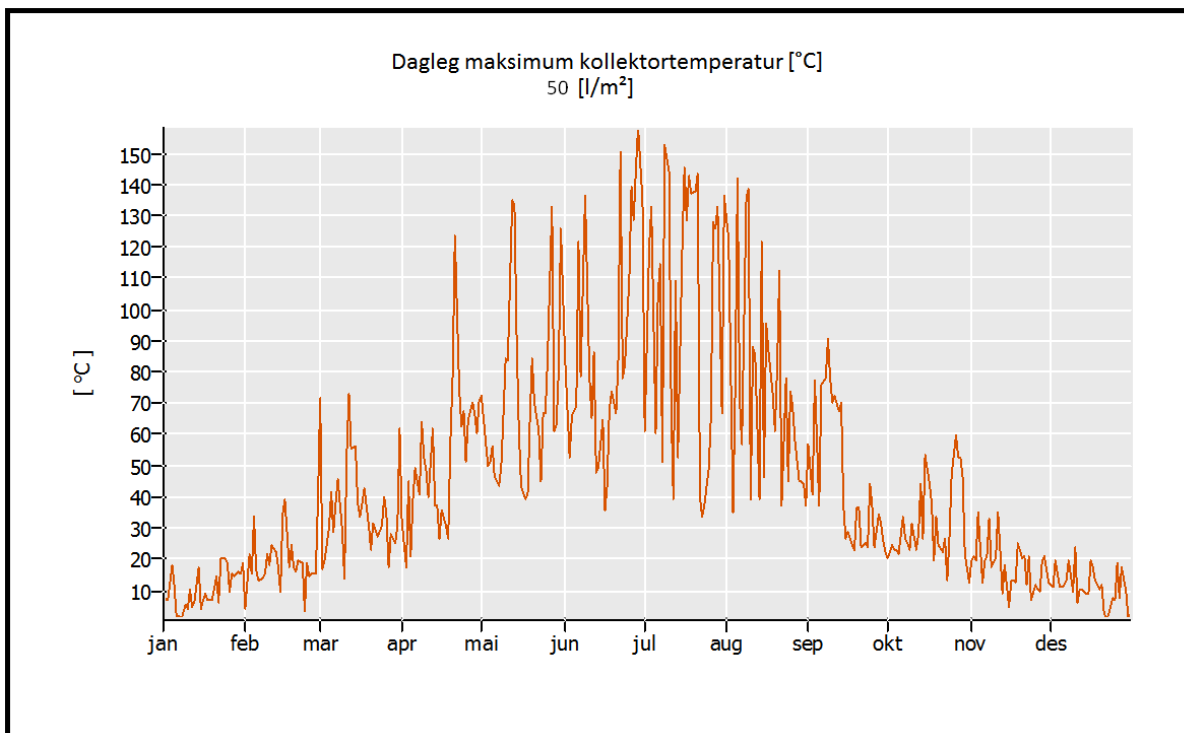
Systemet som er brukt i TSOL for simuleringa, er vist i figur 52. Dette systemet inkluderer solfangarar (500 m² plan solfangar), to varmevekslarar; ein på solfangarsida og ein på akkumulatorsida, buffertank(-ar), akkumulatortank, tilleggskjelde og behov for varmt tappevatn (illustrert ved hjelp av eit dusjhovud).



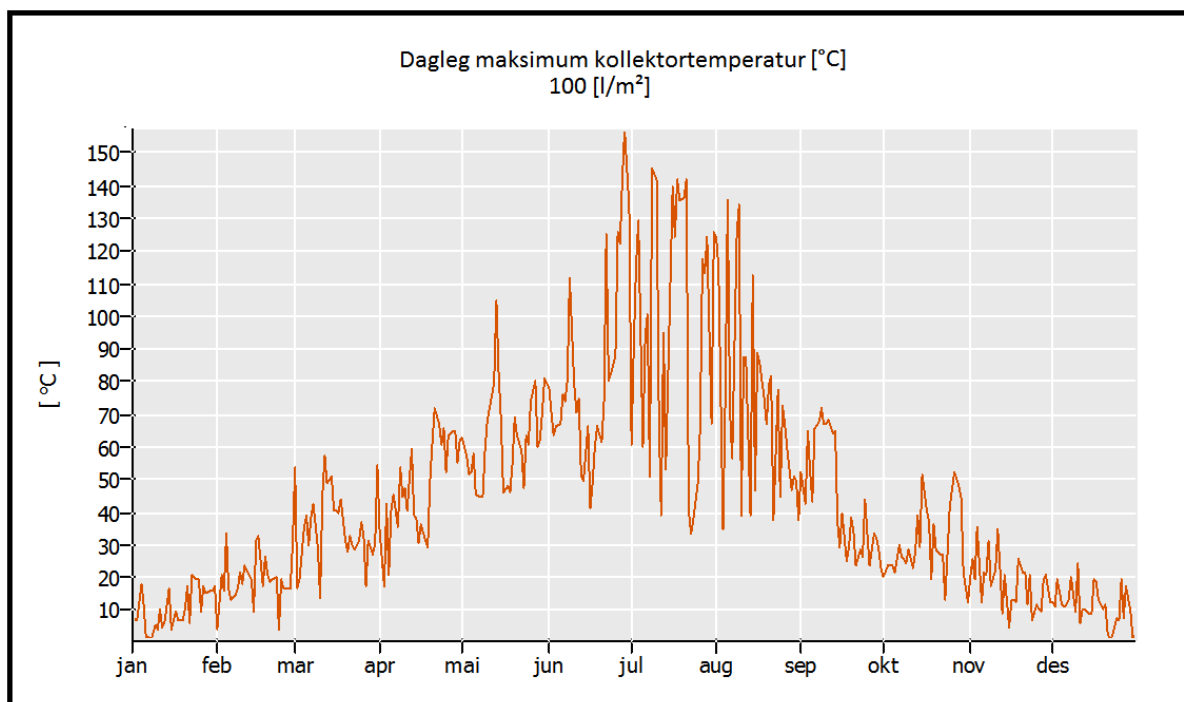
Figur 52: Kombinasjon 3. Oppsett i TSOL.

For plane solfangarar er det vanleg å dimensjonera buffertankar på 50 – 100 liter per kvadratmeter solfangar. Det vil seie 25 til 50 kubikkmeter buffertankar for det aktuelle systemet. Det er simulert med begge desse ytterpunkta. Differansen mellom produsert solenergi var berre omlag 2 MWh, sjå vedlegg 9. Ei auke i tankvolumet vil medføre store investeringskostnader, både til tankane i seg sjølv og arealet dei opptar. Tankane vil vera svært store og kan krevja spesialtilpassingar. Mindre tankvolum medfører derimot høgare temperatur i kollektorane, vist i figur 53 og figur 54.

For vidare simuleringar blei det bli rekna med 25 m³ buffertank.



Figur 53: Dagleg maksimum kollektortemperatur [°C] – 50 [l/m²].



Figur 54: Dagleg maksimum kollektortemperatur [°C] – 100 [l/m²].

Kommentar: Sidan det er vist høge temperaturar i ferieperioden om sommaren måtte ein i eit verkeleg system ha kome fram til løysingar for å unngå overoppheting / koking av det sirkulerte mediet. På grunn av det låge forbruket i denne perioden vil dette sjås bort i frå sidan det ikkje vil påverka resultatata.

Som det blei beskrive i kapittel 5.1, har oppbygginga av buffertank og hastigheita inn i tanken påverknad for lagdeling og vidare effektivitet for solfangarsystemet. Det har difor blitt simulert for desse parametrane for å sjå korleis variasjonen hadde å sei for denne systemkombinasjonen. Omgrepa low-flow og high-flow, blei beskrive i kapittel 5.1.2.1, og det er blitt simulert med låg og høg strøymingsrate i solkollektorane. Regulering av solfangaren, kor mange grader over referansetemperaturen i tanken solfangaren skal vera, før han blir skrudd av / på, har og blitt variert. Det er altså blitt gjort variasjon av fem ulike parameterar, for sjå korleis solsystemet blir påverka. Etter kvar parameterjustering, blei det ved forbetring i solfraksjonen gjort endring i oppsettet. Ein gjekk vidare med den verdien som gav størst solfraksjon. I vedlegg 9 er dei ulike resultatata etter kvar parametervariasjon vist og kommentert.

Etter parametervariasjonen

Ved simulering i TSOL, greier solfangarsystemet å levera frå april til august 46 MWh. Det er i denne perioden solfangarsystemet saman med tilleggslasta avlastar varmtvassvarmepumpesystemet. Resten av året leverer solfangarsystemet 36,5 MWh, då det arbeider saman med varmtvassvarmepumpesystemet og tilleggslasta. Vintermånadane november til januar er prega av mykje mørke, som fører til mindre produksjon enn dei andre månadane.

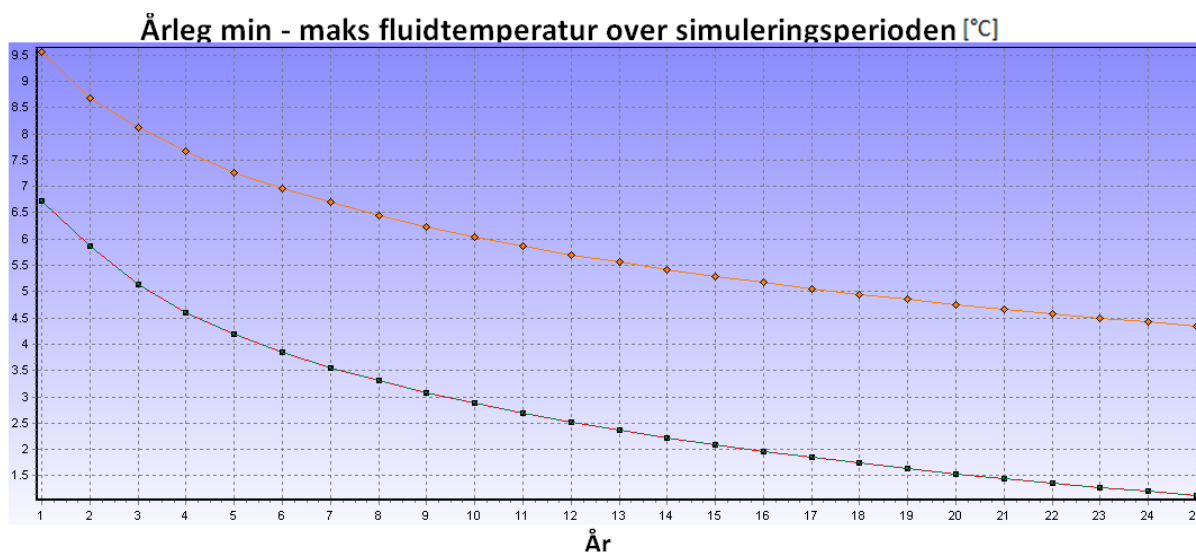
Grensingar med TSOL i forhold til denne kombinasjonsløyising

For programmet TSOL, er det ein del parameter og utstyr ein har moglegheit til å variera, medan nokre står heilt fast. Komponentane i systemet vist i figur 52, kan ikkje flyttast og er låst slik dei står. Det er blant anna ikkje mogleg å nytta lagdelingsrør til dette systemet, eller å velja fritt kor stor tankvolum ein vil. Alle tankvoluma er og sylinderforma, medan ein kan tenka seg at ein buffertank av den aktuelle størrelsen ville bli støypt på staden. Det er eit grensa utval av komponentar som ein må nytta seg av.

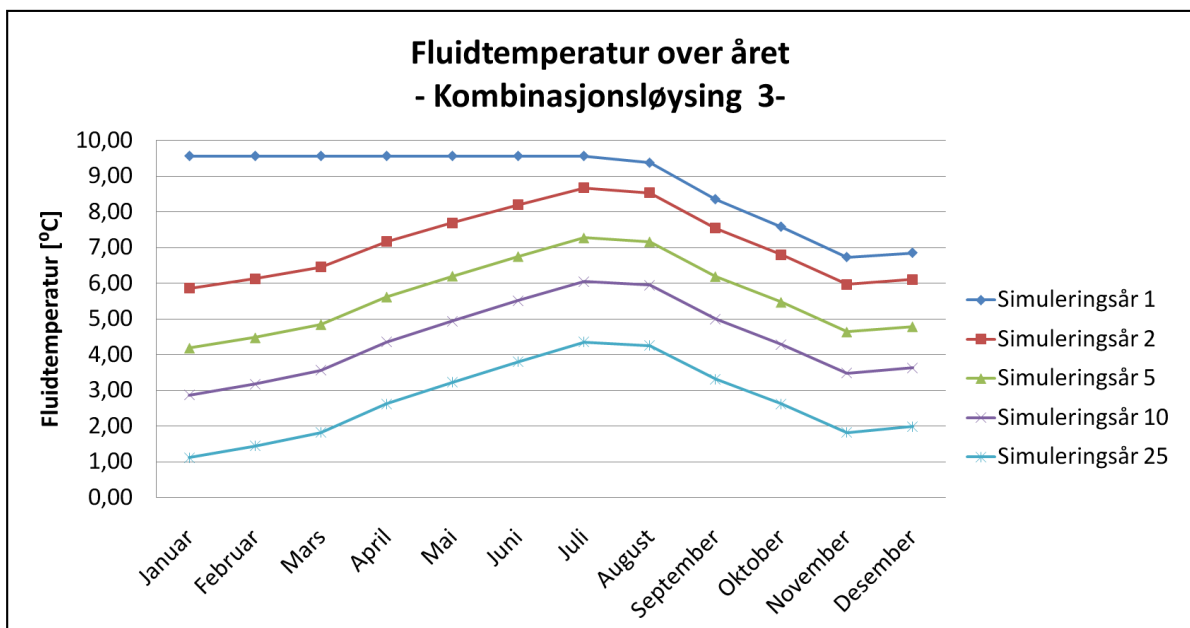
10.3.2 Kombinasjonsløsning 3 – simulering ved bruk av EED

For kombinasjonsløsning 3 vil det vera eit anna uttak av varme frå grunnen enn for referansesystemet, sidan solfangarsystemet med tilleggslast avlastar heile behovet til varmtvassvarmepumpa i sommarperioden og tar litt av behovet resten av året. Det har blitt simulert for same boreholkonfigurasjon som for referansesystemet, for å sjå om det er forskjell på fluidtemperaturen. Optimaliseringsfunksjonen har blitt brukt for å sjå kva brønnkonfigurasjon som er best tilpassa denne systemløysinga.

Kombinasjonsløsning 3 har blitt simulert i EED, for inndataverdiar sjå vedlegg 10. Det same systemet som blei funne som det optimale for referansesystemet, blei brukt som basis. Simuleringa for EED starta i august, og simuleringsår 1 fram til august er difor konstant, sjå figur 56. For meir data frå simuleringa i EED, sjå vedlegg 11.



Figur 55: Kombinasjonsløsning 3: Årleg min – maks fluidtemperatur over simuleringstida gitt ved referansesystemet sin brønnkonfigurasjon.



Figur 56: Kombinasjonsløsning 3: Fluidtemperatur over året, for ulike simuleringsår. Gitt ved referansesystemet sin brønnkonfigurasjon.

Tabell 14: Kombinasjonsløsning 3 – Talgrunnlag etter å ha brukt optimaliseringsfunksjonen, EED.

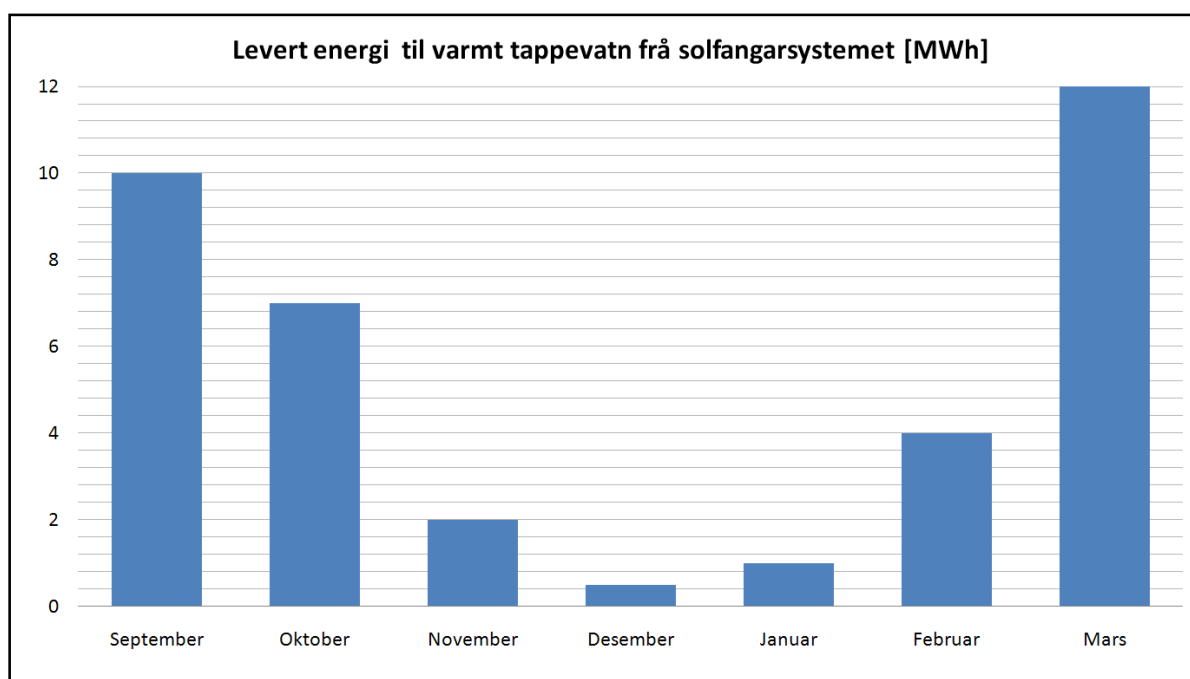
Forklaring	Verdi
Konfigurasjon, borehol	Rektangel, 4 x 4
Tal på borehol [-]	16
Boreholdjup [m]	224
Total lengde, borehol [m]	3 584
Mellomrom mellom borehol [m]	10

10.3.3 Evaluering av kombinasjonsløsning 3

Det vil i dette kapitlet bli tatt ei evaluering av kombinasjonsløsning 3.

10.3.3.1 Solsimuleringa

Etter variasjon av dei ulike parametrane, blei den resulterande solfraksjonen omlag 35 %, med størst dekking av varmebehovet i sommarperioden. I perioden september til mars, blei det levert om lag 36 MWh, sjå figur 57 for fordeling. I denne perioden arbeider solfangarsystemet saman med varmtvassvarmepumpesystemet og tilleggslasta. Solfangarsystemet leverer i perioden april til august solenergi saman med elektrisk tilleggslast. Solbidraget i denne perioden blei 46 MWh.

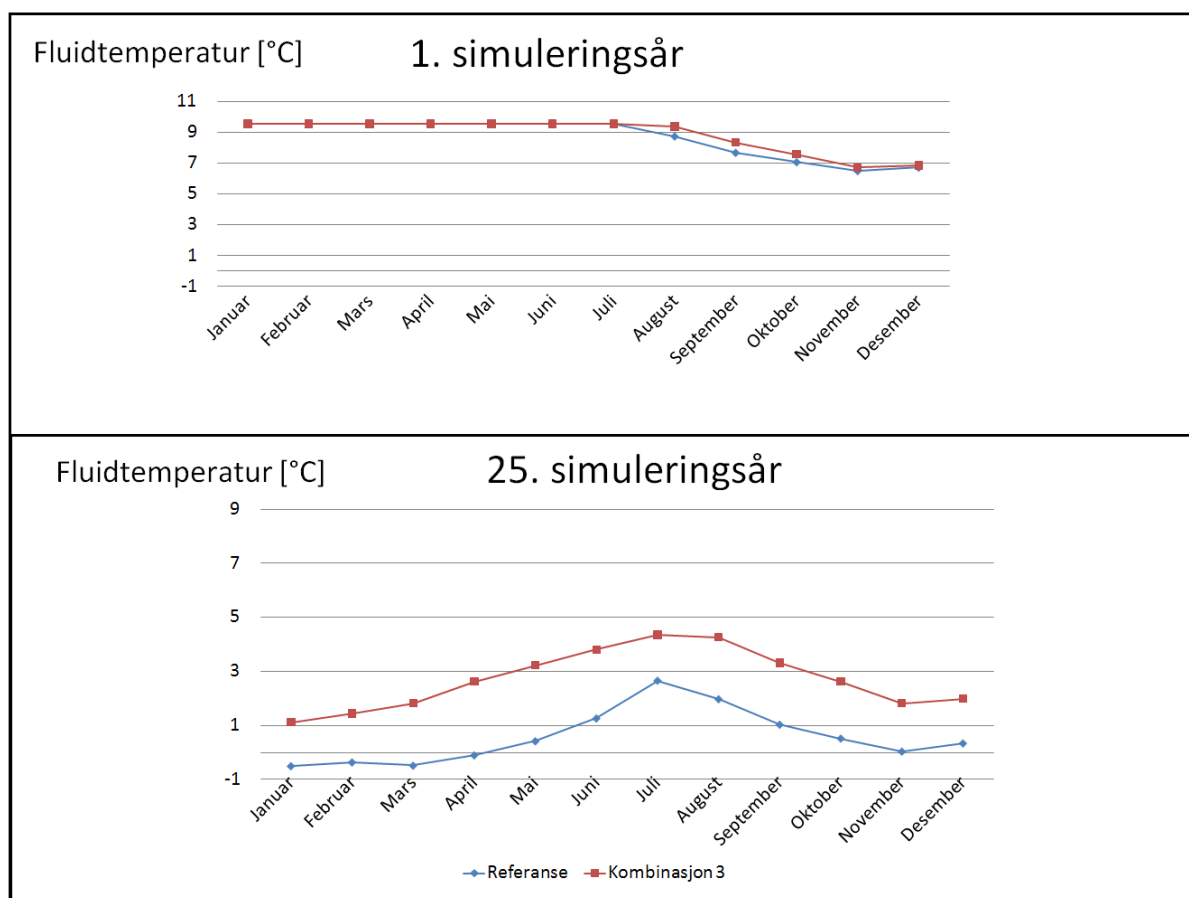


Figur 57: Oversikt over levert solenergi for kombinasjonsløsning 3 frå september til mars, då solfangarsystemet saman med tilleggslast avlastar varmtvassvarmepumpesystemet.

10.3.3.2 Berggrunnssimulering

Fluidtemperaturen som er vist i figur 58, er frå simulering med referansesystemet, og viser korleis temperaturen varierer når solfangar blir tatt i bruk til varmt tappevatn. For simuleringsår 25 ser ein klart at kombinasjonsløyning 3 har avlastning av varmepumpe, då temperaturen er jamt over høgare enn for referansesystemet. Referansesystemet har berre ein topp ved juli, då det ikkje er noko tappevassbehov.

Figuren viser at ved aukande simuleringsår (år i drift), vil fluidtemperaturen til kombinasjonsløyning 3 avvika meir frå referansesystemet. Netto uttak frå berggrunnen i kombinasjonen er på om lag 209 MWh/år, sjå vedlegg 11. For samanlikning, er netto uttak frå berggrunnen i referansesystemet på 274 MWh/år, som igjen fører til større nedgang i fluidtemperaturen.



Figur 58: Fluidtemperaturen for simuleringsår 1 og 25 – ved referansesystem og kombinasjon 3.

Det blei for dei ulike simuleringane ulik djupleik og tal på brønner, og dermed ulik resulterande total brønnlengde ved bruk av optimaliseringsfunksjonen, sjå tabell 15. Dette har innverknad på investeringskostnadane. I og med at referansesystemet har fire fleire brønner og er omlag 26 m lengre per brønn, blei den resulterande totale brønnlengda omlag 28 % lengre enn kombinasjonsløysing 3. Innverkinga dette vil ha på økonomien, blir sett på i kapittel 10.6.5.

Tabell 15: Brønnkonfigurasjon for dei ulike systema; referansesystem og kombinasjonsløysing 3, ved bruk av optimaliseringsfunksjonen i EED.

	Referansesystem	Kombinasjonsløysing 3
Tal på brønner [-]	20	16
Lengde brønn [m]	250	224
Totalt brønnlengde [m]	5 000	3 584

10.4 Teknisk evaluering

I denne rapporten er det simulert med eit referansesystem og to ulike systemkombinasjonar kor varmepumpe og solvarme er nytta. Det er av interesse å sjå forskjell mellom referansesystemet og dei simulerte kombinasjonsløysingane. Grafar kor ein kan sjå skilnadar mellom kombinasjonsløysingane har blitt utarbeida. Det vil i dette kapittelet bli evaluert i forhold til val av arbeidsmedium i varmepumpeprosessane, produksjon av energi frå solfangarsystema, fluidtemperatur og elektrisitetsbehov. I tillegg vil det bli evaluert med omsyn på brønnsystemet.

10.4.1 Arbeidsmedium til varmepumpesystema

Det er i den tekniske analysen tatt i bruk to ulike arbeidsmedium til varmepumpesystema. Dette blei gjort sidan behovet for varmt tappevatn var stort. Ammoniakk er brukt som arbeidsmedium til romoppvarming, medan CO₂ er tatt i bruk i simuleringane for varmt tappevatn, sjå kapittel 4. Begge arbeidsmedia er naturlege medium, som ikkje har påverknad på ozonlaget eller drivhuseffekten. Dei har i tillegg ein langt rimelegare kilopris, enn HFK-media.

Ammoniakk og CO₂ er begge medium med gode termodynamiske eigenskapar. Det er for arbeidsmedia ikkje berre utelukkande positive sider. Ammoniakk er giftig og brennbart / eksplosivt i visse blandingsforhold. Mediet er i tillegg svært illeluktande, som kan vera panikkskapande ved lekkasje. I og med at simuleringane er utførte for ein skule, kan dette vera eit negativt element. I dei seinare åra er det blitt installert over to hundre anlegg med ammoniakk, og ein kan gå ut frå at fagkretsar har god kunnskap om mediet [Stene, J., 2008]. For CO₂-varmepumper er det derimot svært viktig at varmtvasssystemet blir utforma og drifta slik at temperaturen til vatnet inn på gasskjøleren blir lågast mogleg under alle driftsforhold. Bruk av CO₂ som arbeidsmedium i varmepumpesystem er ikkje veldig utbredt i Noreg, men det er truleg at mediet får større bruk i åra som kjem.

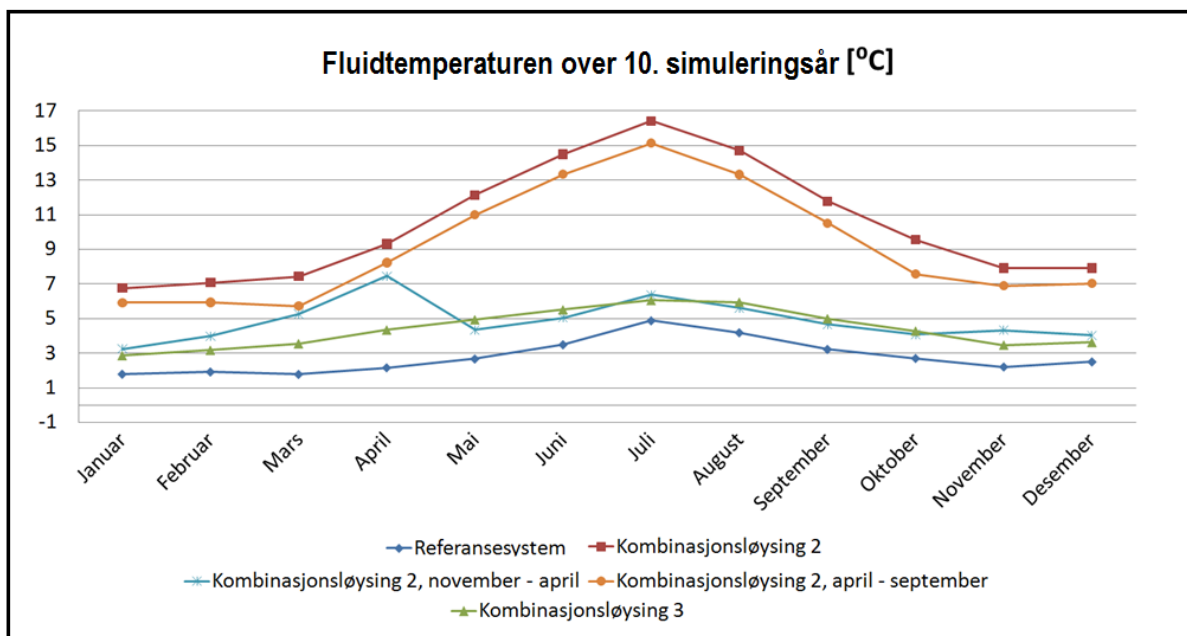
10.4.2 Produksjon av energi frå solfangarsystema

Det blei i simuleringa mykje større produksjon av energi frå solfangarsystemet i kombinasjonsløysing 2 enn i kombinasjonsløysing 3. Kombinasjonsløysing 3 blei simulert med plan solfangar med dekklag, medan kombinasjonsløysing 2 nytta solfangar utan dekklag. Årsak til skilnaden er at solfangarane forsyner ulike behov og inngår i ulike system. Returtemperaturen til solkollektorane er annleis, noko som spelar sterkt inn på produksjonen på grunn av ulikt varmetap frå kollektorane. For kombinasjonsløysing 2 kjem mediet direkte frå kollektorane i boreholet, medan i kombinasjonsløysing 3 kjem mediet frå ein buffertank som har varmevekslingsløyfe mot varmt tappevatn. Det som er vesentleg å hugsa på, er at kombinasjonsløysing 2 kan levera temperaturar som er relativ låge samanlikna med kombinasjonsløysing 3, som skal levera varme til varmt tappevatn. Når kravet til temperatur er så høgt som i kombinasjonsløysing 3, fører dette til at det er store delar av året det ikkje blir levert varme frå solfangarsystemet.

10.4.3 Fluidtemperatur

For energikostnadene, driftskostnadene, spiller temperaturen på fluidet inn. Høgare temperatur inn på fordamparen, fører til lågare temperaturløft for kompressoren, og dermed mindre behov for elektrisk energi.

Figur 59 viser fluidtemperaturen i det 10. simuleringsåret for alle dei simulerte kombinasjonsløyningane. Kombinasjonsløyning 2, med oppvarming av berggrunnen av solfangarsystemet, gir høgast fluidtemperatur. Kombinasjonsløyning 2, ved driftstid for solfangar november til april, ligg nær kombinasjonsløyning 3. Desse kombinasjonane ligg ikkje så nær frå januar til april, då det blir tilført solenergi til berggrunnen. I kombinasjonen kor solfangarsystemet er i drift frå april til september, ligg fluidtemperaturen nærare kombinasjonsløyning 2.

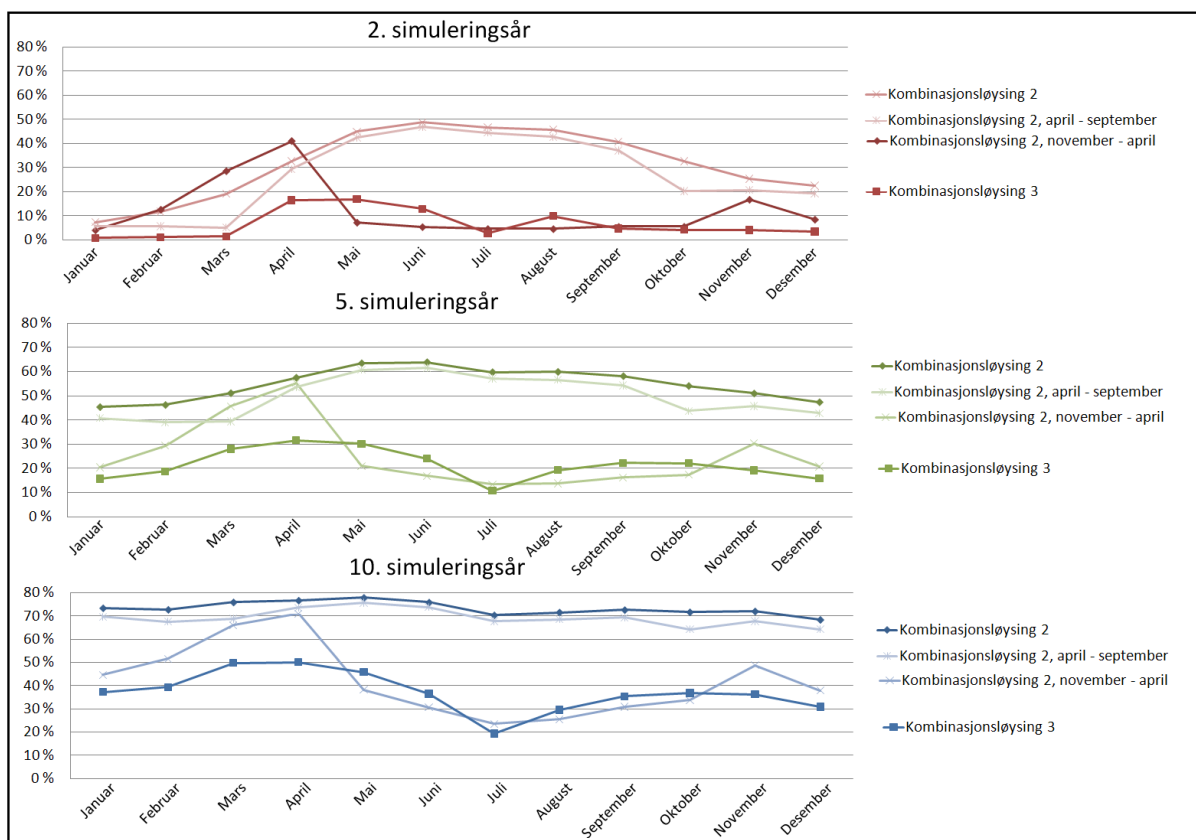


Figur 59: Fluidtemperaturen over 10. simuleringsår [°C], for alle dei simulerte kombinasjonsløyningane.

For kombinasjonsløyning 2 og variasjonen med driftstid frå april til september, er det relativt store skilnadar frå referansesystemet i fluidtemperaturen over året. Det er mindre uttak av varme frå grunnen om sommaren samanlikna med resten av året, samstundes med at det er då solfangarsystemet tilfører mest energi. Desse parameter fører blant anna til høg fluidtemperatur om sommaren.

Fluidtemperaturen er ein varierende størrelse for dei ulike kombinasjonane, og variasjonen frå referansesystemet aukar etter simuleringstida, sjå figur 60. For kombinasjonsløyising 2, er avviket mellom 70 og 80 % frå referansesystemet etter 10. simuleringår. Forskjellen frå referansesystemet over året er større for kombinasjonsløyising 3.

Om sommaren blir varmepumpa godt avlasta i kombinasjonsløyising 3, då solsystemet pluss tilleggskjelde dekker energibehovet for varmt vatn. Resten av året, avlastar solsystemet bergvarmepumpa litt til i forhold til referansesystemet. Verdien i juli har minst prosentvis avvik frå referansesystemet, og kan skyldast at referansesystemet og har naturleg avlastning i juli på grunn av låg last (skuleferie). Kombinasjonsløyising 2 med redusert driftstid; driftstid november til april og driftstid april til september, har størst avvik i dei månadane kor solenergien varmar berggrunnen.



Figur 60: Prosentvis avvik frå fluidtemperaturen i referansesystemet [%], for 2., 5. og 10. simuleringår.

10.4.4 Elektrisitetsbehov

Skadberg skole har eit energibehov til varmt vatn på omlag 230 MWh og 280 MWh til romoppvarming. Det er stor fokus på å få redusert primærenergi og utslepp frå bygningssektoren. I kombinasjonsløysingane for varmebehovet på Skadberg skole er det brukt elektrisitet, både til varmepumpesystem, sirkulasjonspumper og tilleggsvarmesystem. Det var difor interessant å analysere elektrisitetsbehovet for desse løysingane, òg som grunnlag for økonomisk analyse. For meir detaljar rundt utrekninga av elektrisitetsbehovet for dei ulike løysingane blir det vist til vedlegg 12.

10.4.4.1 Elektrisitetsbehov til kompressorarbeid – varmepumpeprosess

Ved bruk av varmepumper, trengs elektrisk energi til drift av kompressoren. Programmet CoolPack blei nytta for å få eit overslag over energibehovet. Dette programmet er beskrive i vedlegg 7. Energibehovet er blant anna avhengig av fordampingstemperaturen, noko som varierer for dei ulike systemkombinasjonane. Det er rekna ut fordampingstemperatur for kvar månad i dei ulike simuleringsåra. På grunn av den store informasjonsmengda av månadslege fluidtemperaturar og ingen programintegrasjon, har det blitt brukt ei gjennomsnittleg fluidtemperatur over året.

Det eksakte energibehovet for ein varmepumpeprosess er avhengig av fleire parameterar. Simuleringane i denne rapporten er forenkla.

Tabell 16: Oversikt over energibehovet varmepumpesystema skal dekkja.

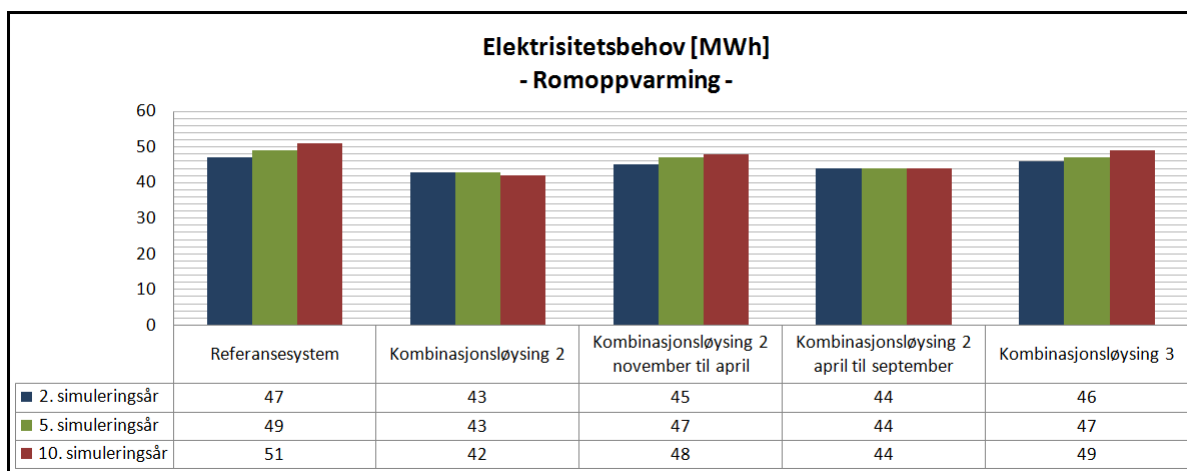
	Referansesystem	Kombinasjonsløysing 2	Kombinasjonsløysing 3
Romvarme [MWh]	225	225	225
Varmtvatn [MWh]	185	185	87

Romoppvarming

Det er blitt simulert ei forenkla prosess i CoolPack, med ammoniakk som arbeidsmedium. Blant anna er konstante verdiar for verknadsgrad ($\eta_{is} = 0,7$) og kondenseringstemperatur ($T_k = 41,59 \text{ }^\circ\text{C}$) brukt for alle dei simulerte prosessane.

Figur 61 viser ei oversikt over kompressorarbeidet til ammoniakkvarmepumpeprosessen for romoppvarming, simulert i CoolPack. Det er ikkje stor skilnad i behov av energi til kompressoren for referansesystemet og kombinasjonsløysing 2 med redusert driftstid; driftstid november til april, og kombinasjonsløysing 3. Kombinasjonsløysing 2 og kombinasjonsløysing 2 med redusert driftstid; drift frå april til september, er dei løysingane som har størst avvik frå referansesystemet. Det er i desse systema bergvarmen aukar mest i temperatur, og dermed får kompressoren betre driftsforhold.

Skilnaden mellom kombinasjonsløysingane og referansesystemet aukar med tida. Dette heng saman med at berggrunnen til referansesystemet ikkje har kunstig varmetilførsel eller avlasting av varmepumpa over året.



Figur 61: Romoppvarming: Kompressorarbeidet til ammoniakkvarmepumpesystemet for dei ulike kombinasjonsløsningane.

Tabell 17: Omtrentleg prosentleg avvik for kombinasjonsløsningane frå referansesystemet – romoppvarming.

	Avvik elektrisk energibehov (romoppvarming) frå referanse [%]		
	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår
Kombinasjonsløsning 3	2 %	3 %	4 %
Kombinasjonsløsning 2, april - september	7 %	11 %	14 %
Kombinasjonsløsning 2, november - april	3 %	4 %	5 %
Kombinasjonsløsning 2	8 %	13 %	17 %

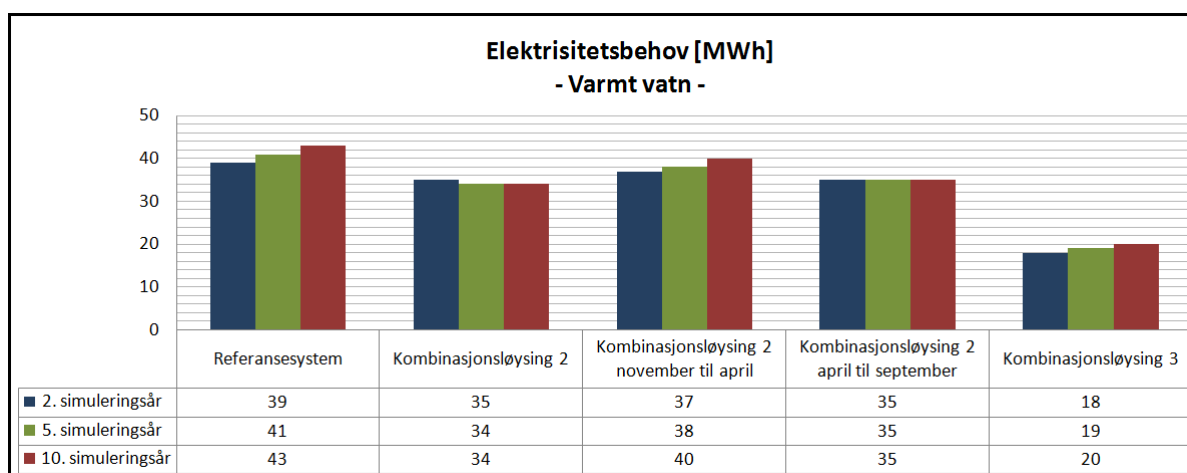
Kompressorarbeidet over året aukar for dei fleste kombinasjonsløsningane over tid, noko som kjem av redusert fordampingstemperatur. For kombinasjonsløsning 2, med solfangarsystem i drift frå april til september, er endringa i fordampingstemperaturen så lita at det ikkje har noko påverking på effekt faktoren. Kompressorarbeidet blir dermed konstant over desse simuleringsåra.

Kombinasjonsløsning 2, kor solfangarsystemet er i drift heile året, lagrar så mykje solenergi, at fordampingstemperaturen aukar over åra. Dette fører igjen til at kompressorarbeidet blir redusert. For dei resterande tre løysingane, dei som kompressorarbeidet aukar for, er aukinga på omla 6 – 8 % frå 2. til 10. simuleringsår.

Varmt vatn

For varmepumpeprosessen til varmtvassoppvarming, er CO₂ brukt som arbeidsmedium. For å få ei optimal varmepumpeprosess, bør prosessen optimaliserast i forhold til dømes trykket i gasskjøleren. Varmepumpeprosessen i denne simuleringa er forenkla; for dei ulike løysingane er det berre fordampingstemperaturen, inngåande vasstemperatur til gasskjøleren og behovet som er variert. Inngåande vasstemperatur er den same for referansesystemet og kombinasjonsløysing 2 (omlag 8 °C) og for kombinasjonsløysing 3 (omlag 7 °C). Grunnen til forskjell her, er at kombinasjonsløysing 3 ikkje blir brukt frå april til august, og dermed er både inngåande vasstemperatur og energibehovet for kompressorarbeidet gjennomsnittleg lågare.

Avviket i elektrisitetsbehov for kombinasjonsløysing 3 og referansesystemet er over 50 %, noko som er mykje høgare enn for dei andre. Ei stor grunn til dette er at solfangarsystemet for kombinasjonsløysing 3 tar ein stor del av behovet for varmt vatn. Slik som ved romvarmen, er utviklinga av kompressorarbeid for kombinasjonsløysingane avhengig av fordampingstemperaturen, sjå meir under romoppvarming.



Figur 62: Varmt vatn: Kompressorarbeidet til CO₂ - varmepumpa for dei ulike kombinasjonsløysingane.

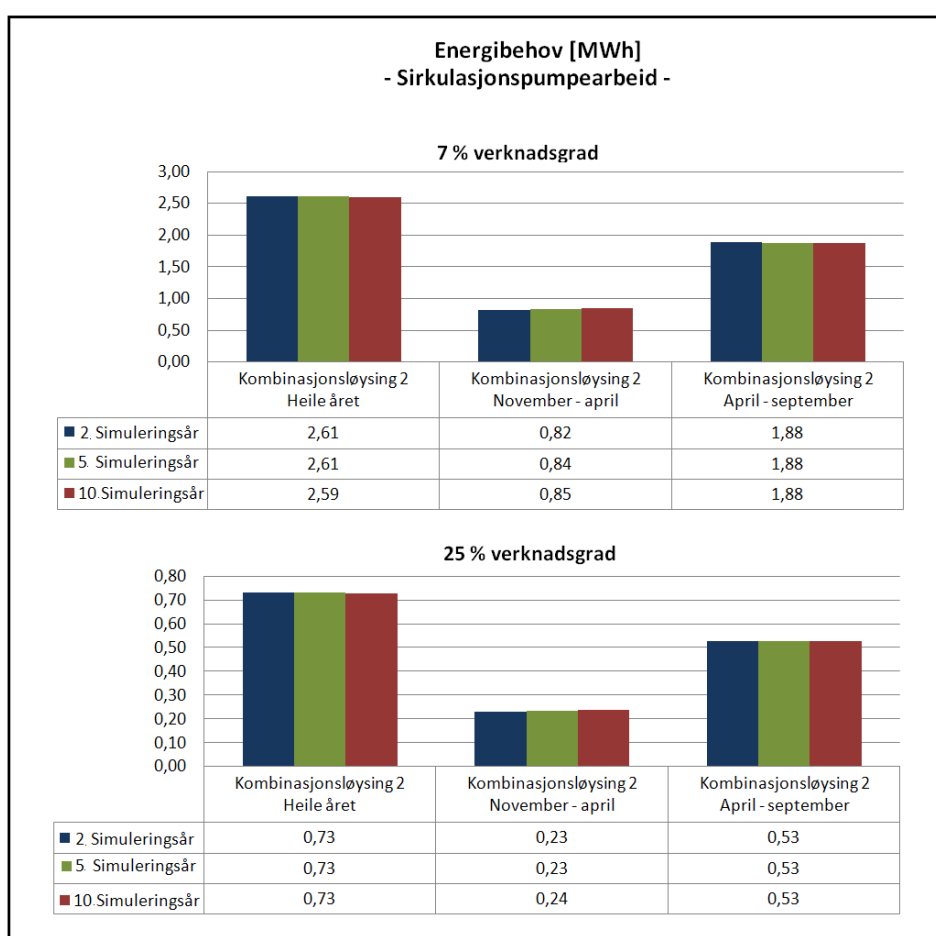
Tabell 18: Omtrentleg prosentleg avvik for kombinasjonsløysingane frå referansesystemet – varmt vatn.

	Avvik elektrisk energibehov (varmt vatn) frå referanse [%]		
	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår
Kombinasjonsløysing 3	54 %	54 %	55 %
Kombinasjonsløysing 2, april - september	10 %	14 %	18 %
Kombinasjonsløysing 2, november - april	6 %	7 %	8 %
Kombinasjonsløysing 2	11 %	17 %	21 %

10.4.4.2 Elektrisitetsbehov til drift av sirkulasjonspumpe

Det er pumper for alle løysingane, og dei inngår i simulering i TSOL. For kombinasjonsløysing 2, kor væska i solfangaren sirkulerer og varmar opp berggrunnen, er behovet for pumpeenergi ekstra stort. Det er difor blitt rekna energien som trengs til sirkulasjonspumpene i denne kombinasjonsløysinga.

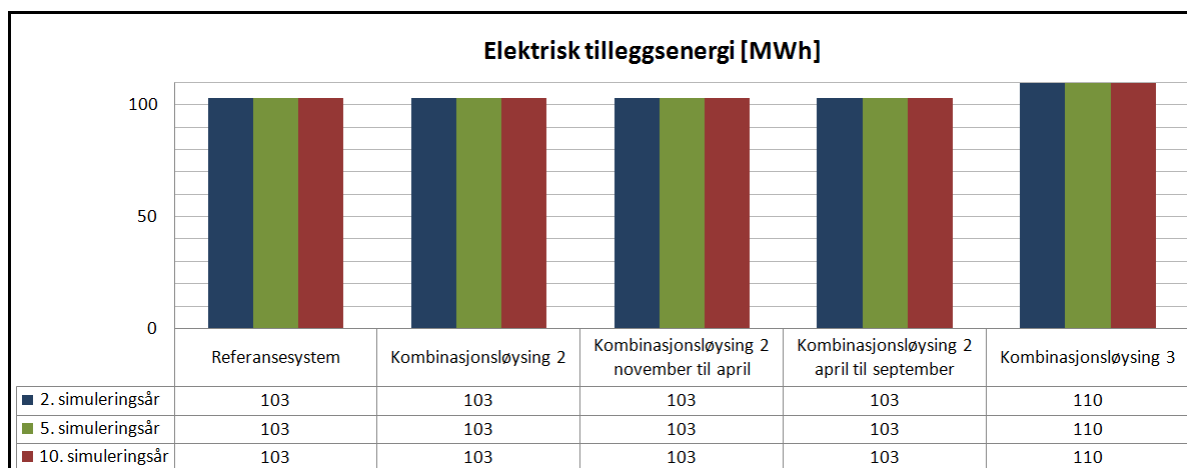
Pumpearbeidet for dei ulike simuleringsår er tilnærma likt. For dei ulike kombinasjonsløysingane er det derimot relativ stor skilnad. Forskjell mellom drift frå april til september og drift frå november til april, 10. simuleringsår – 7 % verknadsgrad, har eit avvik på 55 % i sirkulasjonspumpearbeidet. Dei opererer begge i ein driftsperiode på seks månadar, men i periodar med ulikt solforhold. Figur 63 viser at det er forskjell i energibehovet ved ulik verknadsgrad på sirkulasjonspumpene. Det er i figuren vist nedre- og øvre sjikt som verknadsgrada til sirkulasjonspumpene opererer.



Figur 63: Sirkulasjonspumpedrift: Elektrisitetsbehov for dei ulike kombinasjonsløysingane, ved 7 % og 25 % verknadsgrad på sirkulasjonspumpe.

10.4.4.3 Elektrisitetsbehov for tilleggsvarme

Varmepumpesystema er dimensjonert for 80 % energidekking, noko som fører til at tilleggskjelde må dekke dei resterande 20 %. For kombinasjonsløyising 3 var ikkje varmepumpene i bruk for varmt tappevatn frå april til august, då solsystemet blir køyrt saman med tilleggskjelda. Figur 64 viser behovet for elektrisitet til tilleggsenergi. Alt behov for tilleggsenergi blir dekkja med elektrisitet.



Figur 64: Elektrisk tilleggsenergi [MWh]. Tilleggsenergien skyldast at varmepumpesystema har 80 % energidekking, og at for kombinasjonsløyising 3 (april – august) blir ikkje varmtvassvarmepumpesystemet brukt, berre sol og elektrisk tilleggsvarme.

Tabell 19: Omtrentleg prosentleg avvik for kombinasjonsløyisingane frå referansesystemet – elektrisk tilleggsenergi.

	Avvik elektrisk energibehov (elektrisk tilleggsenergi) frå referanse [%]		
	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår
Kombinasjonsløyising 3	7 %	7 %	7 %
Kombinasjonsløyising 2, april - september	-	-	-
Kombinasjonsløyising 2, november - april	-	-	-
Kombinasjonsløyising 2	-	-	-

10.4.4.4 Samla elektrisitetsbehov

Det samla energibehovet inkluderer dei ulike postane for energibehov, som er gjennomgått i kapittelet, sjå vedlegg 12. Tabell 20 viser innsparinga for dei ulike kombinasjonsløyningane samanlikna med referansesystemet for dei ulike simuleringsåra. Det er ein klar tendens at avviket mellom kombinasjonsløyningane og referansesystemet aukar etter som tida går.

Bergvarmepumpesystemet i referanseløyninga får ikkje noko avlasting eller kunstig tilføring av varme til berggrunnen. Dette fører til klar reduksjon i fordampingstemperatur.

Kombinasjonsløyning 3, med 25 % verknadsgrad til sirkulasjonspumpedrift, har det største avviket frå referansesystemet, sjå tabell 20. Her blir solenergien nytta til å varma opp varmt vatn.

Kombinasjonsløyning 2, solenergien varmar opp berggrunnen gjennom heile året, kjem etter. Her blir fordampingstemperaturen relativt høg samanlikna med referansesystemet, noko som fører til redusert kompressorarbeid.

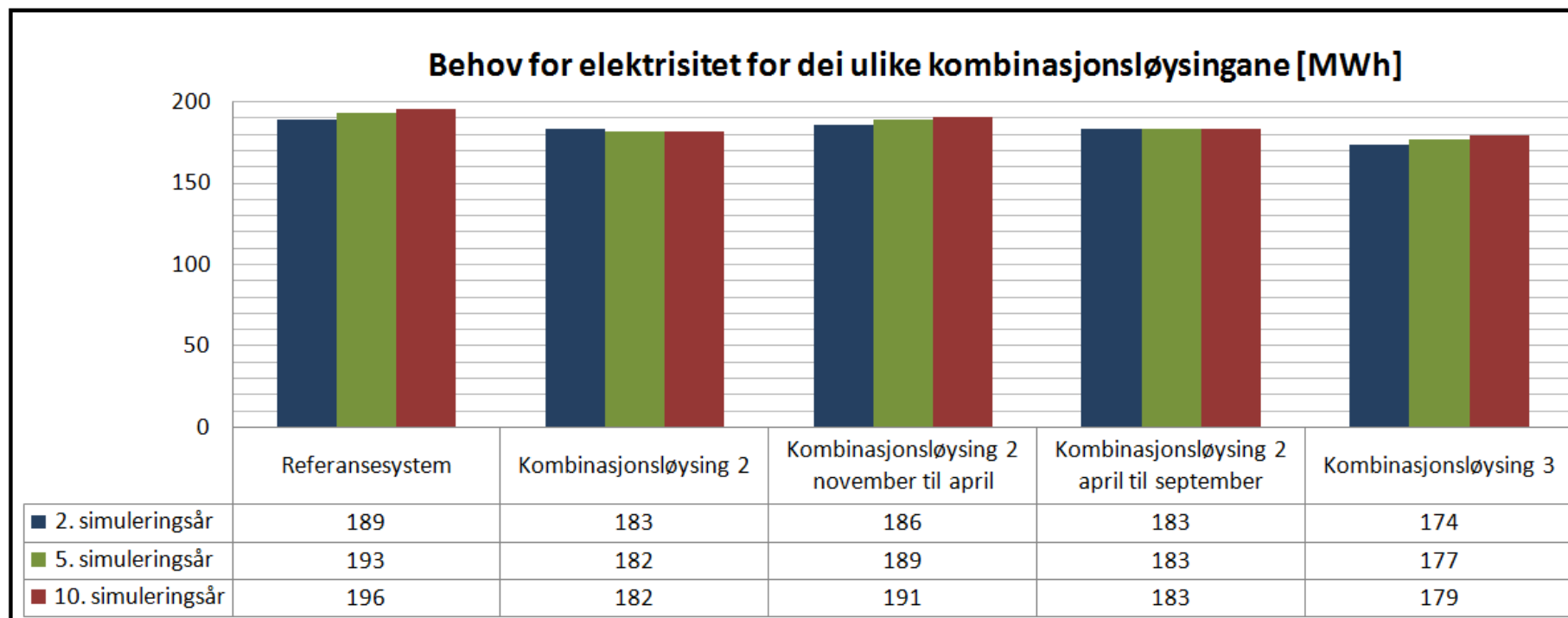
Kombinasjonsløyninga som gir lågast avvik frå referansesystemet, er kombinasjonsløyning 2 med drift i perioden november til april. I denne løyninga vil fordampingstemperaturen ikkje auka så mykje over året og avviket frå referansesystemet blir dermed nokså lite.

Tabell 20: Prosentleg avvik for kombinasjonsløyningane frå referansesystemet, med 7 % og 25 % verknadsgrad sirkulasjonspumpe.

7 % verknadsgrad	Avvik [%]		
	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår
Kombinasjonsløyning 2	3,0 %	5,6 %	7,6 %
Kombinasjonsløyning 2, november - april	1,5 %	2,0 %	2,6 %
Kombinasjonsløyning 2, april - september	2,8 %	4,9 %	6,6 %
Kombinasjonsløyning 3	7,5 %	8,3 %	8,9 %

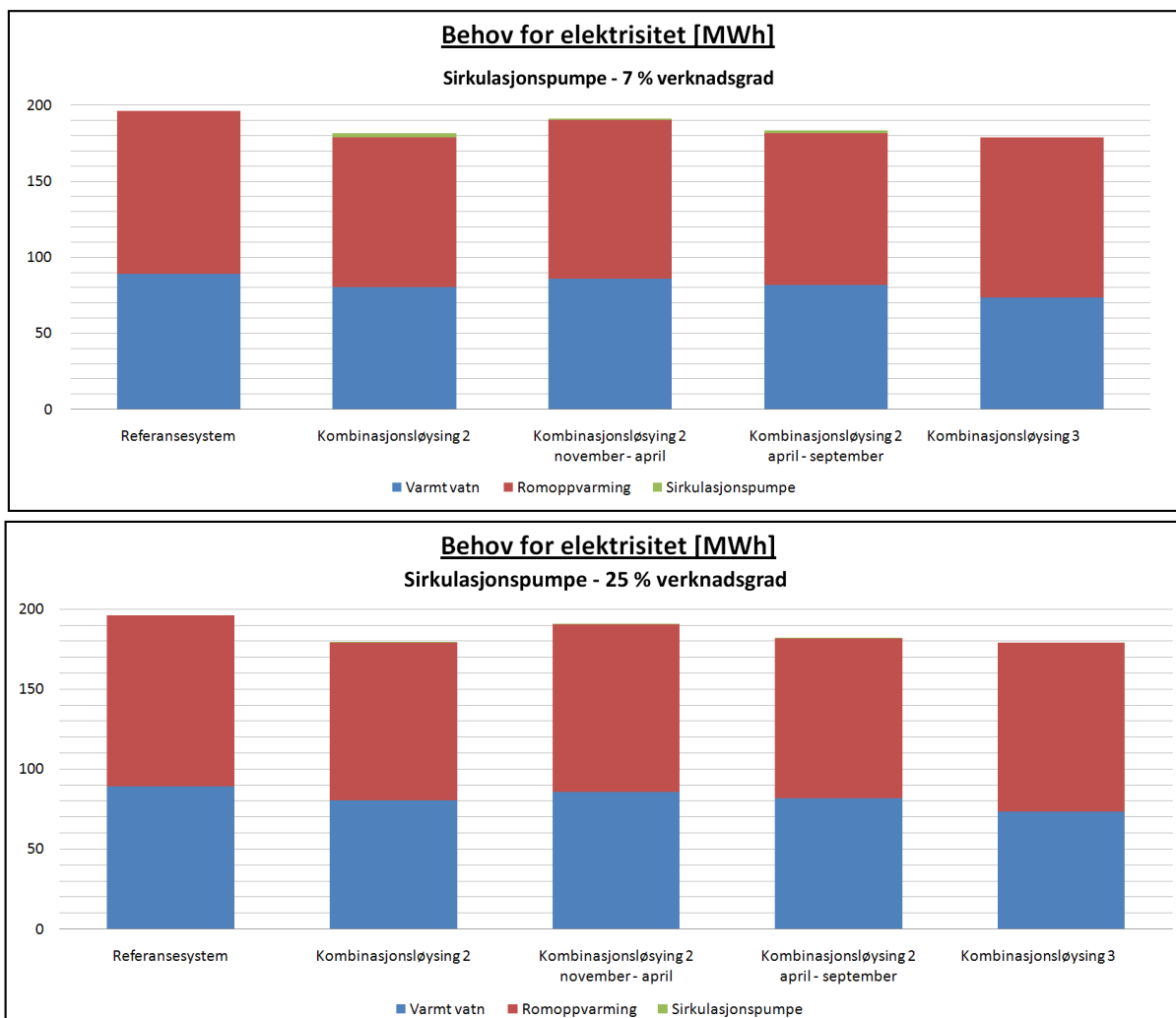
25 % verknadsgrad	Avvik [%]		
	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår
Kombinasjonsløyning 2	4,0 %	6,5 %	8,5 %
Kombinasjonsløyning 2, november - april	1,8 %	2,4 %	2,9 %
Kombinasjonsløyning 2, april - september	3,5 %	5,6 %	7,3 %
Kombinasjonsløyning 3	7,5 %	8,3 %	8,9 %

Figur 65 viser ei illustrasjon av energibehovet for dei ulike kombinasjonsløysingane, for 2., 5. og 10. simuleringsår. For kombinasjonsløysing 2 er det ei nedgang i det årlege energibehovet med tida. Det blir tilført så mykje solvarme, at det blir ei auking av temperaturen i berggrunnen. Ved bruk av solvarmen frå april til september, er det årlege energibehovet tilnærma konstant. Ved dei andre løysingane, er behovet for elektrisk energi aukande etter som åra går.



Figur 65: Behov for elektrisitet for dei ulike kombinasjonsløysingane. 7 % verknadsgrad for sirkulasjonspumpe. 2., 5. og 10. simuleringsår.

Fordeling av kva energibehovet går til, er vist i figur 66. Med 25 % verknadsgrad for sirkulasjonspumpene utgjør behovet for elektrisk energi lite, medan det er mogleg å sjå ei auking av energibehovet ved bruk av 7 % verknadsgrad.

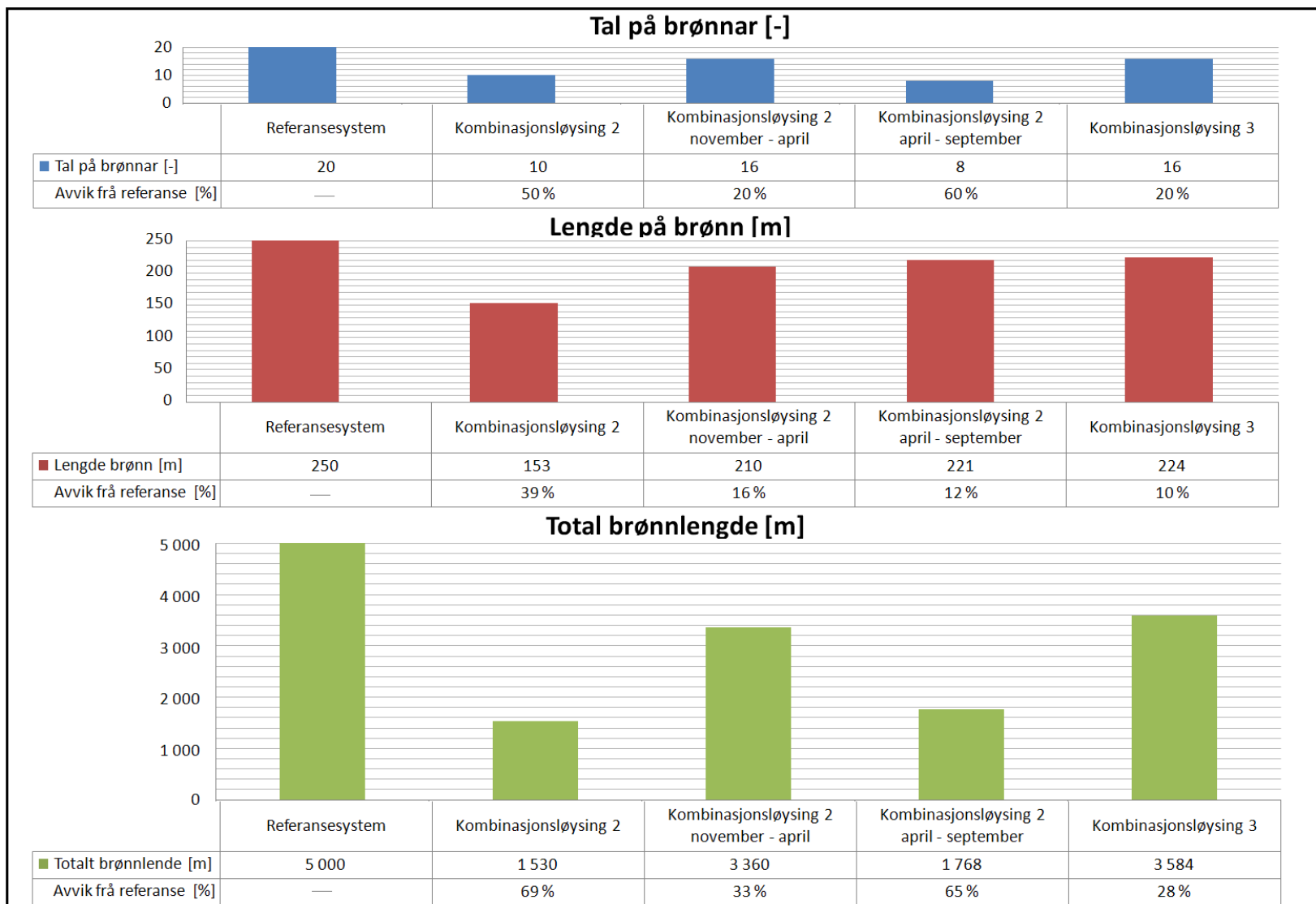


Figur 66: Behov for elektrisitet for dei ulike kombinasjonsløysingane. 7 % og 25 % verknadsgrad for sirkulasjonspumpe. 10. simuleringsår.

10.4.5 Brønn

Det er i den tidlige evalueringa, kapittel 10.2.2 og kapittel 10.3.2, tatt utgangspunkt i brønnskonfigurasjonen til referansesystemet. Deretter blei det simulert resulterande fluidtemperaturar og kompressorarbeid. I dette kapitlet vil resultatane frå bruk av optimaliseringsfunksjonen i EED bli samanlikna.

Figur 67 viser ei grafisk brønnevaluering av forskjellane mellom dei ulike systemkombinasjonane som er simulerte. I forhold til investeringskostnadane er brønnlengde og tal på brønner viktig. Kortare og færre brønner gir mindre i investeringskostnader. Dette er nærmare beskrevet i kapittel 10.6.5. Det er relativt stort avvik på tal på brønner for både kombinasjonsløyse 2 og 3. Den nødvendige totale brønnlengda er 70 % mindre for kombinasjonsløyse 2 i høve til referansesystemet. For kombinasjonsløyse 3 er behovet 30 % mindre.



Figur 67: Samanlikning av referansesystem, kombinasjon 2 og kombinasjon 3, i forhold til tal på brønner, brønnlengder.

10.5 Evaluering; utføring av simulering

I simuleringane er det blitt gjort ein del antakingar. Nokre av desse har større påverknad enn andre. Simuleringane er ikkje for eit bygd anlegg, og det er dermed ikkje mogleg å samanlikna utrekna med målte verdiar. Likevel kan det vera nyttig å evaluera inndata og utføring, sett i lys av dei rammer og program som er brukt. Inndataverdiar for dei gitte system / simuleringsprogram, kan studerast i vedlegg 8, vedlegg 9, vedlegg 10 og vedlegg 12.

Generelt

Grunnlag for simuleringane er behovet for energi, som er rekna ut i SIMIEN. Dette behovet er fordelt over året ved hjelp av energigradtal, og justert for ferie. I forhold til NS 3031, skulebygg, er det åtte veker ferie i året, 44 driftsveker. Tidsperiodane til ferieveker er fordelt etter skjøn, og kan sjølvstakt variera. Rapporten gjeld for større bygningar, men er berre simulert for ein skule (Skadberg skole, case – bygg). Hadde oppgåva omhandla eit kontorbygg ville resultatet truleg blitt annleis (grunna anna fordeling av varmebehov og ulikt forbruksmønster).

Det er nytta energigradtal ved fordeling av romvarmebehovet over året. Dette er ei tilnærming som er presis nok, sidan behovet blir fordelt ved bruk av historiske gjennomsnittlege utetemperaturar. Juli er ein månad kor behovet er neglisjert, både for varmt tappevatn og romoppvarming. Dette kan sjølvstakt avvika noko frå verkelegheita sidan behov og forbruksmønster er rekna med grunnlag frå NS 3031 og erfaringsmessige tilnærmingar. Det er ikkje bygd, og skal ikkje byggast, eit solfangaranlegg i kombinasjon med bergvarmepumpe på Skadberg skole. Skulen er brukt for å få eit case kor ein har nokre kjende parameter som kan brukast i simuleringane.

Det er simulert for referansesystemet, kombinasjonsløyising 2; solvarmen blir brukt til å varma berggrunnen, og kombinasjonsløyising 3; solvarmen blir brukt til varmt tappevatn. Det er på grunn av kombinasjonane si ulike oppbygging og dynamikk, blitt brukt ulike simuleringsstrategiar. På bakgrunn av ulike parameter ved dei ulike simuleringsstrategiane, kan dette føra til ein del unøyaktigheiter.

Ved kombinasjonsløyising 2 blir varmen produsert i solfangarsystemet, TSOL, brukt i EED programmet som oppvarming av berggrunnen. Det er ikkje rekna med noko overføringstap, utanom tapa som er rekna i TSOL. Dette er sjølvstakt ei tilnærming som er gjort i simuleringa.

Det blei nytta ein iterasjonsprosess mellom TSOL og EED, i kombinasjonsløyising 2. Gjennomsnittstemperaturen i fluidet over året blei brukt som returtemperatur til solfangarsystemet. Fluidtemperaturen varierer ein del over året, og dermed blir dette berre ei tilnærming. Det hadde blitt produsert meir solenergi om vinteren, med kaldare returtemperatur, og mindre om sommaren, når det ville vore varmare fluidtemperatur.

Generelt er kombinasjonsløyisingane i rapporten forenkla i simuleringane. Kombinasjonane er svært samansette og kompliserte, og det har ikkje vore tilgang til verktøy som kan simulera heilt nøyaktig / ta omsyn til alle parameterar. Dei tilgjengelege programma som er brukte, blir ikkje kombinerte automatisk, noko som fører til informasjon kan gå tapt. I tillegg er det i programma ikkje mogleg å stilla på alle ønskelege parameterar. Prinsippa er likevel blitt vist.

TSOL

Under kombinasjonsløyisingane kor det er simulert med TSOL, er det egne underkapittel som beskriver grenser med programmet for akkurat denne kombinasjonsløyisinga. Det er for TSOL simulert med to typar kollektorar; plan solfangar utan dekklag for kombinasjonsløyising 2 og plan solfangar med dekklag for kombinasjonsløyising 3. Bruk av andre kollektortypar kan ha påverknad på resultatet. Vakuumsolfangar har til dømes gode verknadsgrader sjølv ved høg temperaturskilnad til omgivingane, og det kunne med fordel blitt utført ei parallell simulering ved bruk av denne typen solfangar for kombinasjonsløyising 3. Grunnen til at det ikkje er tatt i bruk vakuumsolfangar, er den noverande høge kostnaden. I tillegg har tidsgrensinga for oppgåva gjort det nødvendig å grensa kompleksitet og omfang av simuleringar.

EED

Det er ikkje tatt undersøking av berggrunnen ved Skadberg skole. Berggrunnsinformasjonen som er sett inn i EED er difor ikkje eksakt data for Skadberg, i Sola kommune. Informasjonen om borehol, kollektortype og liknande som er sett inn i EED, er henta inn frå personar med god kjennskap til boreholssystem.

Ved simulering er det mogleg å variera kva månad simuleringa i grunnen skal starta. Det er for denne oppgåva tatt eit val om august (tidspunkt for skulestart). Oppstart for anlegget kan sjølvstøtt vera på andre tidspunkt. Då ville fluidtemperaturen variert noko annleis enn det som er simulert. Det er ikkje gjort ein sensitivetsanalyse med omsyn til dette, men tidspunkt for oppstart vil påverka energibehovet og difor er ein slik analyse foreslått i kapittel 12.

Ved varmeveksling, er det berre tatt omsyn til brønnane. I fordelingssystemet kan det vera varmeveksling, noko som kan påverka temperaturen i fluidet (varmeopptak / varmeavgiving avhengig av temperatur).

Det er for kombinasjonsløyising 2 brukt kjølelast for varmen overført frå solfangarsystemet. Solfangarsystemet produserer ikkje konstant varme, og topplast burde vore nytta. På grunn av grensingar i simuleringsprogrammet TSOL, er det ikkje mogleg å få ut timeverdiar, og alt blir lagt inn som grunnlast. Hadde det vore ein stor tank mellom solfangar og brønnane, kunne grunnlast blitt nytta. I denne kombinasjonsløyisinga er tanken at varmen skal gå direkte, og difor er simuleringa ved berre bruk av grunnlast ei tilnærming.

CoolPack

I den tekniske analysen av systemkombinasjonsløyisingane, er CoolPack brukt til å simulera eit overslag over elektrisitetsbehovet for varmepumpesystema for romoppvarming og varmt vatn. Prosessane er forenkla. Prosesseffektiviteten er blant anna for CO₂-prosessen svært avhengig av rett gasskjølartrykk. Aukande trykk resulterer i auka kompressorarbeid og auka varmekapasitet frå gasskjølararen. Det gjeld å finna den optimale staden som gir best effektfaktor. I simuleringa er det ikkje lagt vekt på optimalisering av denne prosessen, og det er difor nytta anbefalt gasskjølartrykk.

Ved bruk av fordampingstemperatur, som er rekna frå dei ulike fluidtemperaturane frå EED, er det nytta ei gjennomsnittleg fordampingstemperatur basert på tidsperioden varmepumpa er i bruk i løpet av eit år. Frå simuleringar i EED var det data med månadslege verdiar, men på grunn av det hadde blitt for stort simuleringsomfang (360 simuleringar), blei det rekna med gjennomsnitt over årsdriftstida.

Lågare last medfører lågare LMTD for varmevekslarane. I case-bygget som er simulert er det varierende last over året, men det er ikkje tatt omsyn til den varierende LMTDen, sidan dette berre er ei overslagsrekning.

Utfordringar knyta til bruk av fleire simuleringsprogram som ikkje er kopla saman (manglande programintegrasjon)

I analysen i denne rapporten har TSOL, EED og CoolPack blitt brukt. Kombinasjon av fleire separate simuleringsprogram er grensande for kompleksitet, omfang og nøyaktigheit. Simuleringsprogramma arbeider separat. Det har difor vore nødvendig med forenklingar.

Dette problemet kom særleg fram ved simulering av kombinasjonsløyising 2, kor solvarmen varma opp berggrunnen. Det er gjensidig avhengigheit av returtemperaturen frå brønnen og effektiviteten i solfangarsystemet, noko som førte til at det måtte nyttast ein iterasjonsprosess mellom dei to programma; TSOL og EED. Denne prosessen var svært tidkrevjande.

I og med at simuleringane ikkje er samkøyrtte, tar kvar simulering lang tid. Det har dermed ikkje vore råd å foreta ei meir detaljert simulering, med til dømes korte tidsintervall. Hadde det vore ei kopling mellom fluidtemperaturen frå EED og CoolPack, ville resultatane vore gitt for kortare tidsintervall. Ein kunne då tatt omsyn til variasjon i energikostnadar over året.

Sjølv om programma ikkje er integrerte, vil ein likevel koma fram til resultat som er tilstrekkeleg nøyaktige til å grovskilja mellom ulike overordna systemval og kombinasjonsløyisingar.

10.6 Økonomisk analyse

Denne rapporten har ikkje dimensjonert komplette varmesystem, men meir sett på ulike tekniske kombinasjonsløyningar. Det er difor ikkje mogleg, eller av interesse i forhold til denne oppgåva, å ta ei komplett økonomisk analyse av systemkombinasjonane. Den økonomiske analysen i oppgåva har som mål å grovskilja dei ulike kombinasjonsløyningane. For ei tilnærming blir det antatt at varmepumpesystemet er det same for alle kombinasjonsløyningane, slik at det berre er ytterlegare investeringar som blir rekna på (avviket frå referansesystemet).

ENOVA har ei investeringsstøtteordning, *Program for lokale energisentraler*, kor det kan vera mogleg å få støtte til denne type installasjonar. Eventuell støtte blir ikkje diskutert i den økonomiske analysen. Fokus er å avklara om systemløyninga er lønnsam i seg sjølv.

10.6.1 Forklaring av parameter

Noverdimetoden er ein av dei vanlegaste metodane for lønsemdvurdering og rangering av investeringar, sjå likning 10.1. Utgangspunktet for noverdimetoden er at alle inn- og utbetalingar blir tilbakeført til eit gitt tidspunkt. Det blir tatt ei diskontering av alle tidlegare og framtidige kapitalverdiar [Novakovic, V. et al., 2007].

$$NV = \frac{B_1}{(1+r)} + \dots + \frac{B_N}{(1+r)^N} + \frac{S}{(1+r)^N} - I \quad [10.1]$$

Med bakgrunn i at solfangarsystemet ikkje er fullstendig dimensjonert²⁵, finst det ikkje eit komplett kostnadsbilete for dei ulike kombinasjonsløyningane. Største tillate investering, STI, vil dermed bli brukt i denne analysen. Kostnadar i tilknytning til investeringar til solfangarsystemet, blir diskutert i forhold til utrekna STI i kapittel 10.6.4.

$$STI = \frac{B_1}{(1+r)} + \dots + \frac{B_N}{(1+r)^N} \quad [10.2]$$

Økonomisk levetid, N

Den økonomiske levetida er svært forskjellig for ulike investeringsobjekt, og er heller ikkje alltid den same som den tekniske levetida. Avhengig av bruk, vedlikehald og teknisk utvikling må ein gå ut i frå utskifting til meir effektive, driftssikre eller *moderne* komponentar etter tydeleg kortare tid enn den tida produkta i og for seg er funksjonsdyktige [Novakovic, V. et al., 2007]. For solfangarsystema, vil det etter tilråding frå Elisabeth Kjellsson, bli brukt ei økonomisk levetid på 20 år [Kjellsson, E., 2010].

²⁵ Rapporten har vore meir ei samanlikning mellom ulike tekniske systemkombinasjonar.

Kalkulasjonsrente, r

Det er forskjell mellom bedriftsøkonomisk kalkulasjonsrente og samfunnsøkonomisk kalkulasjonsrente. Den samfunnsøkonomiske kalkulasjonsrenta nyttar byggeigarar som har samfunnsøkonomiske bindingar og forpliktingar å ta omsyn til i sine investeringar; stat, fylke og kommune. Case-bygget, Skadberg skole, er ein kommunal skule, og den samfunnsøkonomiske kalkulasjonsrenta blir nytta.

Kalkulasjonsrenta vil saman med økonomisk levetid vera bestemmende for den årlege annuiteten for investeringa. Kor høgare kalkulasjonsrenta er, kor lågare blir summen av alle framtidige avkastningar, fortenester og sparingar. Ulik kalkulasjonsrente vil dermed påverka dei årlege faste kostnadane.

Det er i denne masteroppgåva tatt utgangspunkt i ei kalkulasjonsrente på 6 %. I følsomheitsanalysen, sjå kapittel 10.6.3, er blant anna kalkulasjonsrenta variert, for å avdekka kva verknad ho har.

Salsverdien, S

Salsverdien representerer restverdien av investeringsobjektet når den økonomiske levetida er overskredet. Det er i den økonomiske analysen i denne rapporten sett bort i frå ein restverdi på investeringa som er gjort.

Innsparing, B_i

For dei ulike kombinasjonsløyisingane er innsparinga (reduert elektrisk behov) i forhold til referansesystemet ulik over åra. Dette kjem blant anna av at fordampingstemperaturen utviklar seg forskjellig, og resulterande energibehov blir dermed annleis. Det er difor rekna spart energi for kvart driftsår. Det er berre simulert energibehov for 2., 5. og 10. simuleringsår / driftsår, og dei mellomliggjande åra blei dermed funne ved hjelp av lineær interpolering og ekstrapolering. Ei mogleg forbetring ville vore å nytta kurvetilpassing med ein ulineær funksjon og rekna behovet for 25. simuleringsår i tillegg for å unngå stor ekstrapolering. Lesaren blir vist til vedlegg 13, for illustrasjon av den utviklinga i elektrisk energibehov som tilnærmingane har resultert i. Det er viktig å hugsa på at ein i neste ledd av økonomisk analyse, skal diskontera med omsyn til valt kalkulasjonsrente, og at usikkerheit i fjern framtid då vil vera mindre avgjerande enn usikkerheit dei fyrste åra.

Energikostnad

Energikostnaden, som i denne rapporten er prisen på elektrisitet, blei sett til 80 øre/kWh.

Kraftprisen avhenger av tilbod og etterspørsel etter kraft. Faktorar som påverkar prisutviklinga på kort sikt, vil vera temperaturforhold, nedbørsmengde og generell aktivitetsnivå i økonomien. Vidare spelar magasinsituasjonen, forventningar om framtidige prisar, og produksjonskostnader av kraft i nabolanda ei viktig rolle. Kraftprisen på lengre sikt vil i større grad vera avhengig av den generelle utviklinga i økonomien og kraftforsyninga. Avgifter på kraftproduksjon har innverknad på kraftprisen [Novakovic, V. et al., 2007]. Ein ambisiøs internasjonal klimapolitikk vil koma til å påverka framtidige energiprisar. Prisane på elektrisitet vil i følge Statistisk sentralbyrå koma til å stiga merkbar [SSB, 2009 b]. Det er i utrekinga rekna med variasjon i kraftprisen, for å kunne sjå kor mykje dette har å sei for STI, sjå kapittel 10.6.3.

Vedlikehaldskostnad

Kostnad til vedlikehald av solfangaranlegget er låg. Dei fleste solfangarsystem klarer seg sjølv gjennom året. Stadar kor det er mykje partiklar i lufta, må solfangaren bli reingjort / spylt, elles blir effektiviteten redusert. I følgje Leo Holm, driftssjef for Marstal Fjernvarme²⁶ i Danmark, er reingjering generelt ikkje nødvendig i Noreg [Holm, L., 2010]. I denne oppgåva er det dermed sett bort frå vedlikehaldskostnader som kjem i tillegg til vedlikehald for referansesystemet.

Investering, I

Investeringa er ei viktig del av den økonomiske analysen. Det er gjort ei tilnærming ved å setja like kostnader i tilknytning varmpumpesystemet for dei ulike løysingane. Investeringa på varmpumpa blir dermed utelate, på grunn av at det ikkje er noko ekstra investering i forhold til referansesystemet. Den ytterlegare investeringa i forhold til referansesystemet gjeld berre solfangarsystemet.

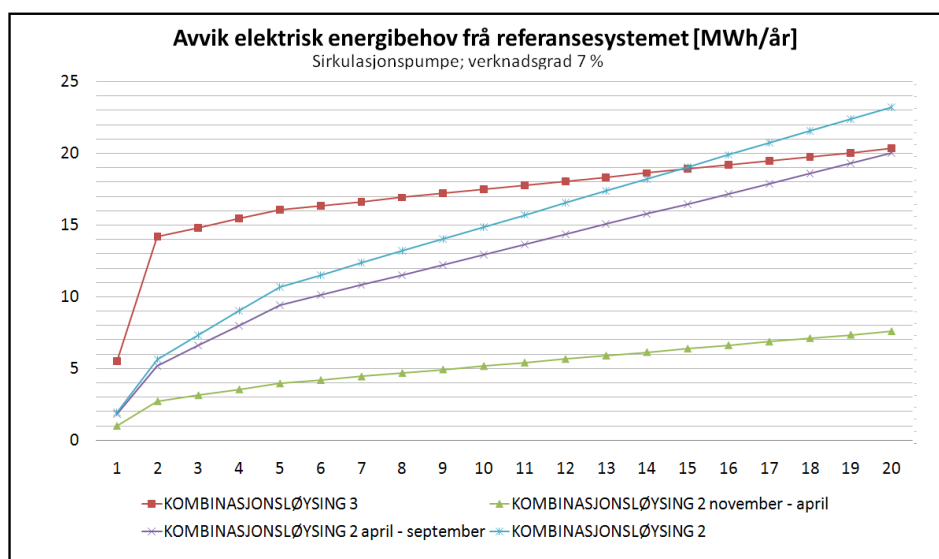
Det er for bustadar ulike tilgjengelege overslagsprisar for solfangarsystem [Andresen, I., 2008]. Rapporten omhandlar større bygningar, og det er ikkje tilgjengeleg komplett økonomisk informasjon om slike anlegg i Noreg. Sidan den tekniske analysen ikkje har gått på spesifikt utstyr frå leverandørar, men meir om ulike systemløysingar, blei det valt å henta inn prisinformasjon frå ulike leverandørar. Dette blei gjort for å koma fram til ei samanlikning og evaluering av ulike investeringskostnadar for solfangarar. Ulike leverandørar har ulike tekniske løysingar (sjølv med same type kollektor), noko som kan skilja prissetjing. For meir informasjon om investeringskostnadane i tilknytning til solvarmesystem, sjå vedlegg 13.

²⁶ Marstal Fjernvarme: Marstal Fjernvarme har verdas største termiske solvarmesystem; 18 365 m² solfangarar, med ei årleg produksjon på 8,2 GWh [Holm, L., 2010].

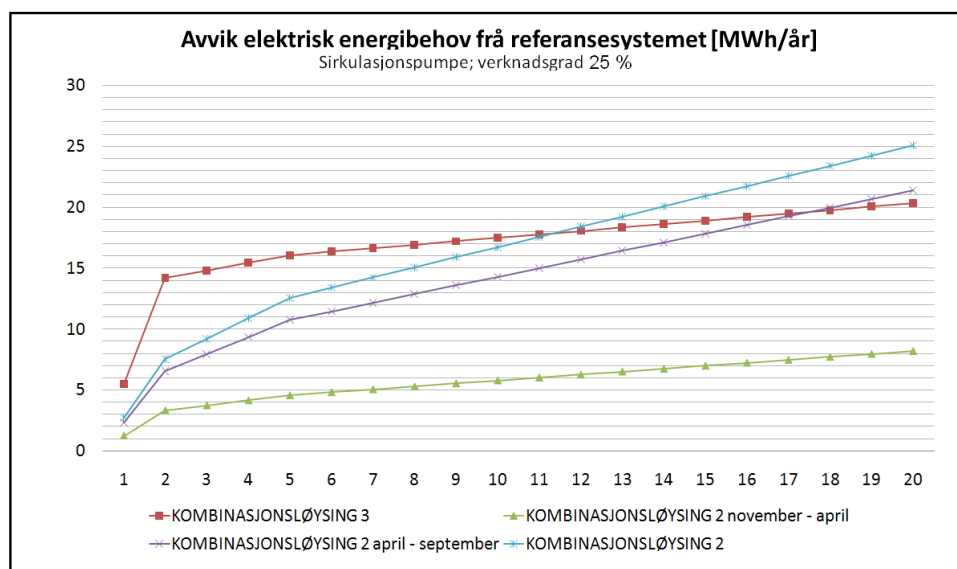
10.6.2 Største tillate investering - STI

Avviket i elektrisk energibehov mellom referansesystemet og dei vurderte kombinasjonsløsningane er blitt rekna ut, sjå figur 68 og figur 69. Dette avviket aukar med tida, noko som fører til reduksjon i behovet for elektrisk energi.

Første simuleringsår gjeld berre frå august til desember, det er her lita driftstid samanlikna med dei andre åra. Dette kan forklara kurvefasongen i starten.



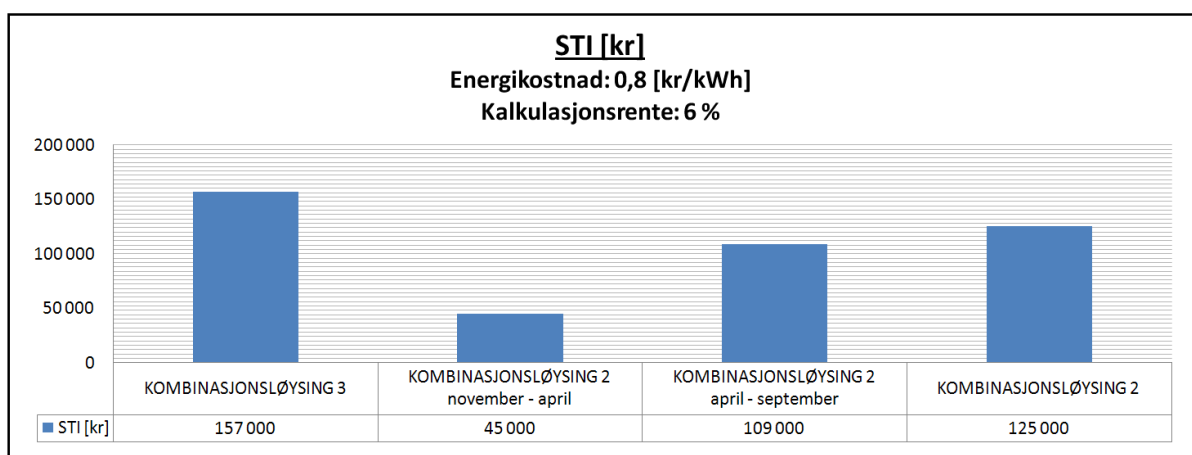
Figur 68: Avvik frå referansesystemet, elektrisk energibehov for dei ulike løysingane over ein 20 års periode. 7 % verknadsgrad på sirkulasjonspumpe.



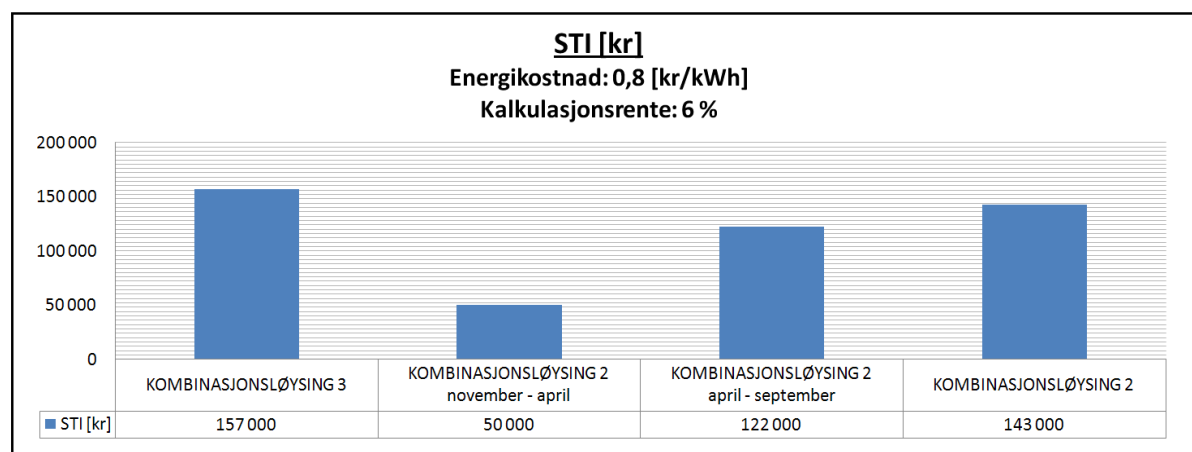
Figur 69: Avvik frå referansesystemet, elektrisk energibehov for dei ulike løysingane over ein 20 års periode. 25 % verknadsgrad på sirkulasjonspumpe.

For å finne største tillate investering for dei ulike kombinasjonsløyisingane, blei det rekna med ein energikostnad på 0,8 kr/kWh og ei kalkulasjonsrente på 6 %, sjå figur 70 og figur 71. Det blei seinare utført følsomheitsanalyse ved å variera desse parametrene; energikostnad og kalkulasjonsrente. Analysen gjengis i kapittel 10.6.3.

Den største investeringa som kan bli gjort, er for kombinasjonsløyising 3; solvarme går til varmt tappevatn. Kombinasjonsløyising 2, kor solvarmen varmar bergrunnen frå november til april, har den lågaste STI. Det er relativt lita innsparing i behovet for elektrisk energi, noko som sterkt grenser dei investeringskostnadane ein kan tillata. Kostnadane i tilknytning til solvarmesystem vil bli diskutert i kapittel 10.6.5.



Figur 70: STI for dei ulike kombinasjonsløyisingane. Energikostnad; 0,8 kr/kWh. Kalkulasjonsrente; 6 %. Simulert ved bruk av verknadsgrad til sirkulasjonspumpe; 7 %.



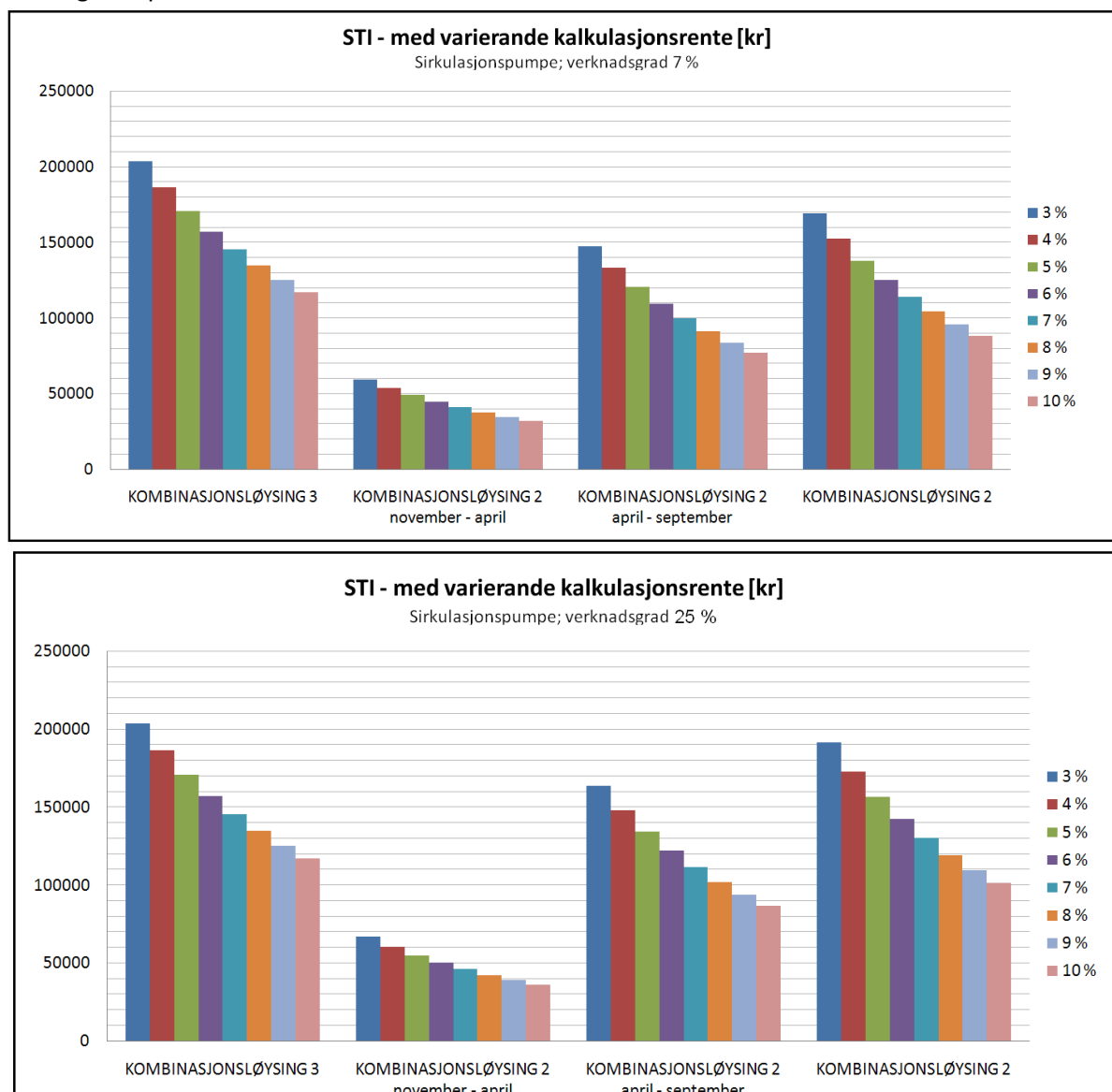
Figur 71: STI for dei ulike kombinasjonsløyisingane. Energikostnad; 0,8 kr/kWh. Kalkulasjonsrente; 6 %. Simulert ved bruk av verknadsgrad til sirkulasjonspumpe; 25 %.

Følsomhetsanalyse

Dei aller fleste slutningar ein byggherre står ovanfor, er forbunde med risiko eller usikkerheit. Usikkerheita har to hovudårsaker; det er vanskeleg å få til ei detaljert analyse av slutninga samstundes med at ein ikkje sit inne med all nødvendig informasjon [Novakovic, V. et al., 2007]. Det er som regel ikkje mogleg å gi sikre føresetnader om framtida, slik som tilfellet er for Skadberg skole. Usikkerheita aukar jo lengre tidshorisont ein har i analysane, det gjeld og forhold som ikkje er variert i denne oppgåva (til dømes energibehov og bruksmønster).

Det er på grunn av usikkerheita, tatt ei følsomhetsanalyse på to parameterar som påverkar STI; energikostnaden og kalkulasjonsrenta, illustrert nedanfor.

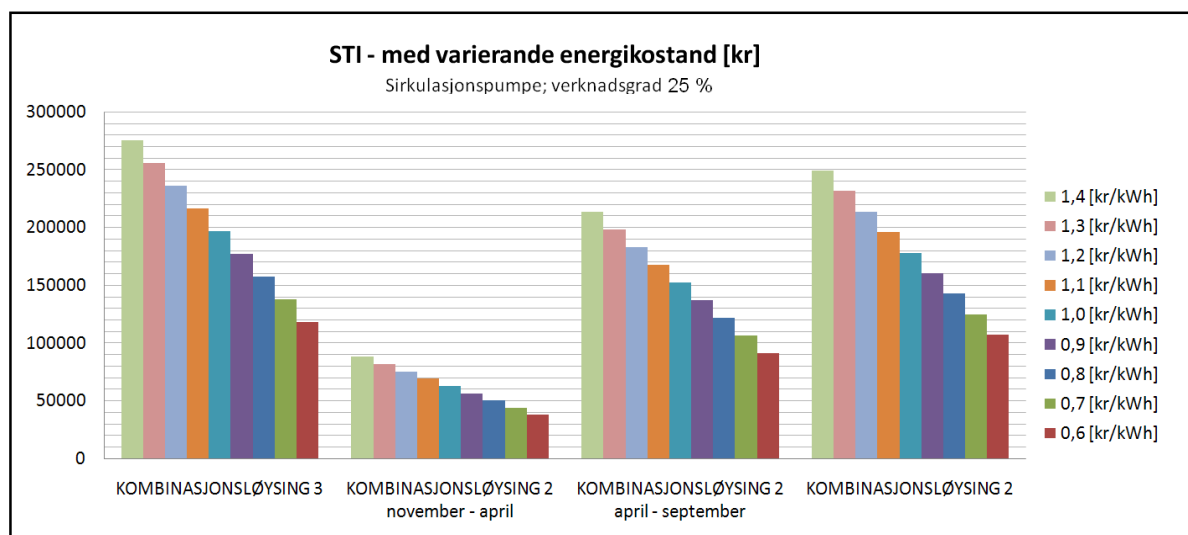
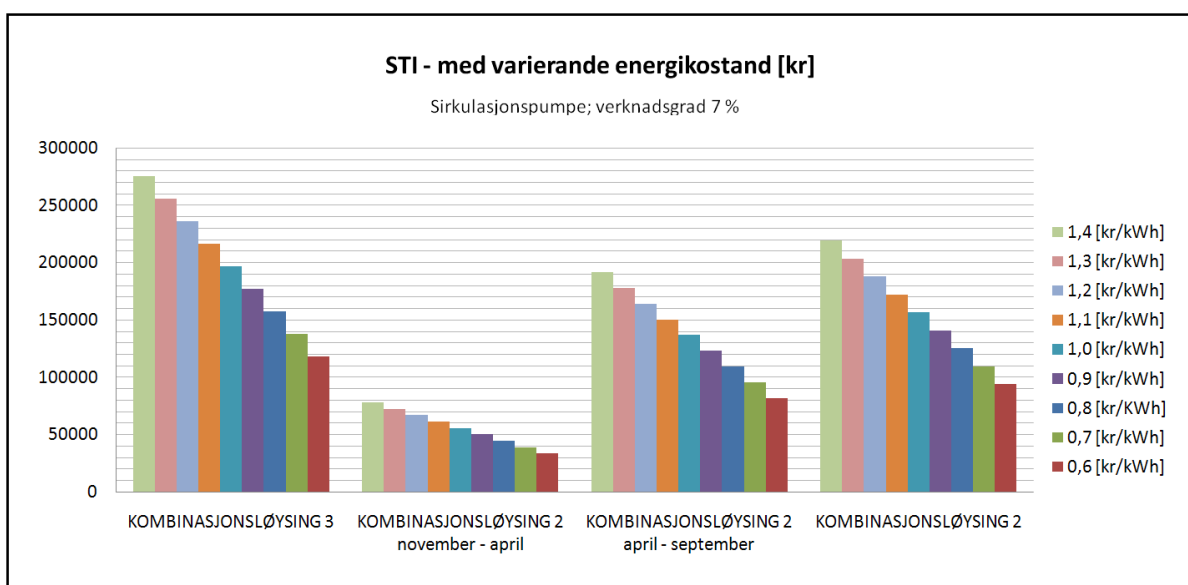
Aukande kalkulasjonsrente (høgare krav til avkastning) fører til lågare tillat investering. Auking i kalkulasjonsrente fører til reduksjon av investeringa si lønsemd. Val av kalkulasjonsrente har mykje å sei for økonomien til anlegget. Ved å nytta 10 % kalkulasjonsrente i staden for 3 %, tilsvarer dette ei endring i STI på rundt 40 %.



Figur 72: STI med varierende kalkulasjonsrente. For sirkulasjonspumpe verknadsgrad; 7 % og 25 %.

Den framtidige kostnaden til elektrisk energi er knyta til mykje usikkerheit. Det er rekna med ein tidsperiode på 20 år. Dette er ein lang tidsperiode, og prisutvikling på elektrisk energi kan endra seg mykje. Frå 1980 til 2007 har prisen på elektrisitet i Noreg utvikla seg frå 18,20 øre/kWh til 75 øre/kWh, sjå vedlegg 2. Dette tilsvarer ei kostnadsutvikling på heile 76 % om ein ikkje korrigerer for generell prisvekst.

Forskjellen i største tillate investering, med energikostnad frå 0,6 kr/kWh til 1,4 kr/kWh, tilsvarer for kombinasjonsløyising 2, rundt 125 000 kr, og for kombinasjonsløyising 3, rundt 157 000 kr. Ved høgare kostnad knyta til elektrisitetsbehovet, vil systema bli lønnsame sjølv med auka investeringskostnadar. Dette heng saman med ei auka økonomisk innsparing tilknyta elektrisk energibehov i høve til referansesystemet.



Figur 73: STI med varierende energipris. For sirkulasjonspumpe verknadsgrad; 7 % og 25 %.

10.6.3 Økonomisk analyse – diskusjon

I dette kapitlet er største tillate investering, STI, diskutert opp mot kostnader knyta til solfangarsystem. Tabell 21 gjeld for utrekning med ei kalkulasjonsrente på 6 % og energipris på 0,8 kr/kWh. I kapittel 10.6.3 er det rekna med variasjon av desse parametrane, noko som fører til annleis STI, sjå figur 72 og figur 73.

Effektiviteten på varmepumpesystema har stor innverknad på STI. Er desse systema effektive (høg COP), vil spart energi frå solvarmen ha mindre å sei enn om effektiviteten er låg.

Tabell 21: STI for dei ulike kombinasjonsløyisingane. For verknadsgrad, sirkulasjonspumpe; 7 % og 25 %. Kalkulasjonsrente; 6 %. Energipris; 0,8 kr/kWh. Økonomisk levetid; 20 år.

	Største tillate investering, STI [kr]	
	7 %	25 %
Kombinasjonsløyising 3	157 000	157 000
Kombinasjonsløyising 2, november – april	45 000	50 000
Kombinasjonsløyising 2, april – september	109 000	122 000
Kombinasjonsløyising 2	125 000	143 000

Case-bygget som er evaluert, Skadberg skole, skal ikkje installera noko solvarmeanlegg i kombinasjon med bergvarmepumpe. Dette kan føra til at dei prisar som er innhenta ikkje er heilt nøyaktige, det er eit overslag, sidan det ikkje er pristilbod til aktuelle prosjekt. Leverandøren legg ikkje så mykje arbeid i utlevering av prisar, når det garantert ikkje medfører sal. Det blir ofte gitt mengderabatt for store leveransar, noko som ikkje kjem fram i denne vurderinga.

Kombinasjonsløyising 3 nyttar plan solfangar med dekklag, 500 m². Frå ulike produsentar og utforming kan kvadratmeterprisen variera mykje. Det har blitt henta inn prisar frå ulike leverandørar og kontaktar; 1 500 – 4 000 kr/m² solfangar, sjå meir om kostnader i vedlegg 13. Dette medfører at kombinasjonsløyising 3 har ei kostnad på mellom 0,75 – 2,0 millionar kroner berre til solfangarane. Ut over solfangarar må det investerast i blant anna styresystem, stativ, ekstra røyrføring, varmevekslarar og tankar. Prosjektering til eit så komplisert system vil utgjera ein stor utgiftspost. Dette er langt over kva STI tillet, sjølv med variasjon av parametrane. Kombinasjonsløyising 3, simulert i denne rapporten, er dermed ikkje lønsam på noverande tidspunkt.

Plan solfangar utan dekklag, 500 m², blei nytta i kombinasjonsløyising 2. Det har vore svært vanskeleg å finna ei oversikt over kostnader for denne typen solfangar i Noreg. Ein norsk leverandør gir kostnaden til å vera i område 600 – 900 kr/m² solfangar, sjå vedlegg 13. Dersom det skal bli bygd anlegg med plan solfangar utan dekklag, bør det hentast inn prisar frå andre land slik at ein kan samanlikna prisen. Dette krev innsikt i viktige eigenskapar til solfangaren. Plan solfangar utan dekklag tyder ofte enkle gummislangar til oppvarming av private symjebasseng. Det er ingen garanti for at alle aktørar på denne marknaden er like seriøse.

I kombinasjonsløsning 2 er det ingen ekstra akkumulatortankar eller varmevekslarar, solvarmen går direkte frå solfangarane til oppvarming av berggrunnen. I forhold til plan solfangar med dekklag, er solfangar utan dekklag billigare. Ved kostnadsoverslaget frå leverandøren i Noreg, vil kostnaden for berre solfangar til kombinasjonsløsning 2 koma på 300 000 – 450 000 kr. Dette er over kva STI, med 6 % kalkulasjonsrente og 0,8 kr/kWh elektrisitetspris, tillet. Blir det derimot rekna for ytterpunkt; 3 % kalkulasjonsrente, 1,4 kr/kWh og 25 % verknadsgrad til sirkulasjonspumpe, tilsvarer dette STI på omlag 335 000 kr. Denne verdien er 35 000 kr over kva den minste kostnaden knyta til solfangar er. Det er viktig å hugsa på at i tillegg til sjølve solfangarane, må det blant anna leggast til kostnad til røyrføring, stativ, installasjon og automasjon. Dette fører til at den totale kostnaden kjem til å overstiga den utrekna største tillate investeringa. Kombinasjonsløsning 2, slik han er rekna i denne rapporten, vil ikkje bli lønsam innanfor gitte økonomiske rammer.

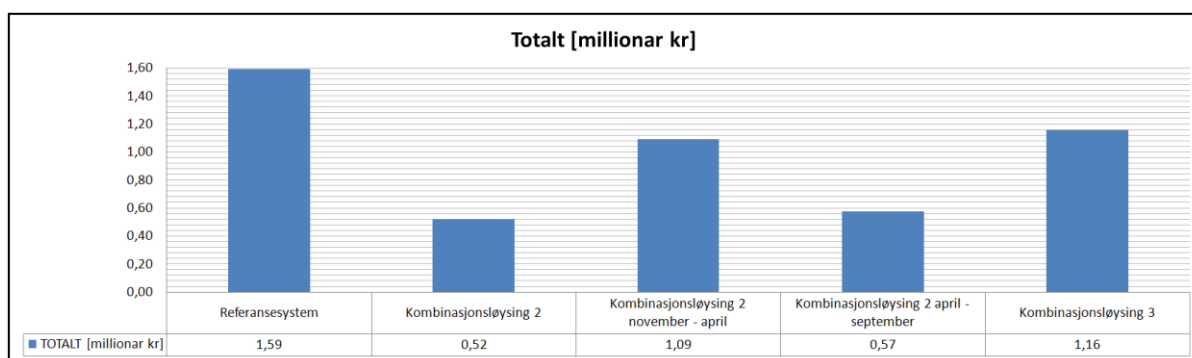
10.6.4 Brønnsystem

Det er i den økonomiske analysen, som er knyta til energikostnad og STI, tatt utgangspunkt i brønnkonfigurasjonen til referansesystemet. Ved bruk av solvarmesystem i tillegg til bergvarmepumpe er det mogleg å nytta mindre boreholssystem.

For ei illustrasjon på dette, er det i EED simulert kva som blir optimal brønnkonfigurasjon i forhold til energiopptak / overføring. Resultata er vist under kvart kapittel som høyrer til dei ulike kombinasjonsløysingane. Brønnkonfigurasjonane varierer, noko som medfører ulik investering tilknyta brønnsystemet, sjå vedlegg 13.

Referansesystemet er det systemet som har størst investeringskostnad tilknyta energibrønner, medan kombinasjonsløsning 3 kjem etter, sjå figur 74. Kombinasjonsløsning 2 har lågast investeringskostnad til brønnsystemet, med nærare 70 % mindre i investeringskostnad enn for referansesystemet. Ut frå optimaliseringa i EED, resulterte kombinasjonsløsning 2 med 10 brønner og total brønnlengde på 1 530 m.

Skulle ein med desse brønnkonfigurasjonane ta den same analysen som over, måtte fluidtemperaturen bli funne. Det har det ikkje vore tid til i denne masteroppgåva. Kombinasjonsløsning 2 har brønnlengde på 153 m, noko som hadde spart energibehov til sirkulasjonspumpene, i forhold til referansesystemet, med 250 m brønnlengde.



Figur 74: Brønnsystem – Investeringsutgifter for dei ulike systemkombinasjonane.

11 Oppsummering og konklusjon

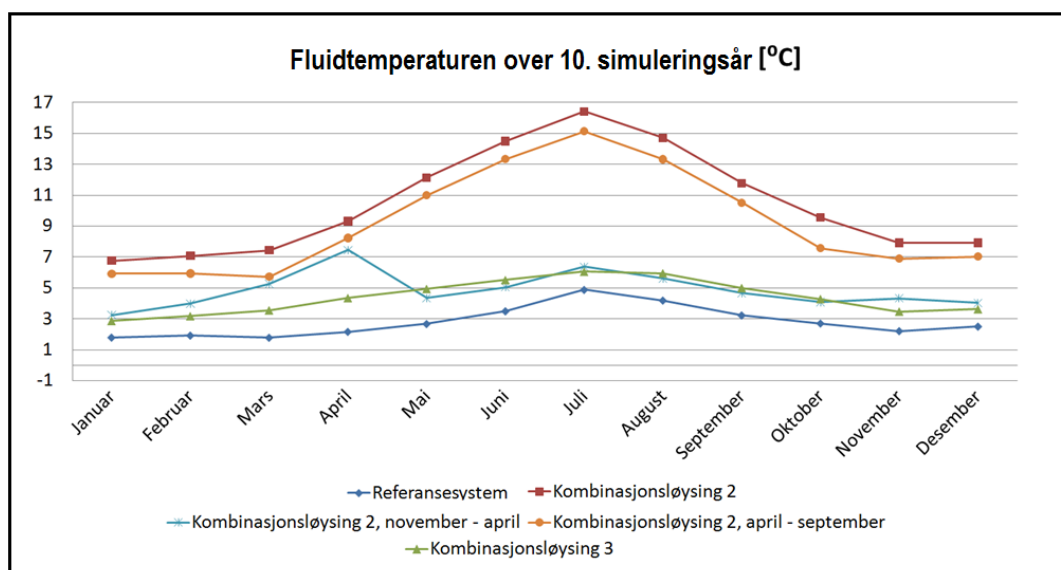
Denne oppgåva har analysert varmesystem for større bygningar, med kombinasjonen bergvarmepumpe, solvarmeanlegg og termisk energilagring. Den termiske lagringa har i analysedelen vore borehol. Oppgåva tok fyrst for seg ei teoretisk gjennomgang av ulike omgrep og prinsipp. Det blei særleg lagt vekt på forklaringar rundt solvarmesystem, grunna mindre utbreiing i Noreg i høve til varmepumpesystem.

I kjølvatnet av oljekrisa i slutten av 70-åra, starta interessa av å kombinera solvarme og bergvarmepumpe. Sidan har temaet vore grunnlag for fleire studie og forsøksprosjekt i regi av EU og utdanningsinstitusjonar. I Noreg er det til no berre to store bygg med denne kombinasjonen. Det er berre eit av anlegga som framleis er i drift. Det andre bygget har hatt teknisk svikt, og har sidan blitt ståande då det ikkje er vurdert lønsamt med reperasjon.

I oppgåva har det blitt beskrive fire ulike systemløysingar med bergvarmepumpe og solvarmesystem, kor ulike eigenskapar ved løysingane blei trekt fram. Ei teknisk analyse av to av kombinasjonsløysingane; kombinasjonsløysing 2 og 3, har blitt utført ved hjelp av eit solsimuleringsprogram, eit berggrunnssimuleringsprogram og eit prosessimuleringsprogram. For å ha datagrunnlag til den tekniske analysen blei Skadberg skole nytta som case.

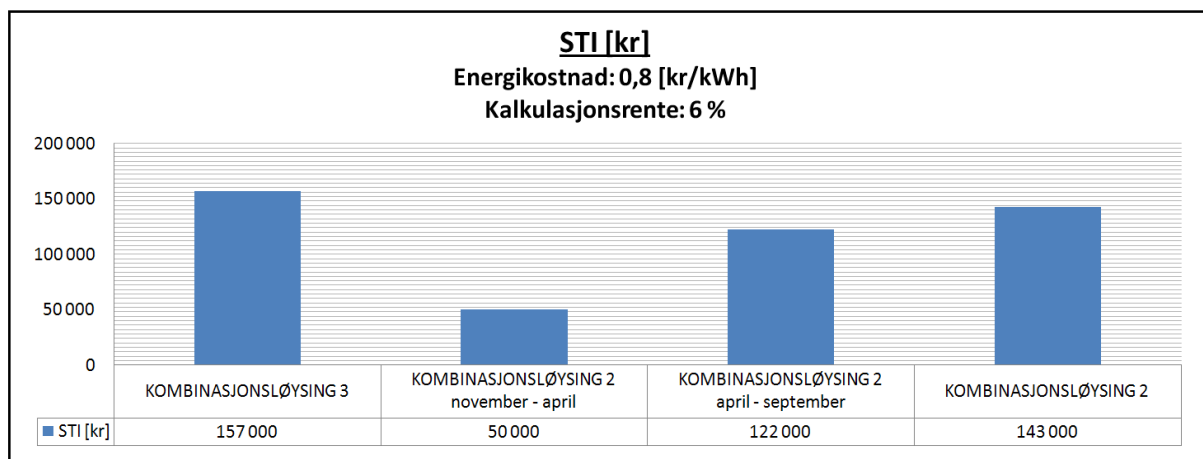
Grunnen til at kombinasjonsløysing 2 og 3 blei valt, heng saman med grensa kompleksitet i høve til simuleringsprogram og tilgjengeleg tid. I tillegg var det av stor interesse å sjå korleis fluidtemperaturen blei endra ved ulik påverknad på berggrunnen; kombinasjonsløysing 2 varmar opp berggrunnen ved hjelp av solfangarar, medan kombinasjonsløysing 3 avlastar berggrunnen ved å nytta solfangarsystem til varmt vatn. For å lettare kunne sjå kva dei to solsystema hadde å sei for det totale elektriske energibehovet, blei det nytta eit referansesystem. Referansesystemet består av to bergvarmepumpesystem; NH₃-varmepumpesystem til romoppvarming, og CO₂-varmepumpesystem til varmt tappevatn. Bygningsmassen har stort behov for varmt tappevatn, og det blei difor nytta to ulike varmepumpesystem.

Kombinasjonsløysing 2 består av 500 m² udekka plane solfangarar, som varmar berggrunnen. Det blei simulert med tre ulike driftsperiodar for oppvarming av berggrunnen; heile året, november til april og april til september. Grunnen til dette, var å sjå korleis det totale elektrisetsbehovet blei endra. I kombinasjonsløysing 3 er solfangarsystemet, 500 m² plane solfangarar med dekklag, nytta til oppvarming av varmtvatn. Solfangarsystemet blei saman med ei elektrisk tilleggsjelde brukt til å dekkja varmtvassbehovet om sommaren; frå april til august. Stopp i varmepumpedrifta for varmtvatn blei gjort for å garantera eit netto varmetilskot til berggrunnen i denne perioden. Resten av året blei solfangarsystemet brukt saman med bergvarmepumpesystema og elektrisk tilleggsjelde. Figur 75 på neste side viser fluidtemperaturen for dei ulike kombinasjonsløysingane over det 10. driftsåret.



Figur 75: Fluidtemperaturen [°C] for dei ulike kombinasjonsløyisingane, over det 10. driftsåret.

Eit solvarmesystem er generelt forbunde med store investeringar, noko som og gjeld for desse anlegga. Solsimuleringane tok ikkje utgangspunkt i bestemte merke / leverandørar for solfangarane, og det blei difor gjort ei innsamling av ulike prisar. Kostnaden for plan solfangar med dekklag varierte mellom 1 500 – 4 000 kr/m², noko som resulterer i ei investering for kombinasjonsløyising 3 i området 0,75 – 2,00 millionar kroner. Dette er langt over kva STI tillet, sjå figur 76. I tillegg til solfangarane må ei rekna med investering til blant anna prosjektering, røyrføring, varmevekslarar, stativ og tankar. Noko som medførte at kombinasjonsløyising 3, med den konfigurasjonen som er nytta i denne oppgåva, ikkje kunne bli lønsam.



Figur 76: Største tillate investering. Kalkulasjonsrente på 6 %, energipris på 80 øre/kWh, verknadsgrad til sirkulasjonspumpe på 25 % og ei analysetid på 20 år.

Det var for plan solfangar utan dekklag mykje vanskelegare å finna godt utval i norske leverandørar. Ved installasjon av solfangarsystem, bør ein innhenta prisar frå fleire hold for å kunne gjera ei samanlikning og evaluering av dei ulike kostnadane. Det finst fleire leverandørar av plan solfangar utan dekklag i både Kina og USA. For å kunne henta inn prisar for desse landa, bør ein ta omsyn til kvaliteten på kollektorane. Det har i denne rapporten difor tatt utgangspunkt i prisoverslag frå ein norsk leverandør. Kostnad knyta til solfangarane i kombinasjonsløyising 2, blei i området 300 000 – 450 000 kr. Dette er ei kostnad som er over den STI som er funnen for simulert systemløyising.

Dei aller fleste slutningar ein byggherre står overfor, er forbunde med risiko eller usikkerheit. Det er ikkje mogleg å gi sikre føresetnadar om framtida. Ei følsomheitsanalyse med variasjon i kalkulasjonsrente og energipris er difor blitt gjort. Blir det til dømes for kombinasjonsløyising 2 nytta energikostnad på 1,4 kr/kWh, kalkulasjonsrente på 3 % og verknadsgrad på sirkulasjonspumpedrifta til 25 %, vil STI vera omlag 334 000 kr. Dette er rundt 30 000 kr over minste totale kostnad knyta til solfangarane. Prosjektet kan likevel ikkje bli lønsamt, sidan det i tillegg til solfangarar må blant anna investerast i prosjektering, røyr, pumper, stativ, automasjonsutstyr og installasjon. Alle dei simulerte kombinasjonsløyisingane er funne økonomisk ulønnsame allereie før ein har fått full oversikt over komplett kostnadsbilete. Som diskutert i kapittel 12 kan reduksjon i total brønnlengde ha innverknad på denne konklusjonen.

I denne rapporten er simuleringane blitt gjort noko forenkla, grunna grensingar i tilgjengeleg tid og simuleringsprogram. Prinsippa i kombinasjonsløyisingane er likevel blitt vist og rekna på. Meir detaljerte og tidkrevjande simuleringar kan auka presisjonen om nødvendig.

Ved godt planlagt systemløyising og drift av systemet, vil ein ved kombinasjon av bergvarmepumpe og solvarmesystem kunne oppnå redusert behov for elektrisitet og redusert netto varmeuttak frå grunnen. Det er svært utfordrande å utforma eit system av denne kompleksiteten med best mogleg økonomisk lønnsamd. Sjølv om det har blitt forska på kombinasjonen solvarme og bergvarmepumpe sidan slutten av 70-talet, er det behov for mykje vidare forskning og utvikling for å få til gode lønsame prosjekt.

12 Forslag til vidare arbeid

Kortare tidsintervall

Det er i denne rapporten brukt fleire sjølvstendige simuleringsprogram. Dette har ført til at kvart simuleringssteg har tatt lang tid. For betre nøyaktigheit er det av interesse at det blir brukt eit program som automatisk tek omsyn til fleire faktorar, slik at det kan bli gjort ei meir detaljert analyse. Ei forenkling som var nødvendig, var å sjå bort i frå månadslege fluidtemperaturar, og i staden nytta gjennomsnittet i prosessimuleringa. Energikostnaden varierer over året, og det hadde vore av interesse å få simulert med månadslege verdiar slik at energiutgiftene kunne bli rekna meir nøyaktig. Det kan brukast mykje tid til detaljerte analyser, men resultatene i ei simulering vil aldri samsvara fullstendig med dei faktiske forholda i eit reelt system.

Sensitivitetsanalyse med omsyn på tidspunkt for oppstart av varmepumpe- og solfangarsystem

Ved simulering er det mogleg å variera kva månad varmforsyningssystemet skal startast opp. Det er for denne oppgåva tatt eit val om august (tidspunkt for skulestart). Oppstart for anlegget kan sjølvstendig vera på andre tidspunkt. Då ville fluidtemperaturen variert noko annleis enn det som er simulert. Til dømes vil ein kunna planlegga ferdigstilling av solfangaranlegg som ladar berggrunnen før oppstart av varmepumpesystemet, slik at berggrunnen kan tilføre solenergi på førehand.

Selektiv varmeopptak / varmetilførsel

For kombinasjonsløysing 2, blei det sett på oppvarming av berggrunn ved hjelp av solenergi. Det er av interesse å sjå kva verknad selektiv varmeopptak / varmetilførsel; lading av utvalte brønner i brønnsystemet, har på behovet for elektrisitet. Det er mogleg å tilføre varmen sentralt i brønnsystemet. På denne måten kan ein få eit lager som oppnår lagdeling, som held eit par – tre grader høgare temperatur i senter av lager enn om ein forsyner alle hol likt.

Den mest effektive løysinga er når ein tilfører meir varme enn ein tar ut. Blir det tilført mindre varme enn uttak, bør det ladast frå ytterkanten av lageret. Den nedkjølte kjernen vil gi kaldare væske opp til solfangaren. Dette vil redusera strålingstapet, slik at solfangaren kan forsyne lageret med meir energi [Skarphagen, H., 2010]. Det hadde vore av interesse å kunne simulert dette i EED, men programmet tar ikkje slike operasjonar og tyngre program må bli tatt i bruk.

Bruk av turbokollektor og sirkulasjonspumper med variable væskemengder

Turbokollektor er ein ny type kollektor for bruk i energibrønner, og er betre egna for relativ små strøymingsrater enn dei andre kollektortypene. Små spiralriller på innsida av kollektorrrøyret fører til auka varmeopptak og redusert trykkfall. EED er eit forenkla program, som ikkje gir moglegheit til bruk av turbokollektor. Det hadde vore av interesse å kunne fått simulert med bruk av turbokollektor.

I tillegg hadde det vore interessant å simulert med sirkulasjonspumper med variable væskemengder; lågare volumetrisk strøyming når ein ladar, og auka denne når væska blir kaldare og får høgare viskositet om vinteren. Alternativt kunne ein sett styringskriteriet på pumpa i høve til temperaturdifferansar mellom tur og returtemperatur på solfangaranlegget.

Bruk av ulike solkollektorar

Det er for kombinasjonsløyising 2 simulert med plan solfangar utan dekklag. Skadberg skole er lokalisert på ein stad som det ofte er mykje vind, noko som kan føra til meir varmetap frå solfangar utan dekklag. Det kan vera av interesse å sjå om ulike solkollektorar reagerer ulikt på vêrforhold, og om varmetapet frå kollektoren er av så stor verknad at det kan vera økonomisk lønsamt å byta ut den planlagde plane solfangaren utan dekklag, til plan solfangar med dekklag.

Vakuumsolfangar har betre verknadsgrad enn plan solfangar med dekklag ved høge temperaturkrav, men er tydeleg dyrare i investering. Det er for kombinasjonsløyising 3 simulert med plan solfangar med dekklag, og det hadde vore av interesse og sett om eit solfangarsystem med vakuumsolfangar produserte så mykje varme at den auka investeringa løner seg.

Lengre driftstid for varmtvassvarmepumpa i kombinasjonsløyising 3

I kombinasjonsløyising 3 var tanken at solfangaren skulle ta deler av behovet for varmt vatn om sommaren, slik at varmtvassvarmepumpa fekk avlastning. Resten av behovet om sommaren blei dekkja av elektrisk tilleggsjelde. Alternativt kan det bli simulert ved å la solfangarsystemet og varmepumpesystemet gå heile året, slik at bruken av tilleggsenergi om sommaren ikkje blir så høg. Det blir mindre avlastning av varmepumpa om sommaren, noko som fører til meir behov for kompressorarbeid. Det er av interesse å få gjort ei slik analyse for å sjå korleis behovet for elektrisk energi blir endra.

Tørrkjølar

Dersom det blir tatt utgangspunkt i referansesystemet, bergvarmepumpa og den synkande fluidtemperaturen, kan det finst andre alternativ for å få påverka temperaturen. Alternativ til solvarme ned i brønn, er å nytta tørrkjølar (varme / energi frå avkastluft). NIVA har utvikla eit konsept kor uteluft avgir varme som kan lada borehol, og dermed avlastar borehol. Kostnaden av ein tørrkjølar er tilsvarande det same som 1,5 borehol [Skarphagen, H., 2010]. Sola, kor Skadberg skole er lokalisert, har eit relativt fuktig klima, og saman med fukt frå dusjing i gymbygget, kan dette koma godt ut med tanke på bruk av tørrkjølar. Dette er positive faktorar, som kan medverka til å spara inn på boreholslengde og avlasta borehol mange timar i året.

Forslag til vidare arbeid, kan vera å simulera med brønnsystem og tørrkjølar, og sjå kva dette har å sei for behovet for elektrisitet.

Redusert brønnlengde

Det er i masteroppgåva tatt utgangspunkt i brønnsystemet til referansesystemet. Med grunnlag i denne, er det rekna fluidtemperatur og elektrisitetsbehov for dei ulike kombinasjonsløyisingane. Dette blei ikkje sett på som ei økonomisk lønsam løyising. Dersom det i staden blir nytta dei reduserte brønslengdene som er simulerte, og frå dei finn fluidtemperaturen og elektrisitetsbehovet. Reduksjon i investeringskostnadar i tilknytning til brønnsystemet kan dermed bli rekna ut, og ei økonomisk analyse kan bli gjort.

13 Kjelder

13.1 Litteraturliste

- [Accio AB]** Accio AB. *Effektivare geoenergisystem med ny kollektor*. Tilgjengeleg frå: <http://www.accio.se> [opnådd tilgang 07.05.10]
- [Andersson, O., 2009]** Andersson, O. SWECO Environment. *Ground source heating and cooling in Sweden*. Artikkel i: IEA Heat Pump Centre. Newsletter. Volume 27. NO 2/2009. Tilgjengeleg frå: www.heatpumpcentre.org/ [opnådd tilgang 11.02.10]. 2009
- [Andresen, I., 2008]** Andresen, I. SINTEF Byggforsk. *Planlegging av solvarmeanlegg for lavenergiboliger og passivhus. En introduksjon*. Prosjektrapport 22 – 2008. Tilgjengeleg frå: http://www.sintef.no/upload/Byggforsk/Publikasjoner/SB_prosjektrapport_22.pdf [opnådd tilgang 20.01.10]. 2008
- [Aune, B., 2002]** Aune, B. *Rapport Klima 23, 2002. Energi gradtall (Heating degree days). Normaler 1961 – 1990. Normaler 1971 – 2000*. Meteorologisk institutt. Tilgjengeleg frå: http://met.no/Forskning/Publikasjoner/Publikasjoner_2002/filestore/klima-02-23.pdf [opnådd tilgang 13.03.10]. 2002
- [Aventa as]** AventaSolar. Fagleg ansvarleg; professor John Rekstad. Aventa as. Tilgjengeleg frå: www.aventa.no [opnådd tilgang 19.01.10]
- [Brdr. Stjerne K.S. Samsø VVS og Energi]** Brdr. Stjerne K.S. Samsø VVS og Energi. *Samsø lagertanke til større sol – bio – anlæg*. Tilgjengeleg frå: <http://www.samsø.com/stjerne/Lagertank2.pdf> [opnådd tilgang 20.01.10]
- [BLOCON, 2008]** BLOCON. Buildingphysics.com. Software for heat transfer and groundheat. *Earth Energy Designer 3.0 (EED)*. Tilgjengeleg frå: <http://www.buildingphysics.com/index.htm> [opnådd tilgang 10.02.10]. 2008
- [Bøeng, A., C., et al. 2008]** Bøeng, A., C., Larsen, B., M. SSB, Statistisk sentralbyrå. *Husholdningenes energiforbruk. Vi bruker mindre energi i hjemmet enn før*. Tilgjengeleg frå: <http://www.ssb.no/ssp/utg/200804/10/> [opnådd tilgang 08.02.10]. 2008
- [Çengel, A., Y., 2006]** Çengel, A., Y. *Heat and mass transfer. A Practical Approach*. Third edition (SI Units). Mc Graw Hill. 2006
- [Dokka, T. et al., 2009]** Dokka, T., H., Wigenstad, T., Lien, K. *Fremtidens energiløsninger i større boligutviklingsprosjekter – Jåtten Øst II som case –*. ISBN 82 – 14 – 034337. Tilgjengeleg frå: <http://www.sintef.no/Sok-i-publikasjoner/Publikasjoner---Byggforsk/39815/39824/120352/> [opnådd tilgang 24.02.10]. 2009
- [Energimyndigheten, 2009]** Energimyndigheten. *Cirkulationspumpar*. Tilgjengeleg frå: <http://www.energimyndigheten.se/sv/Hushall/Tester/Testresultat/Cirkulationspumpar/?tab=1> [opnådd tilgang 09.02.10]. 2009

- [Energi Styrelsen, 2007] Energi Styrelsen, Energinet.dk. *SOLVARME – status og strategi. Forskning, utvikling og demonstration*. Tilgjengeleg frå: www.risoe.dk/rispubl/NEI/nei-dk-4946.pdf [opnådd tilgang 02.03.10]. 2007
- [ENOVA] ENOVA. *Solfanger*. Tilgjengeleg frå: <http://hjemme.enova.no/sitepageview.aspx?articleID=3257> [opnådd tilgang 24.02.10]
- [ENOVA, 2004] *Manual for Enøk normtall*. Enovahåndbok 2004:2. Tilgjengeleg frå: <http://www.enova.no/file.axd?fileID=813> [opnådd tilgang 02.03.10]. 2004
- [ENOVA, 2010] *Program for lokale energisentraler*. Tilgjengeleg frå: <http://naring.enova.no/sitepageview.aspx?articleID=3728> [opnådd tilgang 24.04.10]. 2010
- [ESTIF, 2009] ESTIF. European Solar Thermal Industry Federation. *Solar Thermal Markets in Europe. Trends and Market Statistics 2008*. Tilgjengeleg frå: www.estif.org. [opnådd tilgang 02.02.10]. 2009
- [European Commission, Joint Research Centre] European Commission, Joint Research Centre, Institute for Energy, Renewable Energy Unit. Photovoltaic Geographical Information System (PVGIS). Geographical Assessment of Solar Resource and Performance of Photovoltaic Technology. *PVGIS Solar Irradiation Data*. Tilgjengeleg frå: <http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps/radmonth.php?lang=en&map=europe> [opnådd tilgang 18.01.10]
- [Fahlèn, P. et al., 2005] Fahlèn, P., Voll, H. og Naumon, J. *Efficiency of pump operation in hydronic heating and cooling systems*. Chalmers University of Technology, Building Services Engineering. Tilgjengeleg frå / mottatt av: Helge Skarphagen, helge.skarphagen@niva.no [mottatt 27.02.10]. 2005
- [Finansdepartementet, 2009] Finansdepartementet. *Nasjonalbudsjettet 2010. Norges klimamål*. Tilgjengeleg frå: <http://www.regjeringen.no/nb/dep/fin/dok/regpubl/stmeld/2009-2010/meld-st-1-2009-2010/3/8/1.html?id=579807> [opnådd tilgang 10.02.10]. 2009
- [Fornybar.no] Fornybar.no *Solenergi*. Tilgjengeleg frå: www.fornybar.no [opnådd tilgang 18.01.10]
- [Furbo, S. et al., 2007] Furbo, S., Fan, J. DTU, Danmarks tekniske universitet. *Forbedret varmtvandsbeholder til små solvarmeanlæg til bruksvandsopvarmning*. Sagsrapport. SR – 07 – 05. Tilgjengeleg frå: <http://www.byg.dtu.dk/upload/institutter/byg/publications/rapporter/byg-sr0705.pdf> [opnådd tilgang 18.01.10]. 2007
- [Furbo, S. et al., 2001] Furbo, S., Vejen, N., K. *336 m² solvarmeanlæg med varmtvandsbeholder med Solvis indløbsrør. Sundparken Helsingør*. Rapport Byg, DTU R– 004. ISBN 87-7877-059-9. Tilgjengeleg frå: <http://www.byg.dtu.dk/upload/institutter/byg/publications/rapporter/byg-r004.pdf> [opnådd tilgang 28.01.10]. 2001

[Hana, M., 2009] Hana, M. *Prosjektoppgåve NTNU 2009; Analyse av to grunnvarmebaserte varmepumpesystem for bustadoppvarming.*

- a) *Kostnader for brønnboring;*
Trond Båsum. Båsum Boring A/S. Informasjon per mail; trond@basum.no, 05.11.09 og 09.11.09
- b) *Berggrunnsinformasjon, Sola kommune;*
Sylvi Gaut. NGU. Informasjon per mail; sylvi.gaut@ngu.no, 23.09.09

[Hadorn, J. C., 2007] Hadorn, J. C. *009 – Advanced storage concepts for active solar energy.* IEA – SHC Task 32 2003 – 2007. Tilgjengeleg frå:
http://www.solarthermalworld.org/files/Hadorn_storage.pdf?download/ [opnådd tilgang 18.01.10]

[Henden, L. et al., 2002] Henden, L., Rekstad, J. og Meir, M. *Thermal performance of combined solar systems with different collector efficiencies.* Dette er eit kapittel frå boka *Solar Energy Vol. No. 4 s 299 – 305.* Elsevier Science Ltd. 2002

[IEA, 2004] IEA. International Energy Agency. *Key world energy statistics 2004.* Tilgjengeleg frå:
www.worldenergyoutlook.org [opnådd tilgang 11.02.10]. 2004

[IEA, 2009] IEA. International Energy Agency. *Key world energy statistics 2009.* Tilgjengeleg frå:
www.worldenergyoutlook.org [opnådd tilgang 09.02.10]. 2009

[IEA ECES] IEA ECES. Energy Conservation through Energy Storage. *Energy Storage: Storage Techniques.* Tilgjengeleg frå: <http://www.iea-eces.org/energy-storage/storage-techniques/> [opnådd tilgang 03.02.10]

[IEA Heat Pump Centre, a] IEA Heat Pump Centre. The IEA Heat Pump Programme's Information Centre. *Heat pumps can cut global CO₂ emissions by nearly 8 %.* Tilgjengeleg frå:
<http://www.heatpumpcentre.org/> [opnådd tilgang 10.02.10]

[IEA Heat Pump Centre, b] IEA Heat Pump Centre. The IEA Heat Pump Programme's Information Centre. *Heat pumps in residential and commercial buildings.* Tilgjengeleg frå:
<http://www.heatpumpcentre.org/> [opnådd tilgang 12.02.10]

[IVAR, 2009] IVAR. *Temperatur på råvann, målt på Langevatn vannbehandlingsanlegg, temperaturer 2009.* Tilgjengeleg frå / mottatt av: anne.brit.fjermedal@ivar.no [mottatt 10.03.10]. 2009

[Jensen, Ø., S. et al., 2005] Jensen, Ø., S., Ulbjerg, F. SolEnergiCentret, Teknologisk Institut, Rambøll. *Store solvarmeanlæg med høje dækningsgrader. Januar 2005.* ISBN: 87 – 7756 – 741 – 2. Tilgjengeleg frå: http://www.buildvision.dk/pdf/store_solvarmeanlaeg_med_hoeje_daekningsgrader.pdf [opnådd tilgang 19.01.10]. 2005

[Kardemomme Barnehage, 2001] Kardemomme Barnehage. *Varmeanlegget.* Tilgjengeleg frå:
http://www.kardemomme.no/index.php?option=com_content&view=article&id=39&Itemid=47 [opnådd tilgang 10.02.10]. 2001

- [Kjellsson, E., 2004] Kjellsson, E. *Solvärme i bostäder med analys av kombinationen solfångare och bergvärmepump*. Rapport TVBH – 3047. Lund tekniska Hogskola. Tilgjengeleg frå: <http://www.lth.se/fileadmin/byfy/files/TVBH-3000pdf/EK-3047.pdf> [opnådd tilgang 19.01.10]. 2004
- [Kjellsson, E., 2009] Kjellsson, E. *Solar Collectors Combined with Ground – Source Heat Pumps in Dwellings. Analyses of System Performance*. Report TVBH – 1018 Lund 2009. Building Physics LTH. Doctoral Thesis. ISBN 978 – 91 – 88722 – 40 – 9. Tilgjengeleg frå: <http://www.byfy.lth.se/Publikationer/1000pdf/TVBH-1018EK.pdf> [opnådd tilgang 19.01.10]. 2009
- [KLIF, 2009] KLIF, Klima og forurensningsdepartementet. *Naturlige kuldemedier på nye områder*. Tilgjengeleg frå: <http://www.klif.no/Naringsliv/Naturlige-kuldemedier-pa-nye-omrader/?cid=3317> [opnådd tilgang 18.02.10]. 2009
- [KLIF et al., 2010] Klima og forurensningsdepartementet, NVE, Oljedepartementet, Statistisk sentralbyrå og Statens vegvesen. *Klimakur 2020. Tiltak og virkemidler for å nå norske klimamål mot 2020*. 17.02.10. Tilgjengeleg frå: <http://www.klif.no/no/Aktuelt/Nyheter/2010/Februar/Klimakur-2020-viser-hvordan-Norge-kan-redusere-utslippene/> [opnådd tilgang 18.02.10]. 2010
- [Kovács, P. et al., 2002] Kovács, P., Pettersson, U. *Solvärme kombisystem. En jämförelse mellom vakuumrör och plan solfångare genom mätning och simulering. SP Rapport 2002:20*. SP Sveriges Provnings- och Forskningsinstitut, Energiteknik. ISBN 91 – 7848 – 912 – 1. Borås 2002. Tilgjengeleg frå: <http://www.sp.se/sv/units/energy/Documents/ETk/SP%20rapp%202002-20.pdf> [opnådd tilgang 20.01.10]. 2002
- [KRD, 2010] Kommunal- og regionaldepartementet, KRD. *Nye og meir miljøvenlege krav til energiforsyning i bygg*. Pressemelding 14.05.10. Tilgjengeleg frå: <http://www.regjeringen.no/nn/dep/krd/pressesenter/Pressemeldingar/2010/Nye-og-meir-miljoenlege-krav-til-energiforsyning-i-bygg-.html?id=604895> [opnådd tilgang 25.05.10]. 2010
- [Kylma] Kylma. *VegoCool-15*. Tilgjengeleg frå: http://www.kylma.se/Documents/Produkter/13-VVS-materiel/Vatskor/Vatskor-for-indirekta-kyssystem/Vego-Cool/Public/Produktblad_VegoCool-15.pdf [opnådd tilgang 19.03.10]
- [Letz, T., 2007] Letz, T. *Performance of solar combisystems with advanced storage concepts. A Report of IEA Heating and Cooling programme – Task 32. Advanced storage concepts for solar and low energy buildings. Report A3 of Subtask A*. December 2007. Tilgjengeleg frå: <http://www.iea-shc.org/task32/publications/index.html>. [opnådd tilgang 02.02.10]. 2007
- [Mangold, D. et al., 2006] Mangold, D., Schmidt T. *The New Central Solar Heating Plants with Seasonal Storage in Germany*. Solites – Steinbeis Research Institute for Solar and Sustainable Thermal Energy Systems. Notat frå: EuroSun 2006, 27 – 30 June, 2006, Glasgow, UK. Tilgjengeleg frå: <http://www.solites.com/download/06-Eurosun.pdf> [opnådd tilgang 11.03.10]. 2006
- [Miljøverndepartementet, 2008] Miljøverndepartementet. *F-gassforordningen*. Tilgjengeleg frå: <http://www.regjeringen.no/nb/sub/europaportalen/eos-otatbasen/notatene/2004/nov/forordning-om-fluorerte-klimagasser.html?id=523144> [opnådd tilgang 18.02.10]. 2008

- [Midttømme, K.]** Midttømme, K. Foil: *Georessurser. Grunnvarme. NGU*. Tilgjengeleg frå: <http://www.ngu.no/FileArchive/91/Ntnu%20foredrag%20mars04.pdf> [opnådd tilgang 10.03.10]
- [Midttømme, K. et al., 2008]** Midttømme, K., Banks, D., Ramstad, K., R., Sæther, M., O. og Skarphagen H. *Ground- Source Heat Pumps and Underground Thermal Energy Storage – Energy for the future*. Tilgjengeleg frå: http://www.ngu.no/upload/Publikasjoner/Special%20publication/SP11_08_Midttomme.pdf [opnådd tilgang 24.02.10]. 2008
- [Nielsen, K., 2003]** Nielsen, K. *Thermal Energy Storage. A state – of – the Art. A report within the research program Smart Energy – Efficiency – Buildings at NTNU and SINTEF. 2002 – 2006*. Trondheim. Tilgjengeleg frå: http://www.ntnu.no/satsingsomraader/energi_miljo/dokumenter/smartbygg_rapp/Storage_State-of-the-art.pdf [opnådd tilgang 16.02.10]. 2003
- [Nilsson, M. et al., 2004]** Nilsson, M. Olsson, O. *Solvärme i Augustenborg. En förstudie*. Institutionen för Byggnad och Arkitektur, Lund tekniska högskola. ISBN 91 – 85147 – 06 – 0. Tilgjengeleg frå: http://www.ebd.lth.se/fileadmin/energi_byggnadsdesign/images/Publikationer/Augustenborg_Martin_Oscar.pdf [opnådd tilgang 04.02.10]. 2004
- [NIVA, 2009]** NIVA. Norsk Institutt for vannforskning. *Smart skolevarme kombinerer fornybar energiløsning med gunstig økonomi*. 15.10.09. Tilgjengeleg frå: <http://www.niva.no/symfoni/infoportal/publikasjon.nsf/URLinter/4AF0FBF3592BF5FAC1257650002ADA62?OpenDocument&m1=Temasider&m2=Energi&m3=> [opnådd tilgang 01.03.10]. 2009
- [NGU]** NGU. Norges geologiske undersøkelse. *GRANADA, Nasjonal grunnvannsdatabase*. Tilgjengeleg frå: <http://www.ngu.no/kart/granada/> [opnådd tilgang 02.03.10]
- [Norsk Standard, 2007]** Norsk Standard. *NS 3031:2007. Beregning av bygningers energiytelse - Metode og data*
- [Novakovic, V. et al., 2007]** Novakovic, V., Hanssen, S., O., Thue, J., V., Wangensteen, I. og Gjerstad, F., O. NTNU, SINTEF. *ENØK I BYGNINGER. Effektiv energibruk*. 3. Utg. Trondheim: Gyldendal undervisning. 2007
- [NVE, 2005]** NVE. FAKTA. Informasjon fra Norges vassdrag- og energidirektorat nr. 3 2005. *Energimerking av bygninger*. Tilgjengeleg frå: <http://www.nve.no/global/publikasjoner/publikasjoner%202005/faktaark%202005/fakta32005.pdf> [opnådd tilgang 16.02.10]. 2005
- [Ooms Avenhorn Groep bv, 2004]** Ooms Avenhorn Groep bv. *Energy from asphalt for heating and cooling buildings and roads*. Tilgjengeleg frå: <http://www.ooms.nl/english/> [opnådd tilgang 24.02.10]. 2004

- [Pahud, D. et al., 2009] Pahud, D., Hadorn, J., C., Cornu, C. og Commend, S. *System sizing of a new central solar heating plant with a seasonal duct storage in Geneva*. Presentasjon / artikkel frå Effstock, juni 2009 (Effstock 2009 - Thermal Energy Storage for Energy Efficiency and Sustainability). Tilgjengeleg frå / mottatt av: Elisabeth Kjellsson, elisabth.kjellsson@byggtek.lth.se [mottatt 25.02.10]. 2009
- [Perers, B. et al., 2003] Perers, B., Lorenz, K., Rönnelid, M. *Solar Partiell förångning i solfångarsystem. Överhettningsskygg för värmebäraren (främst glykol)*. Energy Research Center. Högskolan Dalarna. 2003
- [Ramlow, B. et al., 2006] Ramlow, B., Nusz, B. *Solar water heating. A comprehensive guide to solar water and space heating systems*. New Society Publishers. Canada. 2006
- [Rezaei, S., H. et al., 2009] Rezaei, S., H., Witzig, A., Marti, J. *Design Methodology for Combined Solar and Geothermal Heating Systems*. Vela Solaris AG. Publication in the Proceeding of ESTEC, May 25 – 26, 2009, Munich, Germany. Tilgjengeleg frå: <http://www.velasolaris.com/vs2/files/2009-05-estec-combined-systems-in-polysun.pdf> [opnådd tilgang 26.02.10]. 2009
- [Rindal, B. L. et al., 2008] Rindal B. L, Salvesen, F. NVE. *Solenergi for varmeformål – snart lønnsomt?* Oppdragsrapport A. Rapport nr 10/2008. Tilgjengeleg frå: http://www.nve.no/Global/Publikasjoner/Publikasjoner%202008/Oppdragsrapport%20A%202008/oppdragsrapportA10_08.pdf [opnådd tilgang 26.01.10]. 2008
- [Rönnelid, M. et al. 2004] Rönnelid, M., Tepe, R. Solar Energy Research Centre. Högskolan Dalarna. *Solvärme och varmepump. Utvärdering av ett varmesystem i Uppsala*. Centrum för solenergiforskning. Tilgjengeleg frå: <http://dalea.du.se/research/archive/0d8bd939-44ee-4d9a-bc2f-af56318e58e8/bc3e0cab-faa3-42ad-9210-0ecab24cae75.pdf> [opnådd tilgang 26.01.10]. 2004
- [Salvesen, F., 2001] Salvesen, F. KanEnergi. *Nye fornybare energikilder. Revidert utgave 2001*. ISBN 82 – 12 – 01621 – 8. 2001
- [Shah, L., J., 2002] Shah, L., J. DTU, Danmarks tekniske universitet. *Stratifikationsindløbsrør*. Sagsrapport. SR – 02 – 23. 2002
- [SHC] SHC. Solar heating and cooling programme. International energy agency. *Compact Thermal Energy Storage: Material Development and System Integration. Overview*. Tilgjengeleg frå: <http://www.iea-shc.org/task42/index.html> [opnådd tilgang 03.02.10]
- [SHC, 2009] SHC. Energy Agency Solar Heating and Cooling Programme. *Solar Update Vol.51. November 2009. Newsletter of the SHC Energy Agency Solar Heating and Cooling Programme*. Tilgjengelg frå: <http://www.iea-shc.org/newsletter/2009-11-SolarUpdate.pdf> [opnådd tilgang 08.01.10]
- [Statens bygningstekniske etat, 2007] Statens bygningstekniske etat. *Veildening til teknisk forskrift til plan- og bygningsloven 1997. 4. Utgave mars 2007*. Tilgjengeleg frå: <http://www.be.no/beweb/regler/veil/tekveil07/tekveilinnh2007.html> [opnådd tilgang 10.02.09]

- [SSB, 2009 a] SSB, Statistisk sentralbyrå. *Energibalanse og energiregnskap, 2007 og 2008. Moderat økning i energibruken*. Tilgjengeleg frå: <http://www.ssb.no/emner/01/03/10/energiregn/> [opnådd tilgang 08.02.10]. 2009
- [SSB, 2009 b] SSB, Statistisk sentralbyrå. *Ambisiøs klimapolitikk vil endre kraftmarkedet*. Tilgjengeleg frå: <http://www.ssb.no/forskning/artikler/2009/3/1236157438.06.html> [opnådd tilgang 10.05.10]. 2009
- [SSB, 2010] SSB, Statistisk sentralbyrå. *Priser på elektrisk kraft, 4. kvartal 2009. Lavere strømpriser i 2009*. Tilgjengeleg frå: <http://www.ssb.no/emner/10/08/10/elkraftpris/> [opnådd tilgang 08.02.10]. 2010
- [Statsbygg] Statsbygg, NVE. *Varmepumpeveileder for byggherrer og rådgivere*. Tilgjengeleg frå: <http://www.statsbygg.no/FilSystem/files/Dokumenter/veiledninger/Varmepumpeveileder/varmepumpe.htm> [opnådd tilgang 30.04.10]
- [Stene, J., 1997 a] Stene, J. SINTEF Energiforskning AS, avd. Energi prosessar. *VARMEPUMPER Grunnleggende varmepumpeteknikk SINTEF RAPPORT*. Rapportnr. STF84 A97302. 4. Utgave. 1997
- [Stene, J., 1997 b] Stene, J. SINTEF Energiforskning AS, avd. Energi prosessar. *VARMEPUMPER Bygningsoppvarming SINTEF RAPPORT*. Rapportnr. STF84 A97303. 3. Utgave. 1997
- [Stene, J., 2006] Stene, J. *Oppvarmingssystemer for lavenergiboliger*. SINTEF Energiforskning AS. Tr A6182. ISBN 82 – 594 – 2893 – 8. Tilgjengeleg frå: [http://www.lavenergiboliger.no/hb/lavenergi.nsf/b6ed6f147cc9aba0c1257062003c0251/5e033dfdf639adec12571ea00272f1c/\\$FILE/Oppvarmingssystemer-i-lavenergiboliger-nyversjon150906.pdf](http://www.lavenergiboliger.no/hb/lavenergi.nsf/b6ed6f147cc9aba0c1257062003c0251/5e033dfdf639adec12571ea00272f1c/$FILE/Oppvarmingssystemer-i-lavenergiboliger-nyversjon150906.pdf) [opnådd tilgang 27.01.10]. 2006
- [Stene, J. et al., 2004] Stene, J., Brånås, M. *TEMAHEFTE: Varmepumper i boliger*. SINTEF Energiforskning AS. Tr A5703. ISBN 82 – 594 – 2369 – 3. Tilgjengeleg frå: <http://www.bronnboring.com/pdf/sintef.pdf> [opnådd tilgang 27.01.10]. 2004
- [Stene, J. et al., 2008] Stene, J., Hjerkin, T. *Høyeffektive CO₂ – varmepumper for varmtvannsberedning*. ScanRef. 05.11.08. Tilgjengeleg frå: http://scanref.com/fileadmin/previous_issues/2008/ScanRef_5_2008.pdf [opnådd tilgang 23.02.10]. 2008
- [Stene, J., 2008] Stene, J. *Design and application of ammonia heat pump systems for heating and cooling of non – residential buildings*. 8th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Copenhagen, 2008. Tilgjengeleg frå: <http://www.unep.fr/ozonaction/information/mmcfiles/6298-e-SintefBuildings.pdf> [opnådd tilgang 23.04.10]. 2008
- [Stene, J., 2009] Stene, J. *Forelesingsmateriell om varmepumper*. Frå kursa TEP 4260 Varmepumper for bygningsklimatisering (vår 2009) og TEP16 Varmepumpeteknikk (haust 2009). Institutt for energi- og prosessteknikk, Fakultet for ingeniørvitenskap og teknologi, NTNU.
- [Stykket, P. et al.] Stykket, P. og Skarphagen, H. *Innmating av data i beregningsprogrammet EED*. Tilgjengeleg frå / mottatt av: Per Stykket, ps@abkklima.no [mottatt 19.03.10]

[Telfo, 2005] Telfo, Tekniske Entreprenørers Landsforening. *Funksjonalitet og energisystemer – teknologi i bygg. Hefte nr. 2. Eksempelprosjekt: Bravida i Fredrikstad*. Tilgjengeleg frå: <http://www.arkitektur.no/default.aspx?nid=155919&pid0=154999&cat=74568&pid2=157909> [opnådd tilgang 04.03.10]. 2005

[Thomas, S., 2009] Thomas, S., Barthel, C. *Technology procurement for very energy efficient circulation pumps. Final Report*. Wuppertal Institute for Climate, Environment and Energy. Tilgjengeleg frå: http://www.energypluspumps.eu/en/cesky/news/intro_page.html [opnådd tilgang 09.02.10]. 2009

[Trillat – Berdal, V., 2006] Trillat – Berdal, V., Souyri, B., Fraisse, G. *Experimental study of a ground-coupled heat pump combined with thermal solar collectors. Dette er eit kapittel henta frå boka: Energy and Buildings 38 (2006) 1477-1484*. Elsevier B. V. Tilgjengeleg frå: www.sciencedirect.com [opnådd tilgang 01.02.10]. 2006

[Tønseth, S., 2006] Tønseth, S. *Sol ute, sol inne*. Gemini nr. 5. November 2006. Tilgjengeleg frå: http://lovashagen.rediger.no/publish_files/Artikkel_om_Passivhus.pdf [opnådd tilgang 15.02.10]. 2006

[VVS – utviklingssenter, 1995] VVS – utviklingssenter. *PRENØK 7.1. VVS bransjens håndbok i vannbåren energi*. 1995

[Weiss, Werner, 2003] Weiss, Werner. *Solar Heating Systems for Houses - A Design Handbook for Solar Combisystems*. Earthscan. ISBN 97 – 1 – 902916 – 46 – 0. London. 2003

13.2 Informasjon frå Multiconsult sin database

[Multiconsult, a] Notat. *Mulighetsstudie solfangeranlegg. Skadberg skole*. 25.01.10

[Multiconsult, b] *Teikningsgrunnlag for Skadberg skole*

[Multiconsult, c] *Illustrasjon over Skadberg skole på Sola*

[Multiconsult, d] *Skadberg skole – illustrasjon / oversikt over bygningsmassen*

13.3 Program

CoolPack – Gratis i bruk.

Simuleringsprogrammet CoolPack. Danmarks tekniske universitet, Institutt for mekanikk, energi og konstruksjon. Tilgjengeleg frå: <http://www.et.web.mek.dtu.dk/Coolpack/UK/download.html> [opnådd tilgang 15.02.10]

EED (Earth Energy Designer) – Lisens frå NTNU.

SIMIEN – Lisens frå Multiconsult.

[T*SOL Expert 4.5] **T*SOL Expert 4.5** – Lisens frå Multiconsult.

13.4 Personlege kjelder

- [Amundsen, A., 2010] Amundsen, A. (dr. ing., hadde ansvar for miljø- og energisida ved Bravidabygget i Fredrikstad). Norsk Energi. *Meilutveksling*; aud-amun@online.no (04.03.10)
- [Andresen, I., 2010] Andresen, I. (professor II NTNU, SINTEF Byggforsk). *Meilutveksling våren 2010*; inger.andresen@ntnu.no
- [Bäcklund, A., S., 2010] Bäcklund, A., S. (rådgivar / siv. ing., brukte simuleringsprogrammet EED i masteren, NTNU – 2009). Entro. *Meilutveksling våren 2010*; Anne.Sofi.Bäklund@entro.no
- [Fotland, J., M., 2010] Fotland, J., M. T. Stangeland Maskin AS (driv med blant anna brønnboring til bergvarmepumper i Rogaland). *Meilutveksling*; jan.magne.fotland@tmaskin.no (26.04.10)
- [Hjerkinn, T., 2010] Hjerkinn, T. (siv. ing., skreiv mastergrad om CO₂-varmepumpe, NTNU). Multiconsult. *Meilutveksling*; tore.hjerkinn@multiconsult.no (29.04.10)
- [Holm, L., 2010] Holm, L. (driftsleiar for Marstal Fjernvarme). Marstal Fjernvarme. *Meilutveksling våren 2010*; leoholm@mail.dk
- [Kjellsson, E., 2010] Kjellsson, E. (skreiv doktoravhandling av solfangar i kombinasjon med bergvarmepumpe, 2009) *Meilutveksling våren 2010*, elisabeth.kjellsson@byggtek.lth.se
- [Sandsbråten, T., 2010] Sandsbråten, T. Kardemomme barnehage. *Meilutveksling*; info@kardemomme.no. Fekk informasjon om det tekniske anlegget, bergvarmepumpe, solfangar og varmelager. 2010
- [Skarphagen, H., 2010] Skarphagen, H. (prosjektingeniør, Energi). NIVA. *Meilutveksling våren 2010*; helge.skarphagen@niva.no og telefonsamtale; 982 94 070 (26.03.10)
- [Stene, J., 2010] Stene, J. (rettleiar for masteroppgåva, 2010) *Meilutveksling*; jost@cowi.no og rettleiingssamtalar våren 2010.
- [Stranger-Johannessen, S., 2010] Stranger-Johannessen, S. (driftssjef Bravidabygget). Nasjonal Eiendomsdrift. *Meilutveksling våren 2010*; siri.stranger-johannessen@nasjonaleiendomsdrift.no

Vedlegg

Vedlegg 1: Direkte og diffus innstråling

Vedlegg 2: Utvikling av energipris

Vedlegg 3: Anleggsdøme i Noreg, bergvarmepumpe og solfangar

Vedlegg 4: Energibehov varmt tappevatn, Skadberg skole

Vedlegg 5: Utrekning – referansesystem

Vedlegg 6: Temperatur på råvatn

Vedlegg 7: Simuleringsprogram brukt i rapporten

Vedlegg 8: Simuleringsdata, kombinasjonsløysing 2

Vedlegg 9: Simuleringsverdiar TSOL – kombinasjonsløysing 3

Vedlegg 10: EED – innsetjingsverdiar

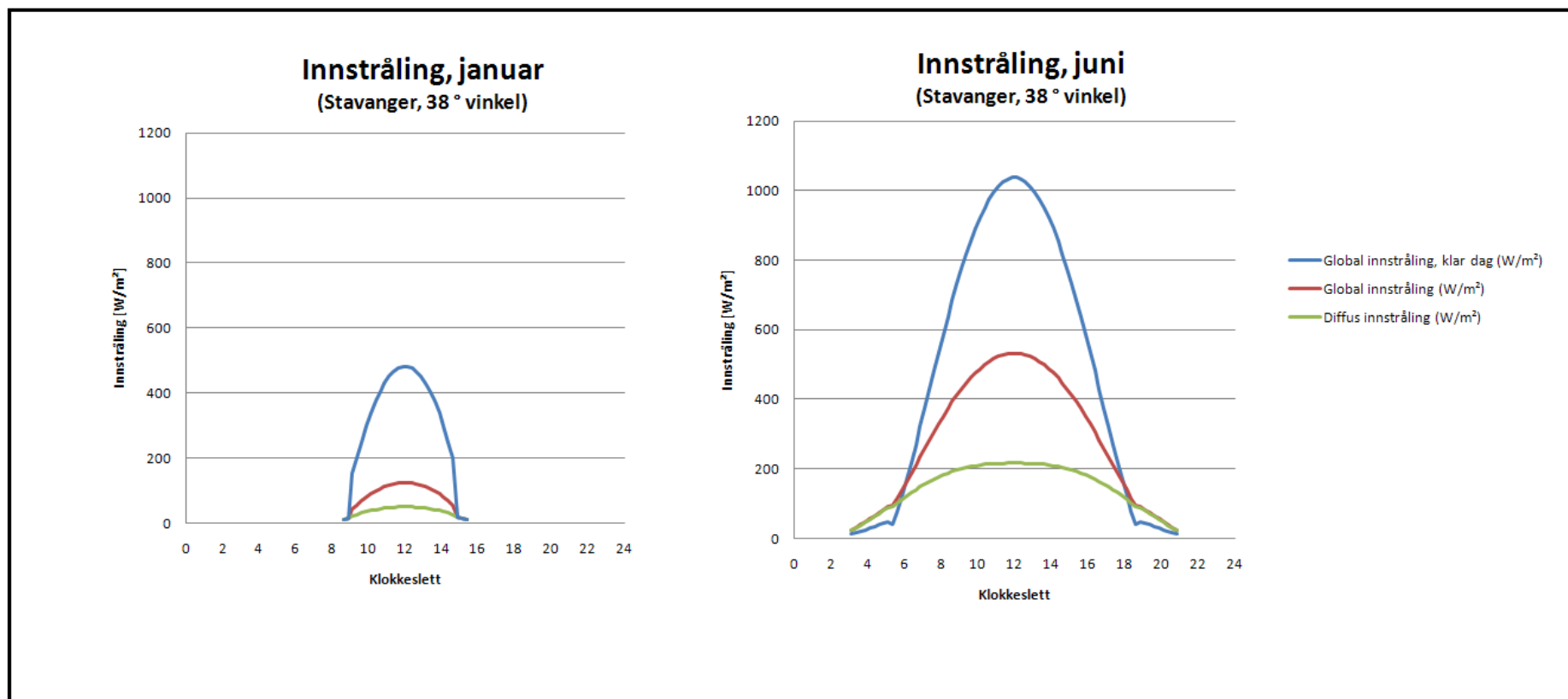
Vedlegg 11: Simuleringsdata – EED

Vedlegg 12: Oversikt over elektrisitetsbehov for kombinasjonsløysingane

Vedlegg 13: Økonomisk analyse

VEDLEGG 1: Direkte og diffus innstråling

Solenergien består av to komponentar; direkte og diffus innstråling. Global innstråling = direkte innstråling + diffus innstråling.

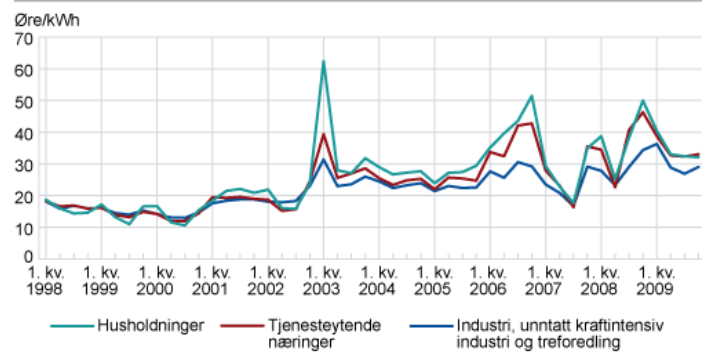


Figur 1.1: Illustrasjon av global og diffus innstråling [European Commission, Joint Research Centre].

Vedlegg 2: Utvikling av energipris

Prisen på elektrisitet har i dei siste åra auka og redusert energibruk har vore i fokus. Dette er faktorar som kan styrka fornybare energikjelder som varmepumper og solvarme.

Gjennomsnittlige priser på elektrisk kraft, eksklusive avgifter og nettleie. Alle typer kontrakter. 1. kv. 1998-4. kv. 2009. Øre/kWh

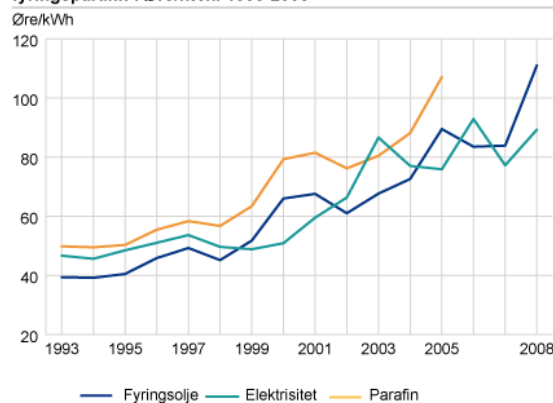


Figur 2.1: Utvikling av kraftpriser i Noreg frå 1998 – 2009 [SSB, 2010].

Tabell 2.1: Utvikling av elektrisitetspris for ulike europeiske land [øre/kWh] [Bøeng, A., C., et al. 2008].

	1980	1990	2000	2003	2004	2005	2006	2007
Canada	14,70	31,50	44,00	42,60	46,90	51,20
Danmark	49,00	100,8	176,0	184,6	187,6	185,6	204,8	..
England	44,10	75,60	96,80	85,20	93,80	96,00	121,6	129,8
Finland	34,30	63,00	70,40	78,10	80,40	76,80	83,20	88,50
Frankrike	53,90	94,50	88,00	92,30	93,80	89,60	89,60	94,40
Norge	18,20	46,70	50,90	86,60	77,00	75,90	92,90	75,00
OECD totalt	34,30	63,00	88,00	78,10	80,40	76,80	89,60	..
Sverige (leiligheter)	101,2	132,3	147,0	132,7	141,5	162,5
Sverige(enebolig el-oppvarming) ¹	70,60	99,80	111,1	97,70	105,1	125,1
Tyskland	49,00	100,8	105,6	127,8	134,0	134,4	140,8	..
USA	24,50	50,40	70,40	63,90	60,30	57,60	64,00	64,90

Priser inkl. alle avgifter for nyttiggjort energi. Elektrisitet til husholdninger, priser for lett fyringsolje¹ og listepriser for fyringsparafin². Øre/kWh. 1993-2008



¹ Basert på oljeselskapenes listepriser frem til og med 2005. Deretter er data innhentet til konsumprisindeksen i SSB benyttet som kilde. Denne er mer representativ ved at rabatter er fratrukket prisen.
² Priser er ikke tilgjengelige etter 2005.

2009 © Statistisk sentralbyrå

Figur 2.2: Utvikling av priser for fyringsolje, elektrisitet og parafin i Noreg [SSB, 2009 a].

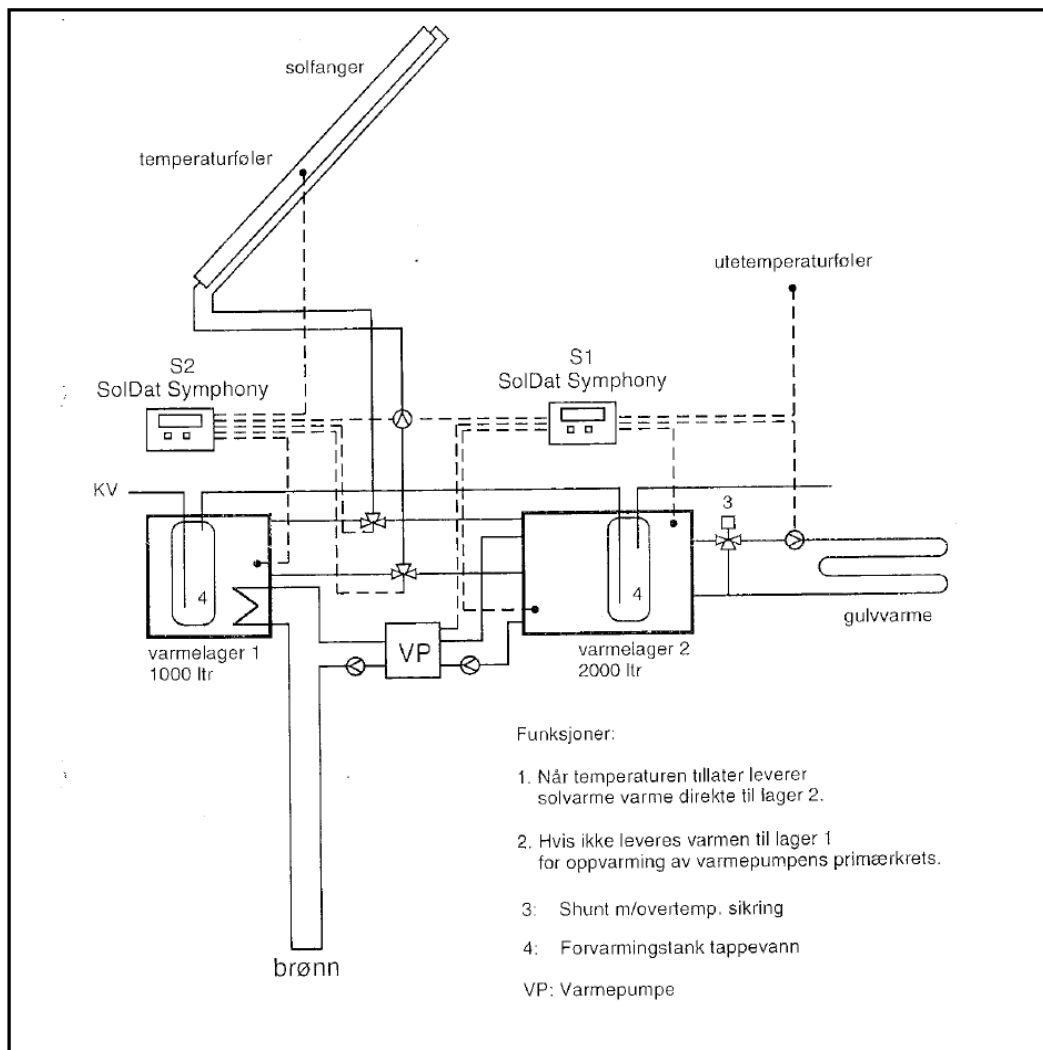
Vedlegg 3: Anleggsdøme i Noreg, bergvarmepumpe og solfangar

Kardemomme barnehage i Oslo

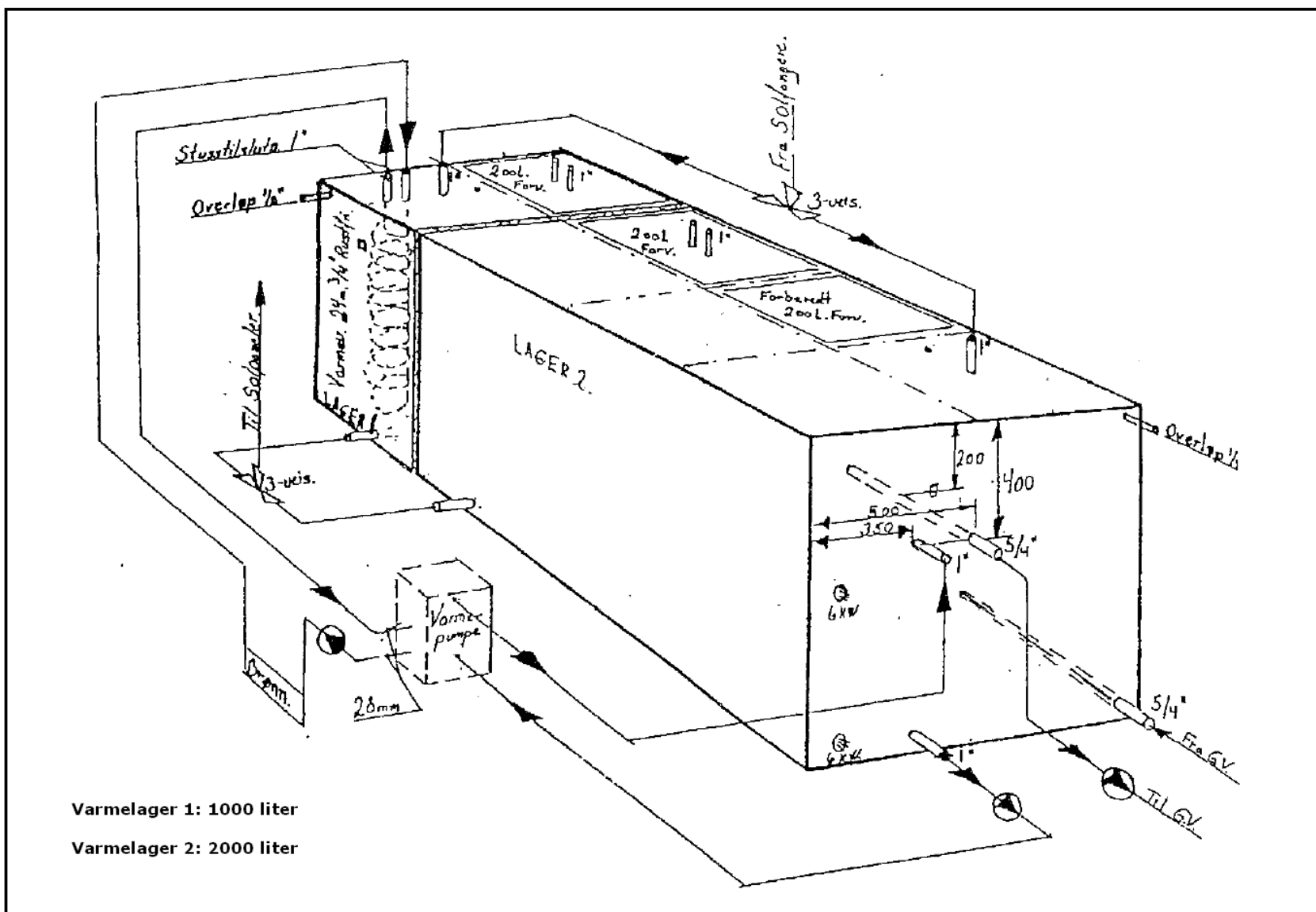
Kardemomme barnehage har 45 m² solfangarflate, eit 120 m djupt borehol i grunnen under barnehagen og ein akkumulatortank. Det blei ikkje bora så djupt borehol som vanleg, sidan varmepumpa hentar varme frå varmelageret, i tillegg til brønnen.

Varmen frå solfangaren går til ein tank, som har ei kald og varm sone, sjå figur 3.2. Solfangaren leverer varme til den varme tanken til den blir varm nok, deretter blir den kalde tanken varma opp. Når det ikkje er nok sol til å fylla heila behovet for oppvarming og varmtvatn i barnehagen startar bergvarmepumpa, det vil sei at solfangaren har fyrsteprioritet. I grunnen er det omlag 6 °C året rundt. Kollektorslangen går i tillegg innom den kalde delen av varmelageret, slik at sekundærvæska blir varma opp av solenergien som er lagra der.

Utrekning viser at barnehagen har eit årleg varmebehov på omlag 30 000 kWh. 50 % blir dekt av solenergianlegget, varmepumpa tar 60 %, og 10 % blir dekt av elektrisitet på kalde dagar [Kardemomme Barnehage, 2001].



Figur 3.1: Systemskisse for kombinasjonen solfangar / varmepumpe [Sandsbråten, T., 2010].



Figur 3.2: Varmelager, Kardemomme barnehage [Sandsbråten, T., 2010].

Bravidabygget i Fredrikstad

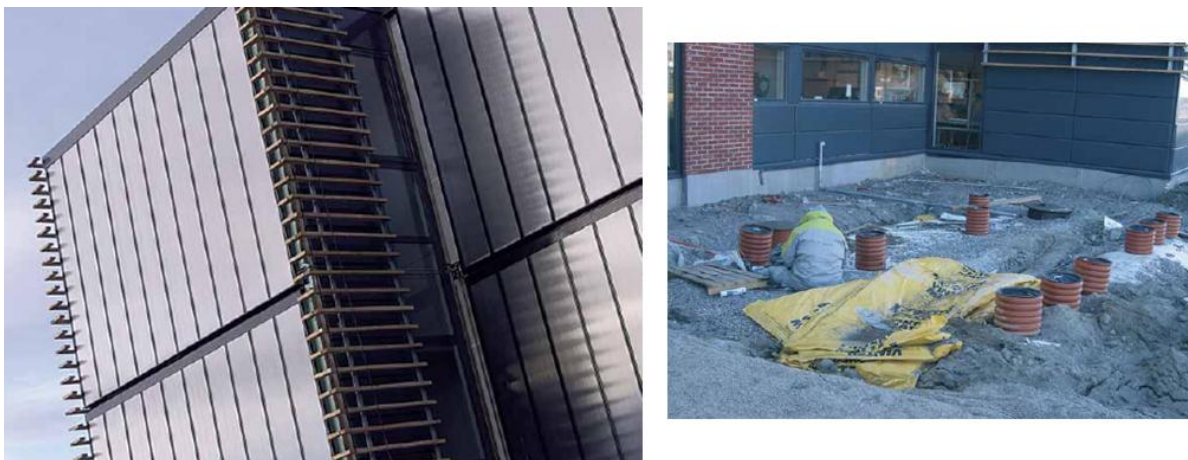
Bravidabygget i Fredrikstad (2002) har eit varmesystem basert på solvarme, biokjel og bergvarmepumpe. Bygget har ei grunnflate på 2 100 m² fordelt på tre etasjar, og inneheld kontor- og undervisningslokale. I tillegg er det butikkssenter i den eine enden av bygget [Telfo, 2005].

Solfangarane er plassert på endevegg mot sør og på tak. Solfangarflata er 300 m². Det oppvarma vatnet frå solfangaren blir ført ned i reservoirtankar i bakken, som blir lagra til seinare bruk, sjå figur 3.3. Varmepumpa, ei propan-varmepumpe, kan bruka solvarmelageret. Det skjer berre viss ikkje vatnet kan brukast til oppvarming direkte, temperatur under 25 °C. Ved temperatur over 25 °C blir vatnet brukt direkte. Solvarmen blir normalt brukt mot varmepumpa frå midten av november til og med februar, resten av fyringsperioden blir solvarmevatnet brukt direkte [Amundsen, A., 2010].

Av erfaring dekker solfangarane nødvendig basisoppvarming av heile bygget frå april til oktober. Under vinterhalvåret, når solfangaren ikkje strekker til, blir bergvarmepumpa brukt (250 kW). Bergvarmepumpa hentar varme frå 20 hol, som kvar er på 200 m.

Bravidabygget er eit kontorbygg, og har stort behov for kjøling. Store delar av kjøleperioden blir frikjøling frå borehola brukt [Amundsen, A., 2010].

I følgje driftssjefen på bygget, Siri Stranger-Johannessen, har ikkje solfangaranlegget vore i bruk på fleire år. Dette skyldast at det oppstod feil med anlegget, og det blei ikkje sett økonomisk lønsamt å retta feilen. Solfangarsystemet er enno installert, slik at det kan reparerast om det blir økonomisk lønsamt i framtida [Stranger-Johannessen, S., 2010].



Figur 3.3: Bravidabygget i Fredrikstad. Utsnitt av solfangarveggen til venstre, solvarmelageret til høgre [Telfo, 2005].

Vedlegg 4: Energibehov varmt tappevatn, Skadberg skole

Energibehovet for varmt tappevatn, Skadberg skole, kan reknast ut med ulike metodar. Talgrunnlaget for vidare simulering blir rekna med utgangspunkt i NS 3031 sine standardverdiar for undervisningsarealet. Tal for gymbygget er basert på erfaringsverdiar. Det blir meir nøyaktig å rekna på denne måten, enn å inkludera heile bygningsmassen ved bruk av standardverdiar. Dette heng saman med at ein kan ta omsyn til tal på dusjar (vasskrevjande utstyr) og at gymbygget blir brukt kveldstid og laurdagar.

Gymbygget

Erfaringsverdiar for varmtvassforbruk, VVS bransjen si handbok

Tabell 4.1: Erfaringsverdiar for varmtvassforbruk [VVS – utviklingscenter, 1995], [Multiconsult, b].

Tappestad	Tal [-]	Erfaringsverdiar	Sum [kWh/år]
Dusjar	Dagen: 600 pers / 2 dagar i veka Kvelden: 150 pers / dag 6 dagar i veka	1 200 Wh/ dusj*	119 520
Servantar	16 stk.	2 800 Wh/ dag	13 978
Golvvask	2 154,6 m ²	Moppevask: 17 – 22 Wh/ m ² Nyttar snittet av moppevask 19,5 Wh/ m ²	13 109
		SUM, Q_{tot}	146 607

*Brigt Sunde, Multiconsult: 1,2 kWh/dusj.

Kommentar til talverdiane:

- Det blir tatt omsyn til utleige av hallen etter skuletid. 150 personar dusjar kvar dag, seks dagar i veka i utleigetida.
- Antatt at elevane har gym to gonger i veka, slik at dusjane blir brukt 1 200 gonger i løpet av veka på dagen.
- Golvvask seks gonger i veka.
- Det utrekna energibehovet tilsvarer 68 kWh/m². For samanlikning har NS 3031 for idrettsbygg ein standardisert verdi på 50 kWh/m².

Skulebygget

NS 3031

Ved bruk av den standardiserte verdien i NS 3031; skule (10 kWh/m²), blir det totale behovet for varmt tappevatn for Skadberg skole omlag 84 767 kWh. Det er viktig å merka seg at verdiane er utarbeida for dokumentasjon opp mot krav i forskrifter, og dei representerer nødvendigvis ikkje reelle forhold.

Skadberg skole

Gymbygget: 146 607 kWh/år

Skulebygget: 84 767 kWh/år

Totalt energibehov til varmt tappevatn, Skadberg skole: omlag 230 000 kWh/år

Vedlegg 5: Utrekning – referansesystem

Tabell 5.1: Referansesystem, utrekning av energibehov, Skadberg skole.

Varmt tappevatn, energi	231374
Romoppvarming, energi	281637
Energidekking, romoppvarming	0,8
Energidekking, varmt vatn	0,8
Romoppvarming, varmepumpe	225310
I MWh	225,31
Varmt tappevatn, varmepumpe	185099
I MWh	185,1

	Januar	Februar	Mars	April	Mai	Juni	Juli	August	September	Oktober	November	Desember	Totalt
Dagar i månaden	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31	365
Feriedagar						7	31	14				7	59
Nasjonale energigradtal, Sola	476	443	430	338	215	136	86	84	155	259	364	442	3428
Del av total	0,139	0,129	0,125	0,099	0,063	0,040	0,025	0,025	0,045	0,076	0,106	0,129	1,000

[Aune, B , 2002]

Aktuelt for Skadberg skole	476	443	430	338	215	102	0	42	155	259	364	331,5	3155,5
Del, romoppvarming	0,151	0,140	0,136	0,107	0,068	0,032	0,000	0,013	0,049	0,082	0,115	0,105	1,000
Del, varmt tappevatn	0,101	0,092	0,101	0,098	0,101	0,075	0,000	0,056	0,098	0,101	0,098	0,078	1,000

har redigert for ferie

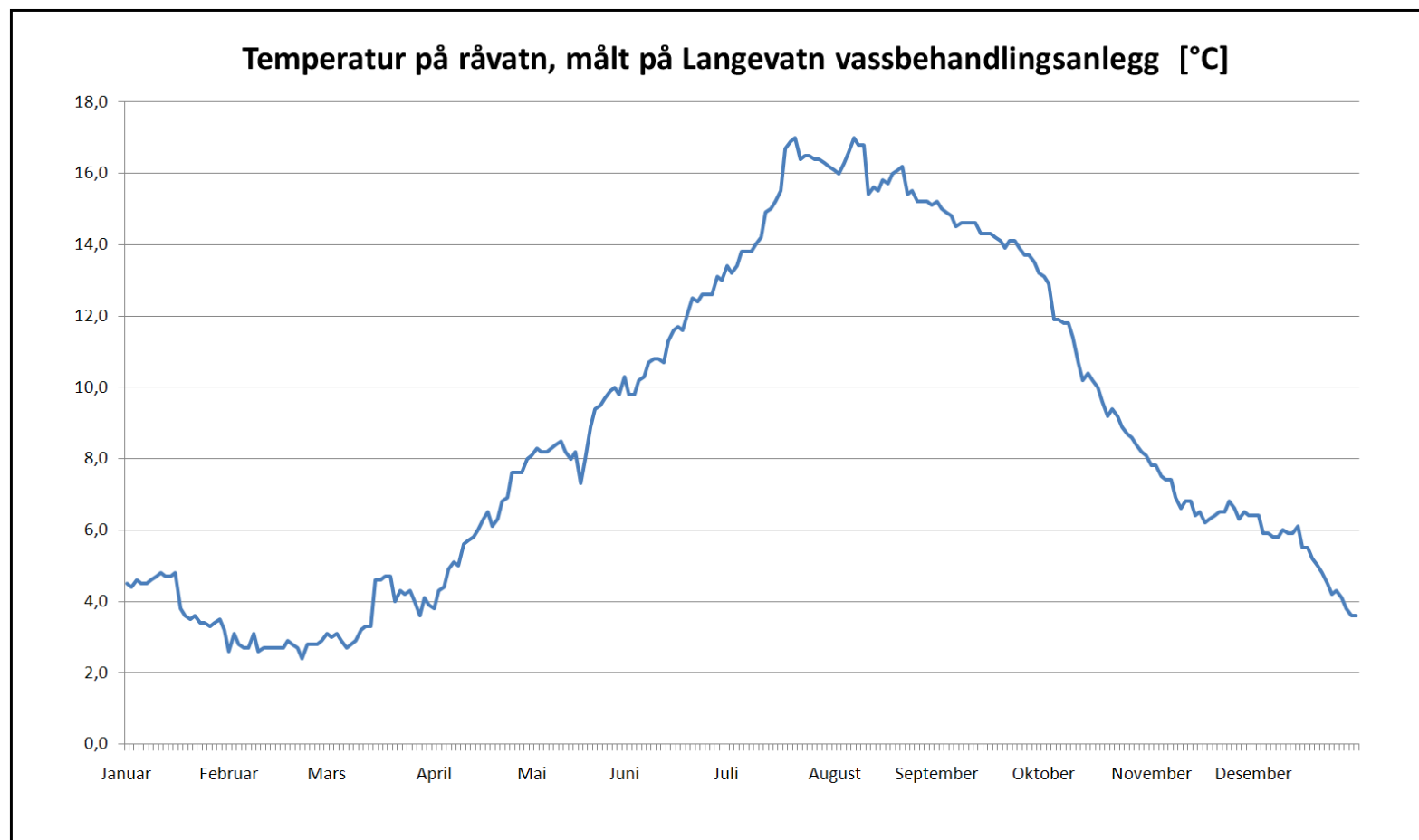
har redigert for ferie

Romoppvarming [MWh]	33,99	31,63	30,70	24,13	15,35	7,28	0,00	3,00	11,07	18,49	25,99	23,67	225,31
Varmt tappevatn [MWh]	18,75	16,94	18,75	18,15	18,75	13,91	0,00	10,28	18,15	18,75	18,15	14,52	185,10

SUM [MWh]	52,74	48,57	49,45	42,28	34,10	21,20	0,00	13,28	29,21	37,25	44,14	38,19	410,41
-----------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	------	-------	-------	-------	-------	-------	--------

Vedlegg 6: Temperatur på råvatn

Temperaturen på vatnet, Langevatn, varierer gjennom året, på grunn av inntaket / kjeldene er forholdsvis grunne. Temperaturen vil ikke endra seg så mykje fram til abonnent, men vil kunne auka nokre grader på vinteren på grunn av varme frå jorda og motsett om sommaren [IVAR, 2009].



Figur 6.1: Temperatur på råvatn over året [°C] [IVAR, 2009].

Vedlegg 7: Simuleringsprogram brukt i rapporten

Dette vedlegget inneheld ei beskriving av dei fire simuleringsprogramma som er brukt ved utarbeiding av denne rapporten; SIMIEN, TSOL Expert 4.5, EED og CoolPack. Beskrivinga er tatt med for å gi ei oversikt over simuleringsprogramma for å lettare kunne forstå kva som ligg bak resultatane.

SIMIEN

SIMIEN (SIMulering av Inneklima og ENergibruk i bygninger) utfører dynamiske simuleringar av tilstanden i bygningen. Bruksområdet er utrekning av energibehov, validering av inneklima og dimensjonering av oppvarmingsanlegg, ventilasjonsanlegg og romkjøling. Det er og mogleg å validere mot TEK – 07.

SIMIEN blei i rapporten brukt til å rekna energi- og effektbehovet for Skadberg skole.

TSOL Expert 4.5

TSOL Expert 4.5 er eit detaljert simuleringsprogram for analyser av termiske solsystem og systemkomponentar. Det er mogleg å velja ulike energisystem tilpassa ulike varmebehov; varmt tappevatn, romoppvarming, oppvarming av symjebasseng eller ei kombinasjon. Det er val mellom ulike solfangartypar, og ulik akkumulering. Det er fleire simuleringsmoglegheiter, som blant anna inkluderer automatisk parametervariasjon for enkelte data. Ved simulering kan ein ha stor fordel av å bruka denne funksjonen. Der det ikkje lar seg gjera å variera parametrar automatisk må ein sjølv definera kvar einaste simulering. Dette kan til samanlikning vera svært tidkrevjande.

I TSOL kan pumpene ikkje spesifiserast med til dømes ulik verknadsgrad. Dei kan heller ikkje køyrast med variabel strøymingsrate. Det er ei ulempe at ein ikkje har så god forståing for denne komponenten.

TSOL blei i denne rapporten brukt til å simulera solfangarkombinasjonar. Solinnstrålinga varierer etter geografisk plassering, og det er mogleg å få klimadata for Sola kommune. Under kombinasjonsløyningane som er simulerte, er det eige avsnitt av kva avgrensingar simuleringsprogrammet TSOL har i forhold til dei gitte kombinasjonsløyningane.

EED: Earth Energy Designer

Kostnaden ved boring av energibrønner, blir fyrst og fremst bestemt av lausmassetjukkuleik og tal på boremeter [Midttømme, K.]. Mengda av lausmassar er avhenging av området ein borer i og kan difor ikkje styrast. Tal på boremeter, kan derimot bli simulert ved hjelp av EED. Det er mogleg å finna optimal djupleik og tal på brønner.

EED er eit simuleringsprogram for design av boreholvarmevekslar for energibrønner. Programmet er basert på ei parameterstudie med numeriske simuleringar.

Programmet kan handtera små boresystem med eit hol til større system opp til 1 200 borehol. Det er mogleg å rekna temperaturen på sekundærmediet i boreholet basert på månadslege varme- og kjøle laster.

Påverknad av grunnvasstraumen gjennom boreholet blir ikkje tatt omsyn til i EED [BLOCON, 2008].

I denne oppgåva blir EED brukt til simulering av eit referansesystem, og tilhøyrande kombinasjonsløysingar. Det blir sett korleis boreholskonfigurasjonen blir endra ved bruk av solenergi i systemet, og kva tilhøyrande fluidtemperatur brønnane får.

CoolPack

CoolPack er ei samling av berekningsverktøy til bruk for energianalysar og optimalisering av kjølesystem. Det er mogleg å nytta ulike arbeidsmedium. Det er blant anna mogleg å utføra prosessanalysar, systemdimensjoneringar, systemsimuleringar og kalkulasjonar for komponentar. Verktøyet er utvikla i Danmarks Tekniske Universitet, DTU, seksjon Energiteknikk.

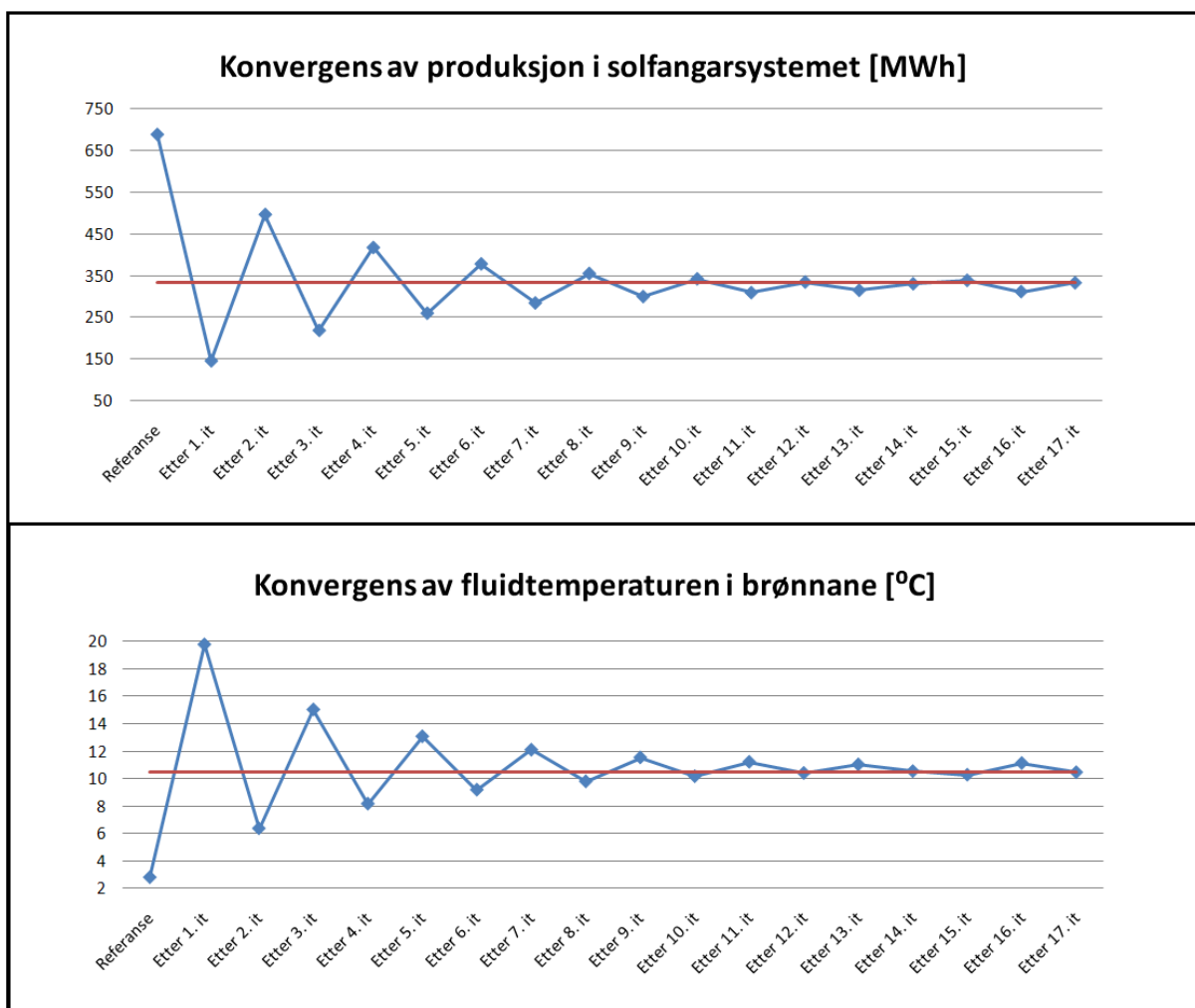
CoolPack blei brukt for å få overslag over elektrisitetsbehovet i varmepumpesystema.

Vedlegg 8: Simuleringsdata, kombinasjonsløsning 2

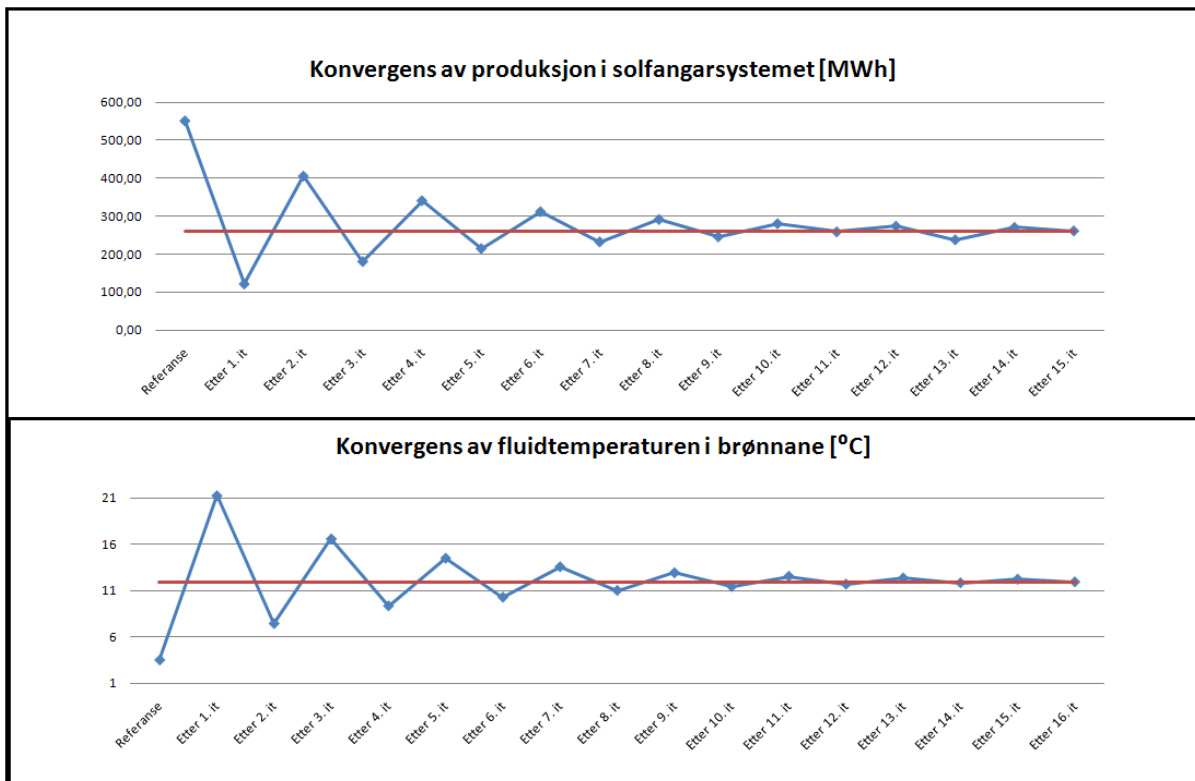
Simuleringsprogrammet TSOL, brukte disse variablene for kombinasjonsløsning 2:

- Optimal helling og himmelretning for solkollektor:
38 ° helling, mot sør (driftsperiode; heile året)
31 ° helling, mot sør (driftsperiode; april til september)
62 ° helling, mot sør (driftsperiode; november til april)
[European Commission, Joint Research Centre].
- 500 m² solfangarareal, udekka plan solfangar
- LMTD: 0,01 (det er prøvd å eliminera verknaden av varmeveksleren)
- Regulering solfangar; på; 2 grader over referansetemperatur, av; 1 grad over referansetemperatur

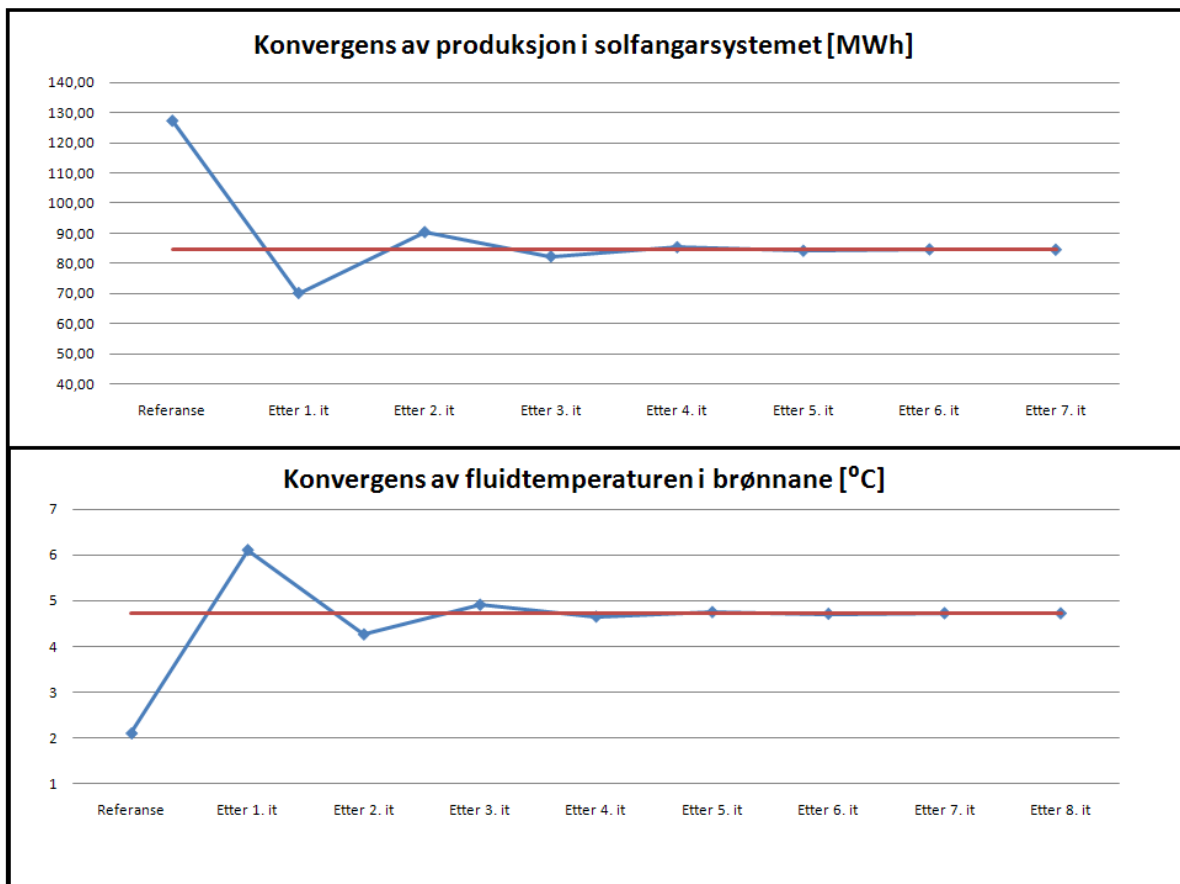
For kombinasjonsløsning 3, blei desse parameterane variert for best mogleg solfraksjon. Ved simulering av kombinasjonsløsning 2 gjekk ein ut i frå erfaring med optimaliseringa i kombinasjonsløsning 3. Det blei for kombinasjonsløsning 2 brukt iterasjonsprosess på grunn av gjensidig avhengigheit i returtemperaturen frå grunnen og effektiviteten til solsystemet, sjå figur 8.1, figur 8.2 og figur 8.3.



Figur 8.1: Konvergens i produksjon og i fluidtemperaturen i solfangarsystemet. Driftsperiode: heile året.



Figur 8.2: Konvergens i produksjon og i fluidtemperaturen i solfangarsystemet. Driftsperiode: april – september.



Figur 8.3: Konvergens i produksjon og i fluidtemperaturen i solfangarsystemet. Driftsperiode: november – april.

Vedlegg 9: Simuleringsverdiar TSOL – kombinasjonsløysing 3

I denne kombinasjonsløysinga er solfangarsystemet brukt til oppvarming av varmt tappevatn. Det blei simulert med 500 m² plane solfangarar. Behovet over året er relativt stabil, med unntak av ferieavvikling. Optimal helling på solfangar varierer over året, men sidan solfangaren blei tilnærma brukt heile året blei det nytta ei helling på 38 °, som gir optimal solinnstråling gjennom året for Stavanger. Solfangarane blei retta mot sør. Innstillinga for krav til varmt tappevatn blei sett til minimum 65 °C.

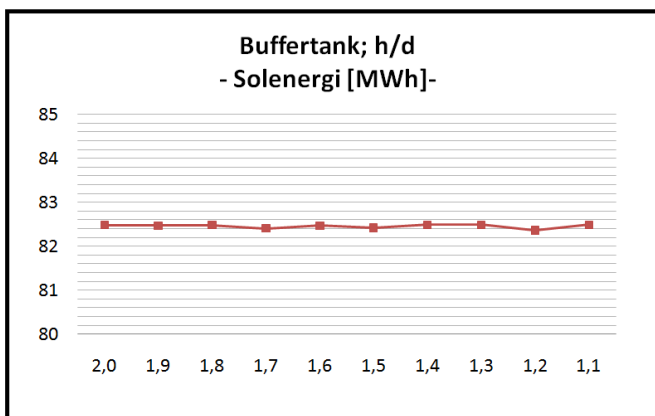
Det er i ulike kjelder anbefalt å nytta mellom 50 – 100 l/m² buffertank. For 50 l/m² medfører dette eit volum på 25 m³, og for 100 l/m² medfører dette eit volum på 50 m³. På grunn av stor kostnadsauke ved volumauke på buffertankar, og omlag berre 2 MWh ekstra solenergi produsert årleg, blei det simulert vidare med 50 l/m².

Det blei gjort parametervariasjonar for fem ulike parameterar i denne rekkjefølgja;

- 1) Buffertank; $h/d = x$
- 2) Strymingsrate_{kollektor}
- 3) Strymingsrate_{buffertank}
- 4) Solkollektor på
- 5) Solkollektor av

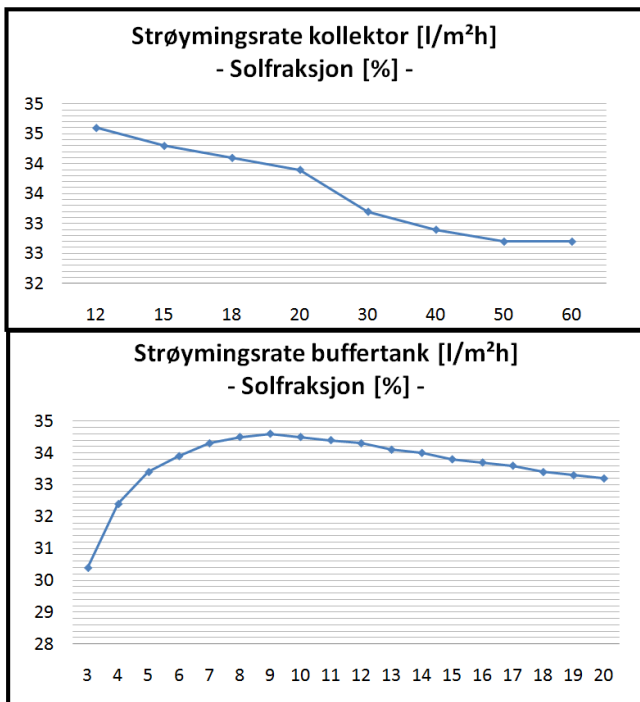
Etter kvar simulering av parameter, blei det ved forbetring i solfraksjonen gjort endring i oppsettet, slik at ein gjekk vidare med den verdien som gav størst solfraksjon, sj tabell 9.1, tabell 9.2, tabell 9.3 og tabell 9.4. Dei verdiane som hadde høgast solfraksjon er markerte med blått i tabellane nedanfor.

Tabell 9.1: Talverdiar – Solfraksjonen varierer ved variasjon av h/d i buffertank.



Figur 9.1: Solfraksjonen varierer ved variasjon av h/d i buffertank.

Buffertank: h/d=x	Solfraksjon [%]	Solenergi [MWh]
2,00	34,60	82,43
1,90	34,60	82,48
1,80	34,60	82,47
1,70	34,60	82,48
1,60	34,60	82,41
1,50	34,60	82,47
1,40	34,60	82,42
1,30	34,60	82,49
1,20	34,60	82,49
1,10	34,60	82,36
1,00	34,60	82,49



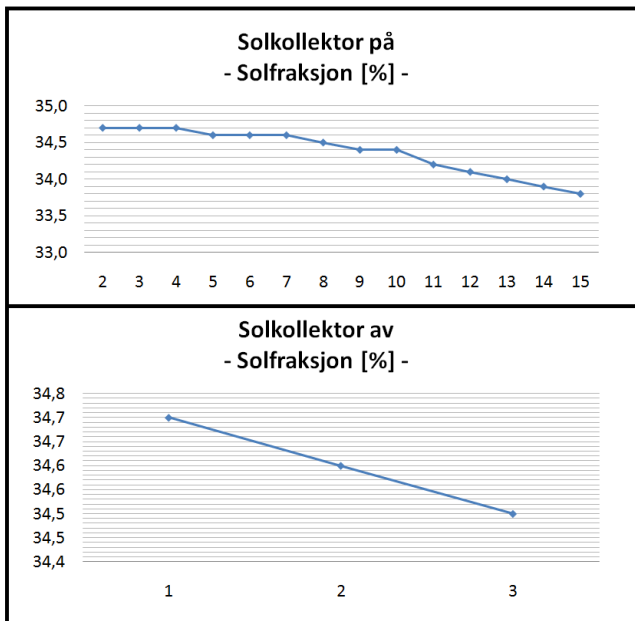
Figur 9.2: Solfraksjonen varierer ved variasjon av strøymingsrate buffertank.

Tabell 9.2: Talverdiar - Solfraksjonen varierer ved variasjon av strøymingsrate buffertank.

Strøymingsrate, buffertank [l/m ² h]	Solfraksjon [%]
3	30,40
4	32,40
5	33,40
6	33,90
7	34,30
8	34,50
9	34,60
10	34,50
11	34,40
12	34,30
13	34,10
14	34,00
15	33,80
16	33,70
17	33,60
18	33,40
19	33,30
20	33,20

Tabell 9.3: Talverdiar – Solfraksjonen varierer ved variasjon av strøymingsrate kollektor. 12 – 18 l/m²h tilsvarer low-flow strøymingsrate, 60 l/m²h high-flow strøymingsrate.

Strøymingsrate, kollektor [l/m ² h]	Solfraksjon [%]
12	34,60
15	34,30
18	34,10
20	33,90
30	33,20
40	32,90
50	32,70
60	32,70



Figur 9.3: Solfraksjonen varierer ved variasjon av parametra solkollektor på / av.

Tabell 9.4: Talverdiar - Solfraksjonen varierer ved variasjon av parametra solkollektor på / av.

Solkollektor på	Solfraksjon [%]
2	34,7
3	34,7
4	34,7
5	34,6
6	34,6
7	34,6
8	34,5
9	34,4
10	34,4
11	34,2
12	34,1
13	34,0
14	33,9
15	33,8

Solkollektor av	Solfraksjon [%]
1	34,7
2	34,6
3	34,5

Tabell 9.5: Ulike parameter ved dei ulike simuleringane.

	50 l/m ²	100 l/m ²	Etter endring i:				
			h/d buffertank	str rate koll	str rate buffertank	på	av
Solfraksjon [%]	34,60	35,40	34,60	34,60	34,60	34,70	34,70
Kollektortap, energi balanse							
Optiske tap [MWh]	112,38	112,38	112,38	112,38	112,38	112,38	112,38
Termiske tap [MWh]	218,60	211,01	218,64	218,64	218,64	218,39	218,39
System, energi balanse							
Energi frå kollektor krets [MWh]	88,15	95,81	88,11	88,11	88,11	88,36	88,36
Energi frå tilleggsjelde [MWh]	155,82	153,92	155,81	155,81	155,81	155,67	155,67
Tank tap, buffer - varmetap [MWh]	5,57	11,35	5,52	5,52	5,52	5,58	5,58
Kollektor							
Kollektorflate [m ²]	500	500	500	500	500	500	500
Tal på kollektorar [-]	50	50	50	50	50	50	50
Volumetrisk str. rate [l/m ² h]	12	12	12	12	12	12	12
Kollektor PÅ [°C]	6	6	6	6	6	4	4
Kollektor AV [°C]	1	1	1	1	1	1	1
Buffertank							
Volum [l]	10000	15000	10000	10000	10000	10000	10000
Tal på tankar [-]	2	3	2	2	2	2	2
h/d	1,2	1,2	1	1	1	1	1
Volumetrisk str. rate [l/m ² h]	9	9	9	9	9	9	9
LMTD							
Kollektorkrets	5	5	5	5	5	5	5
Akkumuleringskrets	5	5	5	5	5	5	5
Akkumuleringstank							
Volum [l]	5000	5000	5000	5000	5000	5000	5000
Tal på tankar	1	1	1	1	1	1	1
h/d	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2

Kommentarar til parametervariasjonen

H/d-forholdet i buffertanken

Det blei for denne variasjonen ingen synleg endring i solfraksjonen, og energi frå solfangarane blei difor i tillegg evaluert. Variasjonen i produksjon var ikkje stor. Det blei tre h/d-forhold som fekk lik produksjon; 1,3, 1,2 og 1,0. 1,0 blei valt, på grunn av minst behov for høgde. I utgangspunktet skulle ein tru at det var mest optimalt med ein høgare og smalare tank, noko som hadde gitt betre sjikting. Derimot vil større h/d-forhold gi større varmetap, noko som tydeleg har spelt inn her.

Strøymingsrata i kollektoren

Det blei variert strøymingsrate i kollektor, for low-flow og high-flow. Variasjonen viste klart at low-flow gav best solfraksjon. Ved high-flow, vil ikkje temperaturen på varmebæraren auka så mykje som for low-flow. Solfangarsystemet i kombinasjonsløyising 3 skal tross alt gå til varmt tappevatn.

Strøyminga for buffertanken

Strøymingsrata i buffertank har innverknad på temperatursjiktinga. Det blei simulert frå 3 – 20 l/m²h. Kurva, som viste solfraksjonen, hadde fyrst ei stigning før ho nådde toppen og gjekk gradvis nedover igjen. Det kan ha med at det må vera ein viss hastigheit for å overføra varme, men for mykje vil medføra dårleg sjikting og redusert solfraksjonsgrad. Det blei tre like, kor den som var brukt tidlegare, 9 l/m²h blei brukt vidare.

Solkollektor av / på

Det er mogleg å variera kor tid pumpa til solkollektoren skal bli koplå inn og ut (av / på). På-kriteriet har blitt variert med kriterium frå 2 °C over referansesystemet til 20 °C over. Det er ei klar trend at kor seinare ein skur på solkollektoren, kor mindre energi får ein. Temperatur over referanse på 2, 3 og 4 fekk lik solfraksjon, og det blei gått vidare med 4. Variasjonen i av-kriteriet, blei simulert frå 1 til 3 °C over. Best solfraksjonsgrad resulterte i 1 grad over, slik som opphavleg, noko som gir lengre drift.

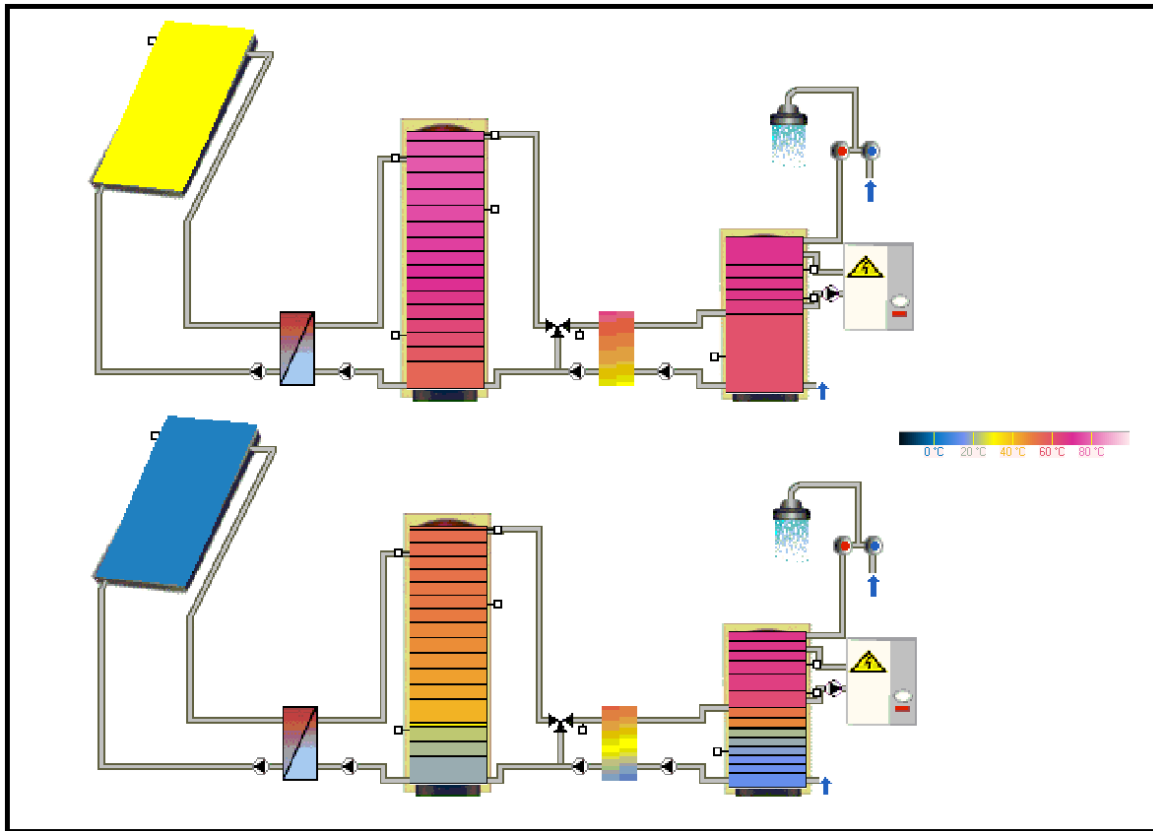
Tabell 9.6: Etter variasjon i parametra.

Etter variasjon i parametra:

Solenergi til varmt tappevatn [MWh]

Januar	Februar	Mars	September	Oktober	November	Desember
1	4	12	10	7	2	0,5
			April	Mai	Juni	August
			14	17	10	5

Figur 9.4 er tatt frå simuleringa i TSOL, og illustrerer ulik sjikting. Figuren er gitt ved same volum og høgdeforhold, men dei to bileta viser uttak frå ulikt tidspunkt i simuleringa. Sjiktinga avhenger av temperaturen, og dermed og årstid og tidpunkt på dagen.



Figur 9.4: Illustrasjon på temperatursjikting i tank, TSOL. Temperatursjikting er blant anna avhengig av årstid og tid på dagen, på grunn av temperaturvariasjonane.

Vedlegg 10: EED - Innsetjingsverdiar

Grunneigenskapar

Tabell 10.1: Grunneigenskapar. Verdiar frå liste i EED.

Termisk konduktivitet	Gneis 2,9 W/mK
Volumetrisk varmekapasitet	Gneis 2,1 MJ/m ³ K
Grunnoverflatetemperatur	7,4 °C, Sola
Geotermisk varmefluks	0,05 W/m ² , Stavanger

Eigenskapane for grunnen blei brukt med utgangspunkt av informasjon frå NGU [NGU]. Det er ikkje tatt grunnundersøking på staden.

Borehol

Tabell 10.2: Boreholsverdiar. Verdiar frå liste i EED.

Diameter	114,3 mm – 4 ½ " [Stykket, P. et al.]
Termisk konduktivitet for fyllmasse	0,6 W/mK (for vatn i brønn) [Stene, J., 2010]
Volumetrisk strøymingsrate, per borehol	0,5 l/s

Termisk konduktivitet for fyllingsmasse blei i simuleringane sett til 0,6 W/mK, stillestående vatn. Dette er ein konstant verdi og programmet tar ikkje omsyn til om det er strøyming i vatnet, noko som hadde ført til betre varmeoverføring til / frå omgivande grunn.

Hastigheita i kollektorslangen skal gi turbulent strøyming. For etanol er strøyminga typisk 0,5 – 0,6 l/s, høgare tettleik medfører redusert strøymingsrate. Nødvendig hastigheit er gitt av temperatur og type frostmedium [Stykket, P. et al.], [Stene, J., 2010].

Enkelt U – røyr

Tabell 10.3: Verdiar for varmevekslar, U – røyr [Stykket, P. et al.].

Ytre diameter	40 mm
Tjukkeleik på vegg	2,3 mm
Termisk konduktivitet	0,42 W/mK
Mellomrom mellom senter tur / retur kollektor	70 mm

For ein gitt boreholsdiameter vil avstanden mellom senter tur / retur kollektor vera konstant, gitt at det er bruk av avstandsbrikettar. Ved større avstand mellom tur / retur kollektor blir varmeovergangen redusert og temperaturdifferansen aukar, noko som fører til ein høgare effekt frå brønnen. Det motsette skjer om ein nyttar ein mindre avstand mellom kollektorrøyra. Det er i simuleringane brukt ei avstand på 70 mm, som er ei anbefalt simuleringssavstand, mellom ytterpunktta 32 til 78 mm [Stykket, P. et al.].

Det er moglegheit i EED å velja mellom koaksial, enkelt, dobbelt eller trippelt U – røyr. Det kome ein ny type kollektor, kalla turbokollektoren. Små spiralriller på innsida av kollektorrrøyrret fører til auka varmeopptak og redusert trykkfall. Ved eit 48 kW stort anlegg utanfor Stockholm, har dei blitt testa, og resultatet er 15 % høgare effektuttak og 15 % lågare trykkfall [Accio AB]. Denne kollektoren er det ikkje moglegheit å simulera med i EED. Doble U – røyr blir brukt på anlegg med frikjøling og stort kjølebehov, og i energibrønner ved veldig store vassinnslag. Opptaksflata er for denne typen kollektor aukar i størrelsesorden 50 % av enkelt U – røyr. Det vanlegaste er enkelt U – røyr [Stene, J., 2010].

Det blir i simuleringa brukt enkelt U – røyr. Grunnen til at det er valt denne typen heng saman med fleire faktorar; EED programmet har ikkje data til å simulera med den nye turbokollektoren, og i tillegg er enkelt U – røyr meir brukt.

Fluid / medium

Tabell 10.4: Eigenskapar for fluidet brukt i kollektor; VegoCool-15 [Kylma].

Termisk konduktivitet	0,461 W/mK
Spesifikk varmekapasitet	3 430 J/kgK
Tettleik	1 099 kg/m ³
Viskositet	0,004 kg/ms
Frysepunkt	-15 °C

Det vil bli nytta det same fluidet i alle tre simuleringane; referansesystem, kombinasjonsløyising 2 og kombinasjonsløyising 3. Fluidet VegoCool-15 er blant anna eit medium som kan brukast i både solfangarsystem og bergvarmepumpesystem. Mediet er ikkje giftig eller brannfarleg, lite korrosivt for dei fleste metall og er biologisk nedbrytbart [Kylma].

Grensekraft til fluidtemperatur

Tabell 10.5: Grensekraft til fluidtemperatur.

Minimum middel fluidtemperatur	- 0,5 °C
Maksimum middel fluidtemperatur	30 °C

Grensekrafta til fluidtemperaturen er krav ein sjølv set. Krafta blir bestemt av temperaturkrav som fluidet sin minimum / maksimum temperatur kan ha for å kunne brukast til varmpumpe, og varmen du lagrar; solvarmen. Temperaturen blir brukt som ein middeltemperatur; det vil sei at om du om vinteren maksimalt tillet 2 °C inn til varmpumpe, og senker temperaturen til - 3 °C (varmen blir tatt opp), vil det i dette døme bli tillete ein minimal temperatur på - 0,5 °C, då dette er middeltemperaturen i sirkuleringa. Tilsvarende gjeld for dei maksimale temperaturane om sommaren [Bäcklund, A., S., 2010].

Varmpumpas årsvarmefaktor, SPF

Tabell 10.6: Inndata SPF.

SPF	3
-----	---

Resultierende simuleringverdier er svært avhengig av varmpumpe si årsvarmefaktor. Det er brukt SPF på 3 i alle simuleringane, både kor varmpumpeprosessen dekkjer romoppvarming, og kor varmpumpeprosessen går til varmtvassoppvarming. COP for prosessane blei funne etter EED simuleringa (på bakgrunn av fordampingstemperaturen). Den resulterande COP blei høgare enn introdusert verdi i EED programmet. Det er likevel tatt utgangspunkt i SPF 3 i EED simulering, sidan ein elles måtte ha iterert fram og tilbake. Ei mogleg forbetring i framgangsmetoden ville vore å nytta ein mindre konservativ SPF frå starten av.

Simuleringsperiode

Tabell 10.7: Inndata simuleringsperiode.

Simuleringsperiode	25 år
Første månad med simulering	august

Grunnlast

Det er for varmeopptaket berre tatt i bruk grunnlast, då varmeuttaket går for fullt på større anlegg fleire veker om gongen. Då er det ikkje snakk om noko topp [Stykket, P. et al.].

Referansesystem

Grunnlast, varme

Tabell 10.8: Månadsverdiar varme (romoppvarming og varmt tappevatn) grunnlast [MWh], referansesystem.

Månad	Månadsverdiar, varme [MWh]
Januar	52,739
Februar	48,568
Mars	49,455
April	42,281
Mai	34,103
Juni	21,196
Juli	0,000
August	13,282
September	29,214
Oktober	37,245
November	44,137
Desember	38,187

Ved bruk av optimaliseringsfunksjonen, er det sett desse grensene:

- Maksimal landareal: 30 x 30 m²
- Mellomrom mellom borehol: 5 – 15 m
- Borehol djupleik: 150 – 250 m
- Maksimalt tal på borehol: 100

Kombinasjonsløsning 2 (solvarme til oppvarming av borehol)

Det blei for kombinasjonsløsning 2 brukt ein iterasjonsprosess, på grunn av gjensidig avhengigheit mellom effektiviteten til solsystemet og returtemperaturen frå grunnen. Vedlegg 8 Simuleringsdata, kombinasjonsløsning 2 viser variasjon i produksjon av solenergi, som i EED blir lagt inn som kulde. I figur 8.1, figur 8.2 og figur 8.3, er verdiane for iterasjonsstega lagt inn.

Tabell 10.9: Innsetjingsverdiar i bruk for simulering kombinasjonsløsning 2. Verdiar frå optimaliseringa av referansesystemet.

Forklaring	Verdi
Konfigurasjon, borehol	Rektangel, 4 x 5
Tal på borehol [-]	20
Boreholdjup [m]	250
Mellomrom mellom borehol [m]	8

Tabell 10.10: Månadsverdiar varme (romoppvarming og varmt tappevatn) grunnlast [MWh], kombinasjonsløsning 2.

Månad	Månadsverdiar, varme [MWh]	Månadsverdiar, kulde [MWh]		
		Komb. 2	Komb. 2: nov – apr	Komb. 2: apr – sep
Januar	52,739	0,020	1,97	
Februar	48,568	3,440	8,11	
Mars	49,455	9,550	22,78	
April	42,281	25,780	41,15	23,35
Mai	34,103	49,150		45,87
Juni	21,196	62,810		59,33
Juli	0,000	65,640		60,74
August	13,282	52,120		46,44
September	29,214	29,760		25,69
Oktober	37,245	12,010		
November	44,137	1,230	8,48	
Desember	38,187	0,070	1,98	

Ved bruk av optimaliseringsfunksjonen, er det sett desse grensene:

- Maksimal landareal: 30 x 30 m²
- Mellomrom mellom borehol: 5 – 15 m
- Borehol djupleik: 150 – 250 m
- Maksimalt tal på borehol: 100

Kombinasjonsløysing 3 (solvarme for varmt tappevatn)

Tabell 10.11: Innsetjingsverdiar i bruk for simulering kombinasjonsløysing 3. Verdiar frå optimaliseringa av referansesystemet.

Forklaring	Verdi
Konfigurasjon, borehol	Rektangel, 4 x 5
Tal på borehol [-]	20
Boreholdjup [m]	250
Mellomrom mellom borehol [m]	8

Grunnlast, varme

Tabell 10.12: Månadsverdiar varme (romoppvarming og varmt tappevatn) grunnlast [MWh], kombinasjonsløysing 3.

Månad	Månadsverdiar [MWh]
Januar	51,739
Februar	44,568
Mars	37,455
April	24,134
Mai	15,351
Juni	7,283
Juli	0,000
August	2,999
September	19,214
Oktober	30,245
November	42,137
Desember	37,687

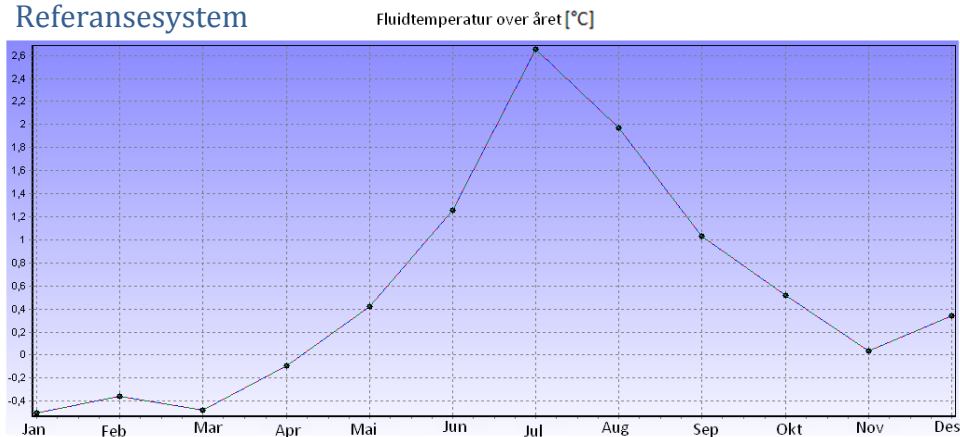
Frå september til mars viser verdiane i tabell 10.12 varmebehovet som gjenstår når energien produsert frå solfangarsystemet er trekt frå, altså behovet som varmpumpe skal dekke. I tidsperioden april til august er varmpumpe avlasta ved at solfangarsystemet (solfangar + tilleggslast) dekker varmt tappevatn. Grunnlasta til romoppvarming i denne perioden blir derimot dekket av varmpumpe.

Ved bruk av optimaliseringsfunksjonen, er det sett desse grensene:

- Maksimal landareal: 30 x 30 m²
- Mellomrom mellom borehol: 5 – 15 m
- Borehol djupleik: 150 – 250 m
- Maksimalt tal på borehol: 100

Vedlegg 11: Simuleringsdata – EED

Referansesystem



Figur 11.1: Referansesystem – Fluidtemperaturen over året, år 25.

Tabell 11.1: Referansesystem – Varmelast og last frå grunnen over året.

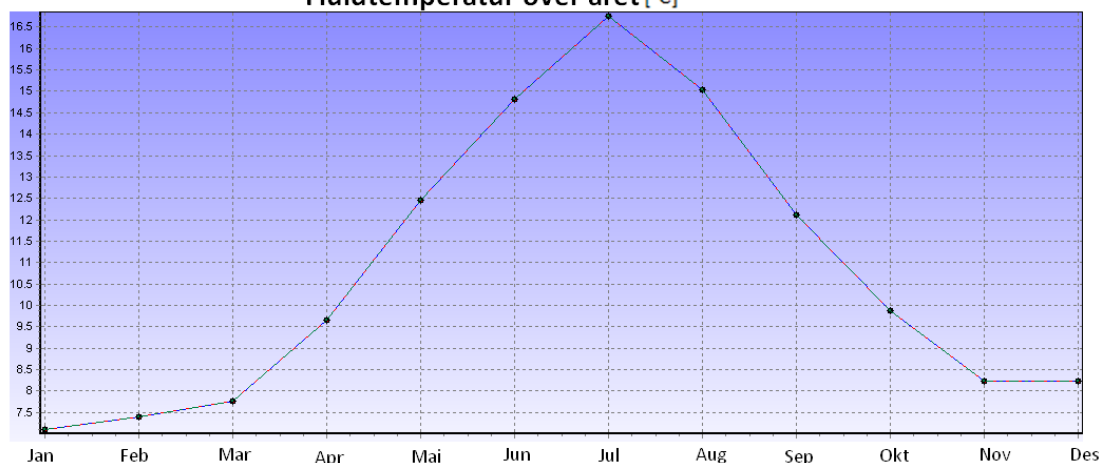
Månad	Varmelast [MWh]	Last frå grunnen [MWh]
Januar	52,739	35,159
Februar	48,568	32,379
Mars	49,455	32,970
April	42,281	28,187
Mai	34,103	22,735
Juni	21,196	14,131
Juli	0,000	0,000
August	13,282	8,855
September	29,214	19,476
Oktober	37,245	24,830
November	44,137	29,425
Desember	38,187	25,458
Totalt	410,41	273,605

Tabell 11.2: Referansesystem – Fluidtemperaturar for ulike simuleringsår.

År	1	2	5	10	25
Januar	9,56	5,71	3,53	1,80	-0,50
Februar	9,56	5,78	3,64	1,93	-0,36
Mars	9,56	5,59	3,49	1,79	-0,48
April	9,56	5,89	3,84	2,17	-0,10
Mai	9,56	6,32	4,33	2,68	0,42
Juni	9,56	7,06	5,13	3,50	1,26
Juli	9,56	8,36	6,49	4,88	2,65
August	8,73	7,60	5,78	4,19	1,97
September	7,68	6,59	4,81	3,23	1,03
Oktober	7,07	6,02	4,26	2,71	0,52
November	6,50	5,49	3,75	2,22	0,04
Desember	6,72	5,75	4,03	2,51	0,34
Minimum fluidtemperatur, år 25: -0,50 °C – i slutten av januar					
Maksimum fluidtemperatur, år 25: 2,65 °C – i slutten av juli					

Kombinasjonsløsning 2 (solvarme til oppvarming av borehol)

Fluidtemperatur over året [°C]



Figur 11.2: Kombinasjonsløsning 2 - Fluidtemperatur over året, år 25.

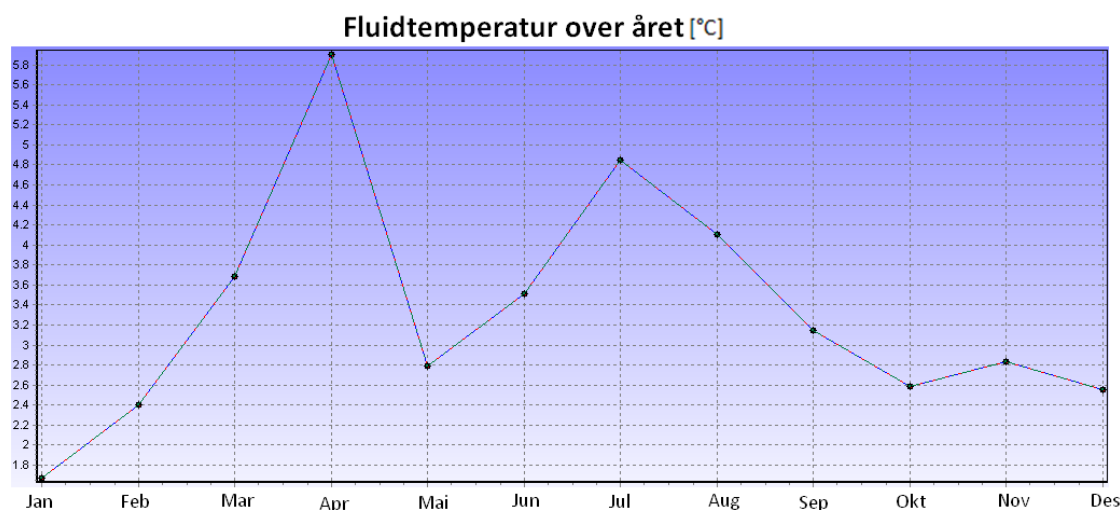
Tabell 11.3: Kombinasjonsløsning 2 – Varmelast, kjølelast (varme frå solsystemet) og last frå grunnen over året.

Månad	Varmelast [MWh]	Kjølelast [MWh]	Last frå grunnen [MWh]
Januar	52,739	0,020	35,135
Februar	48,568	3,440	28,935
Mars	49,455	9,550	23,421
April	42,281	25,780	2,405
Mai	34,103	49,150	-26,412
Juni	21,196	62,810	-48,684
Juli	0,000	65,640	-65,639
August	13,282	52,120	-43,262
September	29,214	29,760	-10,283
Oktober	37,245	12,010	12,822
November	44,137	1,230	28,193
Desember	38,187	0,070	25,387
Totalt	410,41	311,580	-37,982

Tabell 11.4: Kombinasjonsløsning 2 – Fluidtemperaturar for ulike simuleringsår.

År	1	2	5	10	25
Januar	9,56	6,16	6,47	6,76	7,11
Februar	9,56	6,54	6,78	7,07	7,41
Mars	9,56	6,91	7,15	7,43	7,76
April	9,56	8,74	9,05	9,31	9,65
Mai	9,56	11,46	11,87	12,13	12,46
Juni	9,56	13,76	14,23	14,49	14,82
Juli	9,56	15,70	16,16	16,42	16,75
August	13,59	14,00	14,44	14,71	15,04
September	10,81	11,10	11,51	11,78	12,11
Oktober	8,64	8,93	9,29	9,55	9,88
November	7,12	7,35	7,66	7,92	8,25
Desember	7,17	7,41	7,67	7,92	8,24
Minimum fluidtemperatur, år 25: 7,11 °C – i slutten av januar					
Maksimum fluidtemperatur, år 25: 16,75 °C – i slutten av juli					

Kombinasjon 2 – redusert driftsperiode for solfangarsystemet: November til april



Figur 11.3: Kombinasjonsløsning 2, driftstid solfangar november til april - Fluidtemperatur over året, år 25.

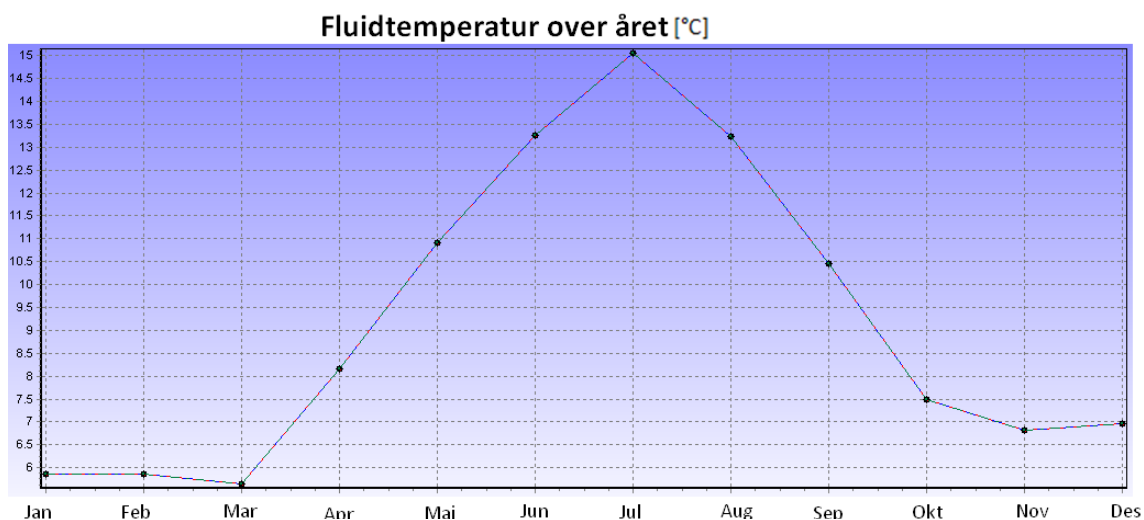
Tabell 11.5: Komb. 2 (nov – apr) – Varmelast, kjølelast (varme frå solsystemet) og last frå grunnen over året.

Månad	Varmelast [MWh]	Kjølelast [MWh]	Last frå grunnen [MWh]
Januar	52,739	1,97	33,190
Februar	48,568	8,11	24,273
Mars	49,455	22,78	10,194
April	42,281	41,15	-12,963
Mai	34,103		22,735
Juni	21,196		14,131
Juli	0,000		0,000
August	13,282		8,855
September	29,214		19,476
Oktober	37,245		24,830
November	44,137		20,946
Desember	38,187	8,48	23,476
Totalt	410,41	1,98	189,142

Tabell 11.6: Kombinasjonsløsning 2 (nov – apr) - Fluidtemperatur for ulike simuleringsår.

År	1	2	5	10	25
Januar	9,56	5,95	5,44	3,25	1,67
Februar	9,56	5,61	5,16	3,98	2,40
Mars	9,56	7,82	6,42	5,26	3,69
April	9,56	9,98	8,61	7,46	5,90
Mai	9,56	6,81	5,48	4,34	2,79
Juni	9,56	7,46	6,17	5,05	3,51
Juli	9,56	8,76	7,49	6,38	4,85
August	8,73	7,96	6,71	5,62	4,10
September	7,68	6,97	5,74	4,67	3,15
Oktober	7,07	6,37	5,16	4,09	2,58
November	7,29	6,59	5,39	4,33	2,83
Desember	6,96	6,28	5,09	4,04	2,55
Minimum fluidtemperatur, år 25: 1,67 °C – i slutten av januar					
Maksimum fluidtemperatur, år 25: 5,90 °C – i slutten av april					

Kombinasjon 2 – redusert driftsperiode for solfangarsystemet: April til september



Figur 11.4: Kombinasjonsløsning 2, driftstid fra april til september – Fluidtemperatur over året, år 25.

Tabell 11.7: Komb. 2 (april – september) – Varmelast, kjølelast (varme fra solsystemet) og last fra grunnen over året.

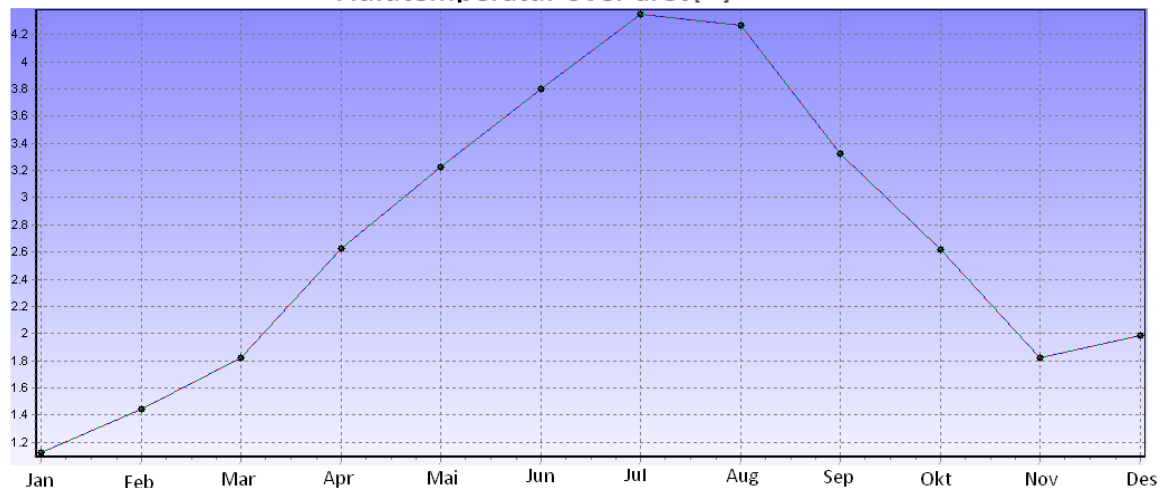
Månad	Varmelast [MWh]	Kjølelast [MWh]	Last fra grunnen [MWh]
Januar	52,739		35,159
Februar	48,568		32,379
Mars	49,455		32,970
April	42,281	23,34	4,832
Mai	34,103	45,87	-23,135
Juni	21,196	59,33	-45,199
Juli	0,000	60,74	-60,745
August	13,282	46,44	-37,587
September	29,214	25,69	-6,210
Oktober	37,245		24,830
November	44,137		29,425
Desember	38,187		25,458
Totalt	410,41	261,43	12,177

Tabell 11.8: Kombinasjonsløsning 2 (april – september) – Fluidtemperatur for ulike simuleringår.

År	1	2	5	10	25
Januar	9,56	6,04	5,96	5,93	5,85
Februar	9,56	6,12	5,97	5,94	5,86
Mars	9,56	5,89	5,76	5,72	5,64
April	9,56	8,33	8,28	8,23	8,15
Mai	9,56	10,99	11,04	11,00	10,91
Juni	9,56	13,26	13,37	13,34	13,25
Juli	9,56	15,06	15,17	15,13	15,06
August	13,06	13,25	13,34	13,32	13,25
September	10,39	10,47	10,54	10,52	10,45
Oktober	7,47	7,55	7,58	7,57	7,49
November	6,87	6,92	6,91	6,89	6,81
Desember	7,05	7,11	7,05	7,03	6,95
Minimum fluidtemperatur, år 25: 5,64 °C – i slutten av januar					
Maksimum fluidtemperatur, år 25: 15,06 °C – i slutten av april					

Kombinasjonsløsning 3 (solvarme for varmt tappevatn)

Fluidtemperatur over året [°C]



Figur 11.5: Kombinasjonsløsning 3 – Fluidtemperatur over året, år 25.

Tabell 11.9: Kombinasjonsløsning 3 – Varmelast og last frå grunnen over året.

Månad	Varmelast [MWh]	Last frå grunnen [MWh]
Januar	51,739	34,493
Februar	44,568	29,712
Mars	37,455	24,970
April	24,134	16,089
Mai	15,351	10,234
Juni	7,283	4,855
Juli	0,000	0,000
August	2,999	1,999
September	19,214	12,809
Oktober	30,245	20,163
November	42,137	28,091
Desember	37,687	25,125
Totalt	312,814	208,541

Tabell 11.10: Kombinasjonsløsning 3 – Fluidtemperaturar for ulike simuleringsår.

År	1	2	5	10	25
Januar	9,56	5,86	4,19	2,87	1,12
Februar	9,56	6,13	4,48	3,18	1,44
Mars	9,56	6,45	4,85	3,56	1,82
April	9,56	7,17	5,62	4,35	2,62
Mai	9,56	7,69	6,20	4,94	3,23
Juni	9,56	8,19	6,75	5,51	3,80
Juli	9,56	8,67	7,27	6,05	4,35
August	9,37	8,53	7,16	5,95	4,26
September	8,35	7,54	6,19	5,00	3,32
Oktober	7,58	6,80	5,47	4,29	2,62
November	6,73	5,97	4,64	3,48	1,82
Desember	6,85	6,11	4,79	3,63	1,99
Minimum fluidtemperatur, år 25: 1,12°C – i slutten av januar					
Maksimum fluidtemperatur, år 25: 4,35 °C – i slutten av juli					

Vedlegg 12: Oversikt over elektrisitetsbehov for kombinasjonsløyisingane

Dei ulike kombinasjonsløyisingane som har blitt simulerte i denne rapporten, har brukt ulike energikjelder; solenergi, bergvarme og elektrisitet. Elektrisitetsbehovet for kombinasjonsløyisingane kan vera ei avgjerande faktor for val av løyising, og blir dermed rekna i dette vedlegget.

For referansesystemet og kombinasjonsløyising 2 har varmpumpa 80 % energidekking, medan elektrisk energi tar resten. Varmepumpa i kombinasjonsløyising 3 blir avlasta av solvarme som tar delar av varmtvassbehovet. Varmtvassvarmpumpa står i perioden april til august, kor solvarme og tilleggsenergi tar lasta. I perioden september til mars blir varmtvassvarmpumpa og solvarmeanlegget køyrt, varmpumpa for romoppvarming blir køyrt heile året.

Det er for dei ulike simuleringsåra simulert slik at ein har resulterande fluidtemperatur for kvar månad. For simulering med månadsvise intervall for simuleringsår 2, 5 og 10 for alle kombinasjonsløyisingane (varmt vatn og romoppvarming), ville det vore nødvendig med 360 simuleringar i kvart av dei uavhengige programma som er brukte. Sjølv sagt hadde det vore av interesse å kunne sett variasjonen over året, for dei ulike simuleringsåra, og det hadde i tillegg blitt meir nøyaktig, men på grunn av den store informasjonmengda blir det simulert for kvart år.

Ettersom det ikkje er konstant varmelast gjennom året, blir varmpumpene regulerte og fleire kompressorar kan med fordel bli tatt i bruk. Det er ikkje tatt omsyn til korleis kompressoren er regulert, eller kor mange det eventuelt hadde vore lurt å ta i bruk.

Tabell 12.1: Fluidtemperatur for dei ulike løysingane.

Referansesystem	Fluidtemperatur			Kombinasjonssløysing 2	Fluidtemperatur		
Månad	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår	Månad	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår
Januar	5,71	3,53	1,8	Januar	6,16	6,47	6,76
Februar	5,78	3,64	1,93	Februar	6,54	6,78	7,07
Mars	5,59	3,49	1,79	Mars	6,91	7,15	7,43
April	5,89	3,84	2,17	April	8,74	9,05	9,31
Mai	6,32	4,33	2,68	Mai	11,46	11,87	12,13
Juni	7,06	5,13	3,5	Juni	13,76	14,23	14,49
Juli	8,36	6,49	4,88	Juli	15,70	16,16	16,42
August	7,60	5,78	4,19	August	14,00	14,44	14,71
September	6,59	4,81	3,23	September	11,10	11,51	11,78
Oktober	6,02	4,26	2,71	Oktober	8,93	9,29	9,55
November	5,49	3,75	2,22	November	7,35	7,66	7,92
Desember	5,75	4,03	2,51	Desember	7,41	7,67	7,92
SNITT, drift; august - juni	6,16	4,24	2,61	SNITT, drift; august - juni	9,46	9,80	10,07

Kombinasjonssløysing 2, november til april	Fluidtemperatur			Kombinasjonssløysing 2, april til september	Fluidtemperatur		
Månad	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår	Månad	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår
Januar	5,95	4,44	3,25	Januar	6,04	5,96	5,93
Februar	6,61	5,16	3,98	Februar	6,12	5,97	5,94
Mars	7,82	6,42	5,26	Mars	5,89	5,76	5,72
April	9,98	8,61	7,46	April	8,33	8,28	8,23
Mai	6,81	5,48	4,34	Mai	10,99	11,04	11,00
Juni	7,46	6,17	5,05	Juni	13,26	13,37	13,34
Juli	8,76	7,49	6,38	Juli	15,06	15,17	15,13
August	7,96	6,71	5,62	August	13,25	13,34	13,32
September	6,97	5,74	4,67	September	10,47	10,54	10,52
Oktober	6,37	5,16	4,09	Oktober	7,55	7,58	7,57
November	6,59	5,39	4,33	November	6,92	6,91	6,89
Desember	6,28	5,09	4,04	Desember	7,11	7,05	7,03
SNITT, drift; august - juni	7,24	5,92	4,80	SNITT, drift; august - juni	8,89	8,88	8,85

Kombinasjonssløysing 3	Fluidtemperatur		
Månad	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår
Januar	5,86	4,19	2,87
Februar	6,13	4,48	3,18
Mars	6,45	4,85	3,56
April	7,17	5,62	4,35
Mai	7,69	6,20	4,94
Juni	8,19	6,75	5,51
Juli	8,67	7,27	6,05
August	8,53	7,16	5,95
September	7,54	6,19	5,00
Oktober	6,80	5,47	4,29
November	5,97	4,64	3,48
Desember	6,11	4,79	3,63
SNITT rom, drift; august - juni	6,96	5,50	4,26
SNITT v.v. drift, sept - mars	6,41	4,94	3,72

[XXXI]

Tabell 12.2: Fordampar- og kondenseringstemperatur for dei ulike kombinasjonsløyisingane, for 2., 5. og 10. simuleringsår.

Fordampar		Kondensator	
LMTD	5	LMTD	5
Temperatur frå fordampar, grader under inn	3	temp ut	39
		Rom, retur	33
		Tk, rom	41,59

	Fluidtemperatur	Tf
K3		
Romvarme		
sim. År: 2	6,96	0,31
sim. År: 5	5,50	-1,15
sim. År: 10	4,26	-2,39
v.v		
sim. År: 2	6,41	-0,24
sim. År: 5	4,94	-1,70
sim. År: 10	3,72	-2,93
K2		
Romvarme/v.v		
sim. År: 2	9,46	2,81
sim. År: 5	9,80	3,15
sim. År: 10	10,07	3,42
K2, november til april		
Romvarme/v.v		
sim. År: 2	7,24	0,59
sim. År: 5	5,92	-0,73
sim. År: 10	4,80	-1,84
K2, april til september		
Romvarme/v.v		
sim. År: 2	8,89	2,24
sim. År: 5	8,88	2,23
sim. År: 10	8,85	2,20
Ref		
Romvarme/v.v		
sim. År: 2	6,16	-0,49
sim. År: 5	4,24	-2,41
sim. År: 10	2,61	-4,04

Formelverk:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad [12.1]$$

$$\Delta T_{1,fordampar} = T_{kald,ut} - T_f \quad [12.2]$$

$$\Delta T_{2,fordampar} = T_{kald,inn} - T_f \quad [12.3]$$

$$\Delta T_{1,kondensator} = T_k - T_{varm,inn} \quad [12.4]$$

$$\Delta T_{2,kondensator} = T_k - T_{varm,ut} \quad [12.5]$$

[XXXII]

Elektrisitetsbehov til bruk av varmepumpa, kompressorarbeid

Romoppvarming

For å få eit overslag over behovet for energi til varmepumper, blei CoolPack brukt. Arbeidsmedium var ammoniakk. I simuleringa blei det brukt varierende fordampingstemperaturar, sjå tabell 12.2. Varmepumpa til romoppvarming er tiltenkt golvarme, med ei turtemperatur på 38 °C (retur 33 °C). For romoppvarming er det brukt kondenseringstemperatur på 41,59 °C, sjå tabell 12.2. Isentropisk verknadsgrad for prosessen er sett til $\eta_{is} = 0,7$.

Tabell 12.3: Utrekning av energibehov for dei ulike kombinasjonsløysingane – romoppvarming.

	2. simuleringsår				
	ROM Varmebehov [MWh]	Fluidtemperatur	Fordampingstemperatur	COP	Arbeid
Referansesystem	225,31	6,16	-0,49	4,82	46,74
Kombinasjonsløysing 2	225,31	9,46	2,81	5,25	42,92
Kombinasjonsøysing 2, november - april	225,31	7,24	0,59	4,96	45,43
Kombinasjonsøysing 2, april - september	225,31	8,89	2,24	5,17	43,58
Kombinasjonsløysing 3	225,31	6,96	0,31	4,92	45,79

	5. simuleringsår				
	ROM Varmebehov [MWh]	Fluidtemperatur	Fordampingstemperatur	COP	Arbeid
Referansesystem	225,31	4,24	-2,41	4,60	48,98
Kombinasjonsløysing 2	225,31	9,80	3,15	5,30	42,51
Kombinasjonsøysing 2, november - april	225,31	5,92	-0,73	4,79	47,04
Kombinasjonsøysing 2, april - september	225,31	8,88	2,23	5,17	43,58
Kombinasjonsløysing 3	225,31	5,50	-1,15	4,75	47,43

	10. simuleringsår				
	ROM Varmebehov [MWh]	Fluidtemperatur	Fordampingstemperatur	COP	Arbeid
Referansesystem	225,31	2,61	-4,04	4,43	50,86
Kombinasjonsløysing 2	225,31	10,07	3,42	5,34	42,19
Kombinasjonsøysing 2, november - april	225,31	4,80	-1,84	4,67	48,25
Kombinasjonsøysing 2, april - september	225,31	8,85	2,20	5,17	43,58
Kombinasjonsløysing 3	225,31	4,26	-2,39	4,60	48,98

Varmtvassoppvarming

Solfangaranlegget leverer til varmtvassbehovet:

- Kombinasjonsløyising 3: 82,5 MWh

Varmepumpeprosessane for dei ulike kombinasjonsløyisingane som blei simulerte for varmt tappevatn, nytta seg av arbeidsmediet CO₂. For CO₂-prosessen blei CoolPack brukt i simuleringa. Dei individuelle fluidtemperaturar til dei enkelte kombinasjonsløyisingane, blei brukt i simuleringane i CoolPack. Inngåande vasstemperatur blei rekna med grunnlag i vedlegg 6. Det blei brukt ei gjennomsnitt for driftstida over året. Juli sin inngåande vasstemperatur vart ikkje tatt med, sidan varmpumpa då ikkje er i bruk. Temperaturen som vart rekna med er 8,1 °C. For kombinasjonsløyising 3 blei gjennomsnittet brukt i tidsrommet september – mars, då varmtvassvarmpumpa er i bruk. Temperaturen som blir brukt for kombinasjonsløyising 3 er 6,71 °C.

Vasstemperatur på 70 °C gir eit optimal gasskjølartrykk i området 9,0 – 9,5 MPa [Stene, J., 2010]. Gasskjølartrykket blei i simuleringa sett til 9,0 MPa. Utgåande temperatur for CO₂-gassen frå gasskjølararen blei sett til 3 K høgare enn inngåande vasstemperatur. Det er simulert med ei isentropiske verknadsgrad til kompressoren på 70 %, 10 % relativt varmetap frå kompressor og ein suggassvarmevekslar med 50 % effektivitet. Trykktapet og varmetilførsel i sugeledningen blei neglisjert [Stene, J., 2010]. Overheting inn på kompressoren blei sett til 5 K [Hjerkinn, T., 2010].

Tabell 12.4: Utrekning av energibehov for dei ulike kombinasjonsløyisingane – varmt vatn.

		2. simuleringsår				
		VARMT VATN Varmebehov [MWh]	Fluidtemperatur	Fordampingstemperatur	COP	Arbeid
Kombinasjonsløyising 3		87,50	6,41	-0,24	4,816	18,17
Kombinasjonsløyising 2, april - september		185,10	8,89	2,24	5,243	35,30
Kombinasjonsløyising 2, november - april		185,10	7,24	0,59	5,004	36,99
Kombinasjonsløyising 2		185,10	9,46	2,81	5,322	34,78
Referansesystem		185,10	6,16	-0,49	4,720	39,22
		5. simuleringsår				
		VARMT VATN Varmebehov [MWh]	Fluidtemperatur	Fordampingstemperatur	COP	Arbeid
Kombinasjonsløyising 3		87,50	4,94	-1,70	4,635	18,88
Kombinasjonsløyising 2, april - september		185,10	8,88	2,23	5,242	35,31
Kombinasjonsløyising 2, november - april		185,10	5,92	-0,73	4,827	38,35
Kombinasjonsløyising 2		185,10	9,80	3,15	5,386	34,37
Referansesystem		185,10	4,24	-2,41	4,493	41,20
		10. simuleringsår				
		VARMT VATN Varmebehov [MWh]	Fluidtemperatur	Fordampingstemperatur	COP	Arbeid
Kombinasjonsløyising 3		87,50	3,72	-2,93	4,492	19,48
Kombinasjonsløyising 2, april - september		185,10	8,85	2,20	5,237	35,34
Kombinasjonsløyising 2, november - april		185,10	4,80	-1,84	4,688	39,48
Kombinasjonsløyising 2		185,10	10,07	3,42	5,430	34,09
Referansesystem		185,10	2,61	-4,04	4,316	42,89

Elektrisitetsbehov for tilleggsvarme

Tabell 12.5: Elektrisitetsbehov for tilleggsvarme.

Tilleggsenergi

På grunn av 80 % energidekking - både varmt vatn og romoppvarming

Referansesystem	[MWh]	Kombinasjonsløsning 2	[MWh]
Romoppvarming - behov	281,64	Romoppvarming - behov	281,64
Varmt tappevatn - behov	231,37	Varmt tappevatn - behov	231,37
Tilleggsenergi pga energidekking, romoppvarming	56,33	Tilleggsenergi pga energidekking, romoppvarming	56,33
Tilleggsenergi pga energidekking, varmt vatn	46,27	Tilleggsenergi pga energidekking, varmt vatn	46,27

Kombinasjonsløsning 3	[MWh]
Romoppvarming - behov	281,64
Varmt tappevatn - behov (september - mars)	155,01
Varme frå solenergi, til tappevatn (september - mars)	36,50
Tilleggsenergi pga energidekking, romoppvarming	56,33
Tilleggsenergi pga energidekking, varmt vatn	23,70
Varmt vatn, behov (april - august)	76,37
Solbidrag (april - august)	46,00
Bidrag elektrisitet	30,37

Elektrisitetsbehov til sirkulasjonspumper – kombinasjonsløsning 2

For å rekna ut energibehovet til sirkulasjonspumpe blei det tatt utgangspunkt i dette formelverket:

$$\text{Trykkfall: } \Delta P = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot v_m^2}{2} \quad [12.6]$$

$$\text{Glatt / jamt røyr: } f = (0,79 \cdot \ln Re - 1,64)^{-2} \text{ (fyrste Petukhov likning)} \quad [12.7]$$

[Çengel, A., Y., 2006]

$$\text{Reynolds talet, } Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad [12.8]$$

For å simulera kombinasjonsløsning 2, blei det gjort ei iterasjonsprosess mellom produksjon solenergi og fluidtemperaturen (som blir returtemperaturen til solfangarsystemet). For å finna energibehovet til pumper, vart trykkfallet utrekna. Her spelar Reynoldstalet inn, som er avhengig av termodynamiske variablar som avhenger blant anna av temperaturen.

Tabell 12.6: Parameter for bruk til å rekna ut trykkfallet.

	[l/min]	[l/s]	[m ³ /s]	[m/s]	Diameter [m]	Areal [m ²]	Lengde [m]
Kollektor	30	0,500	0,0005	0,508	0,0354	0,001	500
Ledningsnett	600	10	0,01	0,3183	0,2	0,031	300

Tabell 12.7: Kombinasjonsløsning 2. Termodynamiske variablar - 2. simuleringsår.

Utrekna med VegoCool-15 [Kylma].
Fluidtemp - berggrunnen eed

Månad	Fluidtemperatur, 2. simuleringsår	ρ [kg/m ³]	μ [m ² /s]	v [m ² /s]	Re, kollektor	Re, ledningsnett	friksjonsfaktor, f - kollektor	trykkfall - kollektor	friksjonsfaktor, f - ledningsnett	trykkfall - ledningsnett
Januar	6,160	1104,152	0,0075288	6,81863E-06	2637,42	9336,48	0,048	95799,175	0,032	1795,27
Februar	6,540	1104,038	0,0074072	6,70919E-06	2680,44	9488,77	0,047	95257,224	0,032	1786,89
Mars	6,910	1103,927	0,0072888	6,60261E-06	2723,71	9641,94	0,047	94725,479	0,032	1778,66
April	8,740	1103,378	0,0067032	6,07516E-06	2960,19	10479,06	0,046	92032,756	0,031	1736,79
Mai	11,460	1102,416	0,0060226	5,46309E-06	3291,84	11653,10	0,044	88738,736	0,030	1685,07
Juni	13,760	1101,496	0,0055856	5,07092E-06	3546,42	12554,32	0,043	86511,592	0,030	1649,77
Juli	15,700	1100,72	0,005217	4,73962E-06	3794,31	13431,86	0,042	84566,231	0,029	1618,76
August	14,000	1101,4	0,00554	5,02996E-06	3575,30	12656,55	0,043	86274,404	0,029	1645,99
September	11,100	1102,56	0,006091	5,24442E-06	3255,30	11523,75	0,044	89080,198	0,030	1690,47
Oktober	8,930	1103,321	0,0066424	6,02037E-06	2987,13	10574,43	0,046	91746,826	0,031	1732,33
November	7,350	1103,795	0,007148	6,47584E-06	2777,03	9830,69	0,047	94087,773	0,032	1768,77
Desember	7,410	1103,777	0,0071288	6,45855E-06	2784,47	9857,01	0,047	94000,352	0,032	1767,42
SNITT	9,838	1102,915	0,0065253	5,9164E-06	3039,62	10760,26	0,045	91176,219	0,031	1723,33

Tabell 12.8: Kombinasjonsløsning 2. Termodynamiske variablar - 5. simuleringsår.

Fluidtemp - berggrunnen eed

Månad	Fluidtemperatur, 5. simuleringsår	ρ [kg/m ³]	μ [m ² /s]	v [m ² /s]	Re, kollektor	Re, ledningsnett	friksjonsfaktor, f - kollektor	trykkfall - kollektor	friksjonsfaktor, f - ledningsnett	trykkfall - ledningsnett
Januar	6,47	1104,059	0,0074296	6,72935E-06	2672,41	9460,34	0,047	95357,371	0,032	1788,443
Februar	6,78	1103,966	0,0073304	6,64006E-06	2708,35	9587,56	0,047	94912,771	0,032	1781,562
Mars	7,15	1103,855	0,007212	6,53347E-06	2752,54	9743,98	0,047	94378,373	0,032	1773,281
April	9,05	1103,285	0,006604	5,98576E-06	3004,40	10635,57	0,046	91565,588	0,031	1729,499
Mai	11,87	1115,26	0,0059447	5,33033E-06	3373,83	11943,35	0,044	89043,714	0,030	1693,254
Juni	14,23	1110,54	0,0054963	4,94921E-06	3633,63	12863,05	0,043	86531,043	0,029	1652,389
Juli	16,16	1106,68	0,0051296	4,63512E-06	3879,85	13734,68	0,042	84412,520	0,029	1617,796
August	14,44	1110,12	0,0054564	4,91514E-06	3658,82	12952,21	0,043	86303,451	0,029	1648,679
September	11,51	1115,98	0,0060131	5,38818E-06	3337,60	11815,12	0,044	89420,132	0,030	1699,361
Oktober	9,29	1103,213	0,0065272	5,91654E-06	3039,55	10760,01	0,045	91201,576	0,031	1723,808
November	7,66	1103,702	0,0070488	6,38651E-06	2815,88	9968,20	0,047	93634,885	0,032	1761,741
Desember	7,67	1103,699	0,0070456	6,38362E-06	2817,15	9972,70	0,047	93620,225	0,032	1761,513
SNITT	10,19	1107,02917	0,006436475	5,81418E-06	3093,06	10949,43	0,045	90982,064	0,031	1721,427

Tabell 12.9: Kombinasjonsløsning 2. Termodynamiske variablar - 10. simuleringsår.

Fluidtemp - berggrunnen eed

Månad	Fluidtemperatur, 10. simuleringsår	ρ [kg/m ³]	μ [m ² /s]	v [m ² /s]	Re, kollektor	Re, ledningsnett	friksjonsfaktor, f - kollektor	trykkfall - kollektor	friksjonsfaktor, f - ledningsnett	trykkfall - ledningsnett
Januar	6,76	1103,972	0,0073368	6,64582E-06	2706,003	9579,250	0,047	94941,541	0,032	1782,008
Februar	7,07	1103,879	0,0072376	6,55652E-06	2742,861	9709,727	0,047	94494,269	0,032	1775,078
Mars	7,43	1103,771	0,0071224	6,45279E-06	2786,952	9865,810	0,047	93971,187	0,032	1766,964
April	9,31	1103,207	0,0065208	5,91077E-06	3042,517	10770,510	0,045	91171,148	0,031	1723,333
Mai	12,13	1102,148	0,0058953	5,34892E-06	3362,102	11901,841	0,044	88098,248	0,030	1674,941
Juni	14,49	1101,204	0,0054469	4,94631E-06	3635,760	12870,591	0,043	85787,170	0,029	1638,238
Juli	16,42	1100,432	0,0050802	4,61655E-06	3895,465	13789,945	0,042	83827,120	0,029	1606,931
August	14,71	1101,116	0,0054051	4,90875E-06	3663,584	12969,089	0,043	85567,089	0,029	1634,731
September	11,78	1102,288	0,0059618	5,40857E-06	3325,022	11770,578	0,044	88433,651	0,030	1680,250
Oktober	9,55	1103,135	0,006444	5,84153E-06	3078,577	10898,162	0,045	90804,880	0,031	1717,601
November	7,92	1103,624	0,0069656	6,31157E-06	2849,308	10086,552	0,046	93252,692	0,031	1755,799
Desember	7,92	1103,624	0,0069656	6,31157E-06	2849,308	10086,552	0,046	93252,692	0,031	1755,799
SNITT	10,4575	1102,7	0,0063652	5,77235E-06	3115,472	11028,772	0,045	90407,059	0,031	1711,272

Tabell 12.10: Kombinasjonsløsning 2, driftstid; november til april. Termodynamiske variabler - 2. simuleringår.

Utrekna med VegoCool-15 [Kylma].

Fluidtemp - berggrunnen eed

Månad	Fluidtemperatur, 2. simuleringår	ρ [kg/m ³]	μ [m ² /s]	v [m ² /s]	Re, kollektor - ALLE BRØNNAR	Re, ledningsnett	friksjonsfaktor, f - kollektor	trykkfall - kollektor	friksjonsfaktor, f - ledningsnett	trykkfall - ledningsnett
Januar	5,95	1104,215	0,007596	6,8791E-06	2614,24	9254,41	0,048	96096,905	0,032	1799,87
Februar	6,61	1104,017	0,0073848	6,68903E-06	2688,52	9517,37	0,047	95156,934	0,032	1785,34
Mars	7,82	1103,654	0,0069976	6,34039E-06	2836,36	10040,70	0,046	93399,946	0,031	1758,09
April	9,98	1103,006	0,0063064	5,71747E-06	3145,38	11134,65	0,045	90143,303	0,031	1707,23
November	6,59	1104,023	0,0073912	6,69479E-06	2686,21	9509,18	0,047	95185,603	0,032	1785,79
Desember	6,28	1104,116	0,0074904	6,78407E-06	2630,86	9384,04	0,048	95628,482	0,032	1792,63
SNITT	7,21	1103,8385	0,0071944	6,51762E-06	2759,23	9767,67	0,047	94298,581	0,032	1772,04

Tabell 12.11: Kombinasjonsløsning 2, driftstid; november til april. Termodynamiske variabler - 5. simuleringår.

Fluidtemp - berggrunnen eed

Månad	Fluidtemperatur, 5. simuleringår	ρ [kg/m ³]	μ [m ² /s]	v [m ² /s]	Re, kollektor - ALLE BRØNNAR	Re, ledningsnett	friksjonsfaktor, f - kollektor	trykkfall - kollektor	friksjonsfaktor, f - ledningsnett	trykkfall - ledningsnett
Januar	4,44	1104,668	0,008079	7,31369E-06	2458,90	8704,49	0,049	98202,403	0,033	1832,282
Februar	5,16	1104,452	0,007849	7,10651E-06	2530,58	8958,26	0,048	97206,016	0,032	1816,965
Mars	6,42	1104,074	0,007446	6,74375E-06	2666,71	9440,14	0,047	95428,817	0,032	1789,547
April	8,61	1103,417	0,006745	6,11265E-06	2942,03	10414,79	0,046	92227,672	0,031	1739,834
November	5,39	1104,383	0,007775	7,04031E-06	2554,38	9042,49	0,048	96884,859	0,032	1812,020
Desember	5,09	1104,473	0,007871	7,12666E-06	2523,43	8932,34	0,048	97303,480	0,032	1818,465
SNITT	5,85	1104,245	0,007627	6,90741E-06	2603,53	9216,48	0,048	96235,893	0,032	1802,015

Tabell 12.12: Kombinasjonsløsning 2, driftstid; november til april. Termodynamiske variabler - 10. simuleringår.

Fluidtemp - berggrunnen eed

Månad	Fluidtemperatur, 10. simuleringår	ρ [kg/m ³]	μ [m ² /s]	v [m ² /s]	Re, kollektor - ALLE BRØNNAR	Re, ledningsnett	friksjonsfaktor, f - kollektor	trykkfall - kollektor	friksjonsfaktor, f - ledningsnett	trykkfall - ledningsnett
Januar	3,25	1105,025	0,00846	7,65594E-06	2348,976	8315,375	0,050	99820,773	0,033	1857,075
Februar	3,98	1104,806	0,0082264	7,44601E-06	2415,200	8549,807	0,049	98832,085	0,033	1841,941
Mars	5,26	1104,422	0,0078168	7,07773E-06	2540,873	8994,689	0,048	97066,556	0,032	1814,819
April	7,46	1103,762	0,0071128	6,44414E-06	2790,691	9879,045	0,047	93927,416	0,032	1766,284
November	4,33	1104,701	0,0081144	7,34534E-06	2448,303	8666,993	0,049	98353,460	0,033	1834,600
Desember	4,04	1104,788	0,0082072	7,42876E-06	2420,810	8569,669	0,049	98750,250	0,033	1840,686
SNITT	4,72	1104,584	0,0079896	7,23313E-06	2486,283	8801,442	0,049	97816,511	0,033	1826,355

Tabell 12.13: Kombinasjonsløsning 2, driftstid; april til september. Termodynamiske variabler - 2. simuleringår.

Utrekna med VegoCool-15 [Kylma].

Fluidtemp - berggrunnen eed

Månad	Fluidtemperatur, 2. simuleringår	ρ [kg/m ³]	μ [m ² /s]	v [m ² /s]	Re, kollektor	Re, ledningsnett	friksjonsfaktor, f - kollektor	trykkfall - kollektor	friksjonsfaktor, f - ledningsnett	trykkfall - ledningsnett
april	8,33	1103,50	0,0068	6,19338E-06	2903,68	10279,04	0,046	92645,536	0,0312	1746,3479
mai	10,99	1102,60	0,0061	5,54315E-06	3244,29	11484,80	0,044	89184,167	0,0303	1692,1105
juni	13,26	1101,70	0,0057	5,15623E-06	3487,74	12346,61	0,043	87002,728	0,0297	1657,5708
juli	15,06	1100,98	0,0053	4,84897E-06	3708,75	13128,97	0,042	85215,235	0,0292	1629,1196
august	13,25	1101,70	0,0057	5,15794E-06	3486,59	12342,53	0,043	87012,510	0,0297	1657,7262
september	10,48	1102,81	0,0062	5,62999E-06	3194,25	11307,65	0,045	89664,002	0,0304	1699,6816
SNITT	11,90	1102,21	0,0060	5,42193E-06	3316,83	11741,56	0,044	88500,126	0,0301	1681,2742

Tabell 12.14: Kombinasjonsløsning 2, driftstid; april til september. Termodynamiske variabler - 5. simuleringår.

Fluidtemp - berggrunnen eed

Månad	Fluidtemperatur, 5. simuleringår	ρ [kg/m ³]	μ [m ² /s]	v [m ² /s]	Re, kollektor	Re, ledningsnett	friksjonsfaktor, f - kollektor	trykkfall - kollektor	friksjonsfaktor, f - ledningsnett	trykkfall - ledningsnett
april	8,28	1103,52	0,0069	6,20779E-06	2896,94	10255,17	0,046	92719,877	0,031	1747,506
mai	11,04	1102,58	0,0061	5,53464E-06	3249,29	11502,47	0,044	89136,929	0,030	1691,365
juni	13,37	1101,65	0,0057	5,13747E-06	3500,48	12391,71	0,043	86895,022	0,030	1655,860
juli	15,17	1100,93	0,0053	4,83018E-06	3723,18	13180,04	0,042	85104,208	0,029	1627,348
august	13,34	1101,66	0,0057	5,14258E-06	3497,00	12379,37	0,043	86924,416	0,030	1656,327
september	10,54	1102,78	0,0062	5,61978E-06	3200,06	11328,20	0,045	89607,737	0,030	1698,794
SNITT	11,96	1102,19	0,0060	5,41241E-06	3322,66	11762,22	0,044	88446,514	0,030	1680,425

Tabell 12.15: Kombinasjonsløsning 2, driftstid; april til september. Termodynamiske variabler - 10. simuleringår.

Fluidtemp - berggrunnen eed

Månad	Fluidtemperatur, 10. simuleringår	ρ [kg/m ³]	μ [m ² /s]	v [m ² /s]	Re, kollektor	Re, ledningsnett	friksjonsfaktor, f - ledningsnett	trykkfall - ledningsnett	friksjonsfaktor, f - ledningsnett	trykkfall - ledningsnett
april	8,23	1103,53	0,0069	6,22221E-06	2890,23	10231,41	0,046	92794,134	0,031	1748,663
mai	11,00	1102,60	0,0061	5,54145E-06	3245,29	11488,33	0,044	89174,722	0,030	1691,961
juni	13,31	1101,68	0,0057	5,1477E-06	3493,52	12367,07	0,043	86953,795	0,030	1656,794
juli	15,13	1100,95	0,0053	4,83701E-06	3717,92	13161,42	0,042	85144,606	0,029	1627,993
august	13,32	1101,67	0,0057	5,146E-06	3494,68	12371,17	0,043	86944,003	0,030	1656,638
september	10,52	1102,79	0,0062	5,62318E-06	3198,12	11321,34	0,045	89626,497	0,030	1699,090
SNITT	11,92	1102,20	0,0060	5,41993E-06	3318,05	11745,90	0,044	88488,403	0,030	1681,087

Tabell 12.16: Driftstimar for dei tre simuleringane for kombinasjonsløysing 2.

	Strøymingsrate [liter]	Driftstimar, solfangar	Timar i månaden	Prosentvis drifttimar		Månad	Strøymingsrate [liter]	Driftstimar, solfangar	Timar i månaden	Prosentvis drifttimar
April	6 528 000	181	720	25,19 %	Januar	25 800	1	744	0,10 %	
Mai	11 318 400	314	744	42,26 %	Februar	1 186 200	33	672	4,90 %	
Juni	13 409 400	372	720	51,73 %	Mars	3 503 400	97	744	13,08 %	
Juli	15 036 600	418	744	56,14 %	April	7 251 600	201	720	27,98 %	
August	14 199 600	394	744	53,02 %	Mai	12 804 600	356	744	47,81 %	
September	7 776 000	216	720	30,00 %	Juni	15 100 200	419	720	58,26 %	
Driftsperioden	68 268 000	1896	4392	43,18 %	Juli	17 915 400	498	744	66,89 %	
					August	17 769 000	494	744	66,34 %	
November	4 429 800	123	720	17,09 %	September	10 501 200	292	720	40,51 %	
Desember	1 259 400	35	744	4,70 %	Oktober	5 453 400	151	744	20,36 %	
Januar	1 256 400	35	744	4,69 %	November	616 800	17	720	2,38 %	
Februar	2 197 800	61	720	8,48 %	Desember	76 800	2	744	0,29 %	
Mars	7 864 200	218	744	29,36 %	Driftsperioden	92 204 400	2561	8760	29,24 %	
April	11 000 400	306	720	42,44 %						
Driftsperioden	28 008 000	778	4392	17,71 %						

Tabell 12.17: Utrekning av energibehovet til sirkulasjonspumpedrift.

HEILE ÅRET	Simuleringsår 2	Simuleringsår 5	Simuleringsår 10
Trykkfall, kollektor [Pa]	91176	90982	90407
Trykkfall, ledningsnett [Pa]	2585	2582	2567

Driftstid [h]	Verknadsgrad, nedre sjikt - 7 %
2561	0,07

Energi, kollektor [kWh]	1668	1664	1654
Energi, ledningsnett [kWh]	946	945	939

SUM [MWh], øvre v.g.	2,61	2,61	2,59
----------------------	------	------	------

Verknadsgrad, øvre sjikt - 25 %
0,25

Energi, kollektor [kWh]	467	466	463
Energi, ledningsnett [kWh]	265	265	263

SUM [MWh], nedre v.g.	0,73	0,73	0,73
-----------------------	------	------	------

NOVEMBER - APRIL	Simuleringsår 2	Simuleringsår 5	Simuleringsår 10	APRIL - SEPTEMBER	Simuleringsår 2	Simuleringsår 5	Simuleringsår 10
Trykkfall, kollektor [Pa]	94299	96236	97817	Trykkfall, kollektor [Pa]	88500	88447	88488
Trykkfall, ledningsnett [Pa]	2658	2703	2740	Trykkfall, ledningsnett [Pa]	2522	2521	2522

Driftstid [h]	Verknadsgrad, nedre sjikt - 7 %
778,0	0,07

Driftstid [h]	Verknadsgrad, nedre sjikt - 7 %
1896	0,07

Energi, kollektor [kWh]	524	535	544
Energi, ledningsnett [kWh]	295	300	304

Energi, kollektor [kWh]	1199	1198	1199
Energi, ledningsnett [kWh]	683	683	683

SUM [MWh], nedre v.g.	0,82	0,84	0,85
-----------------------	------	------	------

SUM [MWh], nedre v.g.	1,88	1,88	1,88
-----------------------	------	------	------

Verknadsgrad, øvre sjikt - 25 %
0,25

Verknadsgrad, øvre sjikt - 25 %
0,25

Energi, kollektor [kWh]	147	150	152
Energi, ledningsnett [kWh]	83	84	85

Energi, kollektor [kWh]	336	335	336
Energi, ledningsnett [kWh]	191	191	191

SUM [MWh], øvre v.g.	0,23	0,23	0,24
----------------------	------	------	------

SUM [MWh], øvre v.g.	0,53	0,53	0,53
----------------------	------	------	------

Tabell 12.18: Energebbehov ved varierende verknadsgrad for dei ulike dei driftstidene, frå 7 - 25 %, for 2., 5. og 10. simuleringsår.

HEILE ÅRET	Energebbehov [MWh]			NOV - APR	Energebbehov [MWh]			APRIL - SEPTEMBER	Energebbehov [MWh]		
	Verknadsgrad	Simuleringsår 2	Simuleringsår 5		Simuleringsår 10	Verknadsgrad	Simuleringsår 2		Simuleringsår 5	Simuleringsår 10	Verknadsgrad
0,07	2,61	2,61	2,59	0,07	0,82	0,84	0,85	0,07	1,88	1,88	1,88
0,08	2,29	2,28	2,27	0,08	0,72	0,73	0,74	0,08	1,65	1,65	1,65
0,09	2,03	2,03	2,02	0,09	0,64	0,65	0,66	0,09	1,46	1,46	1,46
0,10	1,83	1,83	1,82	0,10	0,57	0,58	0,59	0,10	1,32	1,32	1,32
0,11	1,66	1,66	1,65	0,11	0,52	0,53	0,54	0,11	1,20	1,20	1,20
0,12	1,52	1,52	1,51	0,12	0,48	0,49	0,49	0,12	1,10	1,10	1,10
0,13	1,41	1,40	1,40	0,13	0,44	0,45	0,46	0,13	1,01	1,01	1,01
0,14	1,31	1,30	1,30	0,14	0,41	0,42	0,42	0,14	0,94	0,94	0,94
0,15	1,22	1,22	1,21	0,15	0,38	0,39	0,40	0,15	0,88	0,88	0,88
0,16	1,14	1,14	1,13	0,16	0,36	0,37	0,37	0,16	0,82	0,82	0,82
0,17	1,08	1,07	1,07	0,17	0,34	0,34	0,35	0,17	0,77	0,77	0,77
0,18	1,02	1,01	1,01	0,18	0,32	0,32	0,33	0,18	0,73	0,73	0,73
0,19	0,96	0,96	0,96	0,19	0,30	0,31	0,31	0,19	0,69	0,69	0,69
0,20	0,91	0,91	0,91	0,20	0,29	0,29	0,30	0,20	0,66	0,66	0,66
0,21	0,87	0,87	0,86	0,21	0,27	0,28	0,28	0,21	0,63	0,63	0,63
0,22	0,83	0,83	0,83	0,22	0,26	0,27	0,27	0,22	0,60	0,60	0,60
0,23	0,80	0,79	0,79	0,23	0,25	0,25	0,26	0,23	0,57	0,57	0,57
0,24	0,76	0,76	0,76	0,24	0,24	0,24	0,25	0,24	0,55	0,55	0,55
0,25	0,73	0,73	0,73	0,25	0,23	0,23	0,24	0,25	0,53	0,53	0,53

Totalt energibehov – elektrisitet

Ved kombinasjon av dei forgåande tabellar og data, blei det totale energibehovet for dei ulike kombinasjonsløyisingane rekna.

Tabell 12.19: Oversikt over totalt energibehov for dei ulike kombinasjonsløyisingane, ved nedre verknadsgrad for sirkulasjonspumpe; 7 %.

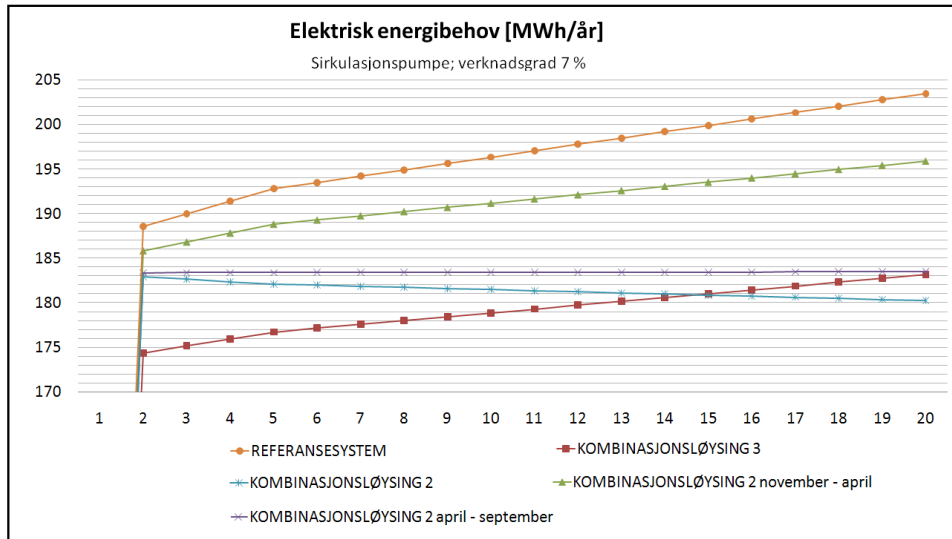
KOMBINASJONSLØYSING 3	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår	REFERANSESYSTEM	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår
Varmt vatn - elektrisk energi				Varmt vatn - elektrisk energi			
Elektrisk energibehov sommarperiode	30,37	30,37	30,37	Elektrisk energibehov VP	39,22	41,20	42,89
Elektrisk energibehov VP	18,17	18,88	19,48	Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	46,27	46,27	46,27
Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	23,70	23,70	23,70	SUM	85,49	87,47	89,16
SUM	72,24	72,95	73,55				
Romoppvarming - elektrisk energi				Romoppvarming - elektrisk energi			
Elektrisk energibehov VP	45,79	47,43	48,98	Elektrisk energibehov VP	46,74	48,98	50,86
Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	56,33	56,33	56,33	Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	56,33	56,33	56,33
SUM	102,12	103,76	105,31	SUM	103,07	105,31	107,19
				SUM TOTAL	188,56	192,78	196,35
Sum TOTAL	174,36	176,71	178,86				
KOMBINASJONSLØYSING 2	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår	KOMBINASJONSLØYSING 2, november - april	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår
Varmt vatn - elektrisk energi				Varmt vatn - elektrisk energi			
Elektrisk energibehov VP	34,78	34,37	34,09	Elektrisk energibehov VP	36,99	38,35	39,48
Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	46,27	46,27	46,27	Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	46,27	46,27	46,27
SUM	81,05	80,64	80,36	SUM	83,26	84,62	85,76
Romoppvarming - elektrisk energi				Romoppvarming - elektrisk energi			
Elektrisk energibehov VP	42,92	42,51	42,19	Elektrisk energibehov VP	45,43	47,04	48,25
Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	56,33	56,33	56,33	Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	56,33	56,33	56,33
SUM	99,24	98,84	98,52	SUM	101,75	103,37	104,57
Elektrisk energi til sirkulasjonspumper, nedre v.g.	2,61	2,61	2,59	Elektrisk energi til sirkulasjonspumper, nedre v.g.	0,82	0,84	0,85
Sum TOTAL	182,91	182,09	181,48	Sum TOTAL	185,84	188,82	191,18
KOMBINASJONSLØYSING 2, april - september	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår				
Varmt vatn - elektrisk energi							
Elektrisk energibehov VP	35,30	35,31	35,34				
Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	46,27	46,27	46,27				
SUM	81,58	81,58	81,62				
Romoppvarming - elektrisk energi							
Elektrisk energibehov VP	43,58	43,58	43,58				
Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	56,33	56,33	56,33				
SUM	99,91	99,91	99,91				
Elektrisk energi til sirkulasjonspumper, nedre v.g.	1,88	1,88	1,88				
Sum TOTAL	183,37	183,37	183,41				

Tabell 12.20: Oversikt over totalt energibehov for dei ulike kombinasjonsløyisingane, ved øvre verknadsgrad for sirkulasjonspumpe; 25 %.

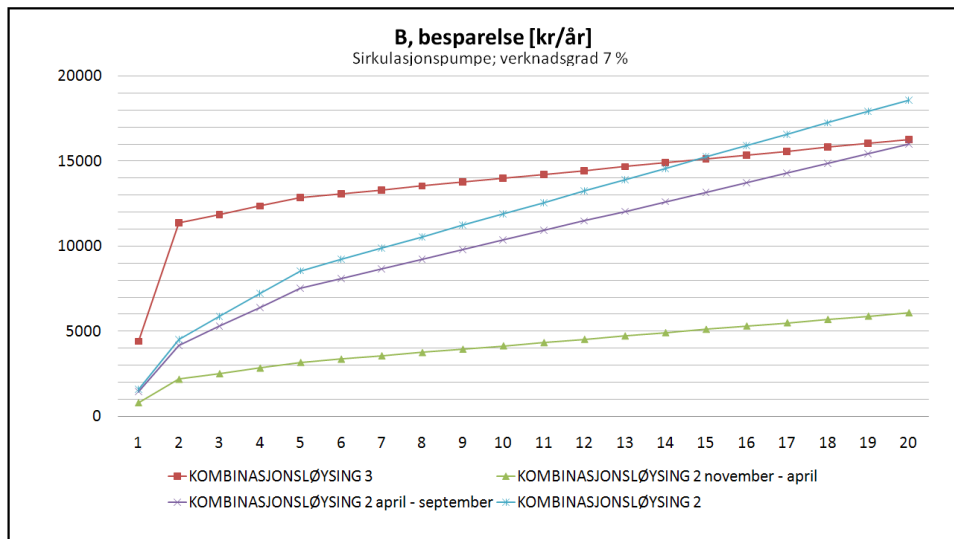
KOMBINASJONSLØYSING 3	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår	REFERANSESYSTEM	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår
Varmt vatn - elektrisk energi				Varmt vatn - elektrisk energi			
Elektrisk energibehov sommarperiode	30,37	30,37	30,37	Elektrisk energibehov VP	39,22	41,20	42,89
Elektrisk energibehov VP	18,17	18,88	19,48	Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	46,27	46,27	46,27
Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	23,70	23,70	23,70	SUM	85,49	87,47	89,16
SUM	72,24	72,95	73,55				
Romoppvarming - elektrisk energi				Romoppvarming - elektrisk energi			
Elektrisk energibehov VP	45,79	47,43	48,98	Elektrisk energibehov VP	46,74	48,98	50,86
Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	56,33	56,33	56,33	Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	56,33	56,33	56,33
SUM	102,12	103,76	105,31	SUM	103,07	105,31	107,19
				Sum TOTAL [MWh]	188,56	192,78	196,35
Sum TOTAL [MWh]	174,36	176,71	178,86				
KOMBINASJONSLØYSING 2	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår	KOMBINASJONSLØYSING 2, november - april	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår
Varmt vatn - elektrisk energi				Varmt vatn - elektrisk energi			
Elektrisk energibehov VP	34,78	34,37	34,09	Elektrisk energibehov VP	36,99	38,35	39,48
Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	46,27	46,27	46,27	Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	46,27	46,27	46,27
SUM	81,05	80,64	80,36	SUM	83,26	84,62	85,76
Romoppvarming - elektrisk energi				Romoppvarming - elektrisk energi			
Elektrisk energibehov VP	42,92	42,51	42,19	Elektrisk energibehov VP	45,43	47,04	48,25
Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	56,33	56,33	56,33	Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	56,33	56,33	56,33
SUM	99,24	98,84	98,52	SUM	101,75	103,37	104,57
Elektrisk energi til sirkulasjonspumper, øvre v.g.	0,73	0,73	0,73	Elektrisk energi til sirkulasjonspumper, øvre v.g.	0,23	0,23	0,24
Sum TOTAL [MWh]	181,03	180,21	179,61	Sum TOTAL [MWh]	185,25	188,22	190,57
KOMBINASJONSLØYSING 2, april - september	2. simuleringsår	5. simuleringsår	10. simuleringsår				
Varmt vatn - elektrisk energi							
Elektrisk energibehov VP	35,30	35,31	35,34				
Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	46,27	46,27	46,27				
SUM	81,58	81,58	81,62				
Romoppvarming - elektrisk energi							
Elektrisk energibehov VP	43,58	43,58	43,58				
Elektrisk energi pga 80 % energidekking VP	56,33	56,33	56,33				
SUM	99,91	99,91	99,91				
Elektrisk energi til sirkulasjonspumper, øvre v.g.	0,53	0,53	0,53				
Sum TOTAL [MWh]	182,01	182,02	182,05				

VEDLEGG 13: Økonomisk analyse

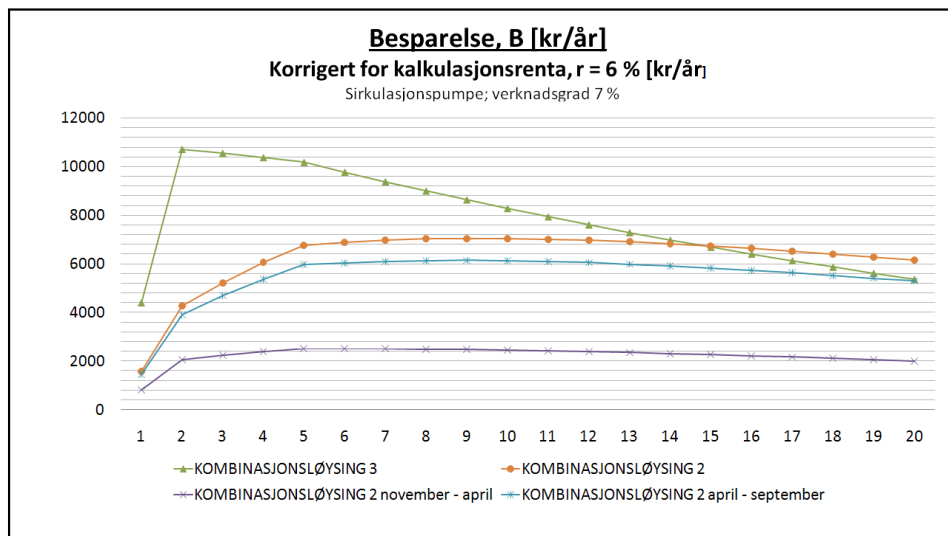
Ved bruk av verknadsgrad til sirkulasjonspumpe, 7 %



Figur 13.1: Elektrisk energibehov for dei ulike løysingane over ei 20 års periode. 7 % verknadsgrad på sirkulasjonspumpe.



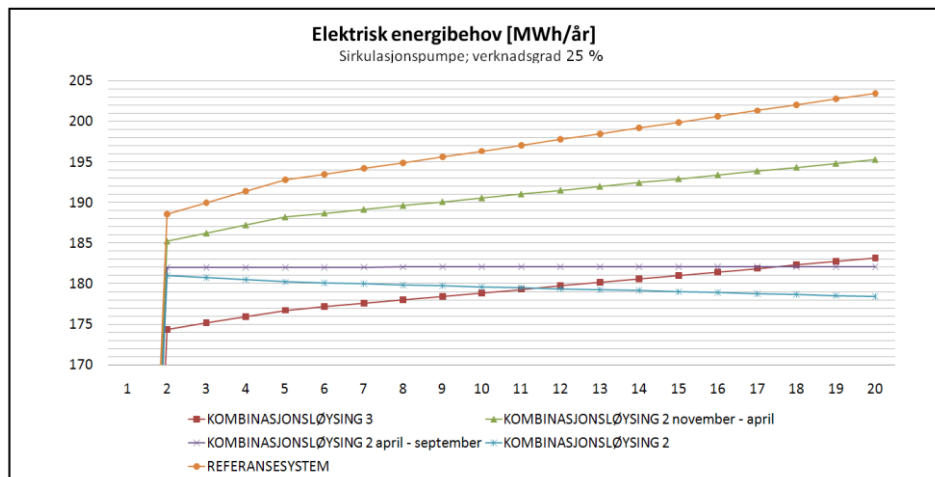
Figur 13.2: Besparelse i forhold til referansesystemet for dei ulike løysingane over ein 20 års periode. 7 % verknadsgrad.



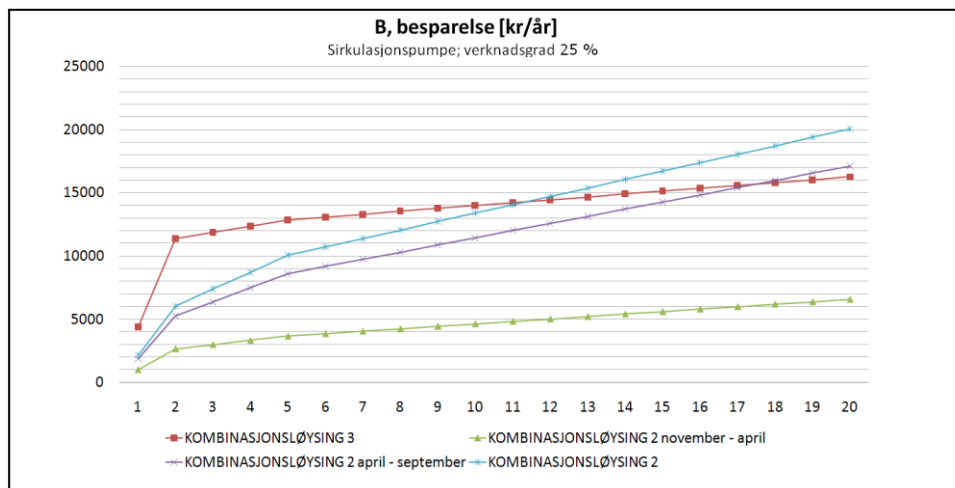
Figur 13.3: Besparelse, korrigert for kalkulasjonsrenta. Verknadsgraden til sirkulasjonspumpe; 7 %.

[XL]

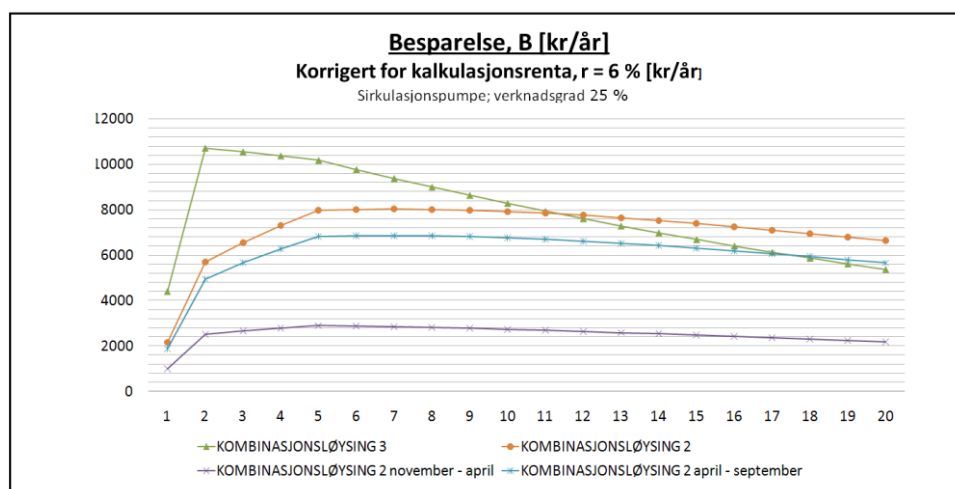
Ved bruk av verknadsgrad til sirkulasjonspumpe, 25 %



Figur 13.4: Elektrisk energibehov for dei ulike løysingane over ei 20 års periode. 25 % verknadsgrad på sirkulasjonspumpe.



Figur 13.5: Besparelse i forhold til referansesystemet for dei ulike løysingane over ein 20 års periode. 25 % verknadsgrad.



Figur 13.6: Besparelse, korrigert for kalkulasjonsrenta. Verknadsgraden til sirkulasjonspumpe; 25 %.

Brønnsystemet

Tabell 13.1: Oversikt over brønnkonfigurasjonen for dei ulike kombinasjonsløyisingane.

	Referansesystem	Kombinasjonsløyising 2	Kombinasjonsløyising 2, november - april	Kombinasjonsløyising 2, april - september	Kombinasjonsløyising 3
Tal på brønner [-]	20	10	16	8	16
Lengde brønn [m]	250	153	210	221	224
Totalt brønnlengde [m]	5000	1530	3360	1768	3584

Tabell 13.2: Oversikt over kostnader i tilknytning til boring.

[Hana, M., 2009, a]

Element	Kostnad
Opprigging [kr]	3 500
Boring [kr/m]	150
Foringsrøyr [kr/m]	560
Boreholsvarmevekslar [kr/m]	52
Botnlodd [kr]	1 200
Utvendig røyr [kr/m]	80
Avstandsbrikettar [kr/m]	10

Lengde foringsrøyr, per borehol:	12,5
----------------------------------	------

Lengde på foringsrøyr avhenger av korleis grunnforholda er; kor mykje lausmasser det er på borestaden. Sola sentrum; 10 - 15 [Fotland, J., M., 2010]

Avstandsbrikettar blir plassert med ei viss avstandsintervall, til dømes 2 – 3 m [Stene, J., 2009], det er rekna med 3 m i den økonomiske analysen. Opprigging er her sett til ein pris, men dette vil variera om det er stor forskjell på størrelse på anlegg.

Tabell 13.3: Kostnadsversikt for dei ulike systemkombinasjonane.

	Referansesystem	Kombinasjonsløyising 2	Kombinasjonsløyising 2 november - april	Kombinasjonsløyising 2 april - september	Kombinasjonsløyising 3
Opprigging	3500	3 500	3 500	3 500	3 500
Boring	750000	229500	504000	265200	537600
Foringsrøyr	140000	70000	112000	56000	112000
Boreholsvarmevekslar	260000	79560	174720	91936	186368
Botnlodd	24000	12000	19200	9600	19200
Utvendig røyr	400000	122400	268800	141440	286720
Avstandsbrikettar	16667	5100	11200	5893	11947
TOTALT [kr]	1594167	522060	1093420	573569	1157335
TOTALT [millionar kr]	1,59	0,52	1,09	0,57	1,16
Avvik frå referanse [%]	-	67 %	31 %	64 %	27 %

Kostnadssamanlikning for solfangarar

Det er ikkje simulert med tanke på ein type leverandør (merke) av solfangar, og dermed er det nyttig å kunne sjå kva prisområde dei ulike solfangarane ligg i. Solfangarane kan ha ulik teknisk oppbygging, som sjølvsagt kan avvika frå den spesifikasjonen som var for solsimuleringa.

Plan solfangar med dekklag

For plane solfangarar med dekklag blei det henta inn prisar frå fleire leverandørar / kontaktar, sjå tabell 13.4. Marknaden er relativ stor både i Sverige og Noreg.

Tabell 13.4: Prisar for plan solfangar med dekklag frå ulike leverandørar / kontaktar.

Pris solfangar [kr/m ²] frå ulike leverandørar / kontaktar						
AVENTA AS	ASV Solar AS	Huhnseal	Schüco	SGP	Aquasol	E. Kjellsson
2 100	1 500	2 100	2 000 – 3 000	3 000 – 3 500	1 600	1 500 – 4 000

Plan solfangar utan dekklag

Det er per i dag ikkje ein etablert marknad for plan solfangar utan dekklag i Noreg. Leverandørane til denne typen solkollektor er ikkje profilerte opp mot bygningsvarme. Det er stort sett ulike bassengleverandørar som kan tilby denne typen solfangar i Noreg. I følgje Inger Andresen i SINTEF Byggforsk, var det for nokre år sidan ein norsk leverandør som leverte plan solfangar utan dekklag til omlag 500 kr/m² [Andresen, I., 2010]. Bolig og Fritid leverer plan solfangar utan dekklag, med kostnad i område 600 – 900 kr/m².

Det finst mange leverandørar av plan solfangar utan dekklag i USA og Kina. Utforming og pris er svært varierende. I USA blir desse solfangarane særleg brukt til oppvarming av utandørs basseng til privat bruk. Det er ikkje garantert at alle aktørar på denne marknaden er like seriøse.

Anna utstyr

I følgje Elisabeth Kjellsson, som blei ferdig med doktorgrad om solfangar i kombinasjon med bergvarmepumpe i 2009, vil installasjon av solfangarsystem for eit bustadhus koma i størrelsesorden 10 000 kr [Kjellsson, E., 2010]. Ved installasjon på tak vil det vera nødvendig med stativ, om ein skal få til vinkel varierende frå takvinkelen. SGP gjev kostnaden for stativ til å vera 1 000 kr/panel. ASV Solar AS opplyser at dersom dekklaget til solfangaren skal bytast, kostar det 100 kr/m².

Utan sjølve solfangarane er det anna utstyr som trengs. Huhnseal prisar styresystem til prisområdet 5 000 – 10 000 kr, og hos AVENTA AS kostar styresystemet 6 500 kr. SGP anslår prisen til vekslar, pumpe, automatikk og påfylling til å vera i området 75 000 – 300 000 kr (for anlegg i størrelsesorden det som er simulert), og ein 4 000 liter tank med mellomstor tappevasspiral for forvarming av vatn blei anslått å kosta 65 000 – 75 000 kr.

Prisane er henta inn frå dei respektive firma:

- **AVENTA AS**
Frode Meek.
Meilutveksling; fm@aventa.no (29.04.10)
- **ASV Solar AS / Norsk solfangerproduksjon AS**
Torkel Åsen. Meilutveksling; post@asvsolar.no
(06.05.10)
(Nyttar reint vatn som medium)
- **SGP**
Jo Helge Gilje. Meilutveksling; jhg@sgp.no
(06.05.10)
- **Aquasol**
David Wiman. Meilutveksling;
David.Wiman@aquasol.se (28.05.10)
- **Huhnseal**
Ola Skyldstad. Meilutveksling;
ola@huhnseal.no (10.05.10)
- **Schüco**
Axel Bjørnulf. Meilutveksling;
ABjoernulf@schueco.com (12.05.10)
- **Bolig og Fritid**
Widar Fjellstad. Meilutveksling;
post@boligogfritid.no (21.05.10)