

Analys av hybridlösningar för bergvärmesystem

Ossian Pekkala

EXAMENSARBETE	
Arcada	
Utbildningsprogram:	Distribuerade energisystem
Identifikationsnummer:	3946
Författare:	Ossian Pekkala
Arbetets namn:	Analys av hybridlösningar för bergvärmesystem
Handledare (Arcada):	Kim Skön
Uppdragsgivare:	Arto Hannula, NIBE Energy Systems
<p>Sammandrag:</p> <p>Energibesparingskraven ökar i samhället. För fastighetssektorn står uppvärmningen för en stor del av energiförbrukningen. Ett sätt att minska på köpt energi är med värmepumpar eller solfångare.</p> <p>Här undersöks teoretiskt hur olika hybridlösningar till bergvärmepumpen för uppvärmning av bruksvatten och fastighet påverkar energiförbrukningen. Hybridlösningarna till bergvärmepumpen som används här är solfångare, solmodul och luftmodul. Klimatdata från Vanda, Jyväskylä och Sodankylä har använts för utomhustemperaturen och solinstrålningen. Hybridsystemens olika energiförbrukningar har jämförts. Optimala solfångarlutningar och lämpliga solfångarareor för olika förhållanden har bedömts. Nödvändig solfångararea för full återladdning har beräknats.</p> <p>Några förslag på fortsatta undersökningar ges på slutet.</p>	
Nyckelord:	bergvärmepump, hybridsystem, luftmodul, NIBE Energy Systems, solfångare, solmodul, återladdning, bergvärmebrunn
Sidantal:	83
Språk:	Svenska
Datum för godkännande:	25.3.2013

DEGREE THESIS	
Arcada	
Degree Programme:	Distributed Energy Systems
Identification number:	3946
Author:	Ossian Pekkala
Title:	Analys av hybridlösningar för bergvärmesystem
Supervisor (Arcada):	Kim Skön
Commissioned by:	Arto Hannula, NIBE Energy Systems
<p>Abstract:</p> <p>The Energy conservation requirements are increasing in society. For house property sector the heating demand is a large part of energy consumption. One way to reduce the purchased energy is with heat pumps or solar panels.</p> <p>Different hybrid solutions for ground source heat pumps are examined here theoretically to find out how heating purposes affect energy consumption. Hybrid solutions for ground source heat pump used here are solar panels, solar module and air module. Climate data from Vantaa, Jyväskylä and Sodankylä has been used for outdoor temperature and solar radiation. The hybrid systems different energy consumptions have been compared. Optimal solar angles and areas suitable for different conditions have been assessed. Necessary collector area for full recharge of the ground has been calculated.</p> <p>Some suggestions for further research are given at the end.</p>	
Keywords:	ground source heat pump, hybrid systems, air module, NIBE Energy Systems, solar panel, solar module, reload, ground source heat pump
Number of pages:	83
Language:	Swedish
Date of acceptance:	25.3.2013

OPINNÄYTE	
Arcada	
Koulutusohjelma:	Hajautetut energiajärjestelmät
Tunnistenumero:	3946
Tekijä:	Ossian Pekkala
Työn nimi:	Analys av hybridlösningar för bergvärmesystem
Työn ohjaaja (Arcada):	Kim Skön
Toimeksiantaja:	Arto Hannula, NIBE Energy Systems
<p>Tiivistelmä:</p> <p>Energiansäästövaatimukset ovat kasvussa yhteiskunnassa. Kiinteistöjen lämmittämiseen kuluu suuri osa energiankulutuksesta. Yksi tapa vähentää ostoenergiaa on lämpöpumpujen tai aurinkopaneelien avulla.</p> <p>Tässä tutkitaan teoreettisesti miten erilaiset hybridit maalämpöpumpun keruunesteen lämmityksessä vaikuttavat energiankulutukseen. Käytetyt maalämpöhybridi ratkaisut tässä ovat aurinkopaneelit, aurinkomoduuli ja ilmamoduuli. Ulkoilma ja aurinkosäteily laskelmissa on käytetty tilastoja Vantaalta, Jyväskylästä ja Sodankylältä. Hybridijärjestelmien eri energiankulutukset on vertailtu keskenään. Optimaalinen kulma ja pinta-ala aurinkokeräimelle eri olosuhteissa on arvioitu. Tarpeellinen keräinpinta-ala porakaivon jälleen lataamiseen on laskettu.</p> <p>Ehdotuksia jatkotutkimuksille annetaan lopussa.</p>	
Avainsanat:	maalämpöpumppu, hybridijärjestelmä, ilmamoduuli, NIBE Energy Systems, aurinkopaneeli, aurinkomoduuli, lataus, lämpökaivo
Sivumäärä:	83
Kieli:	Ruotsi
Hyväksymispäivämäärä:	25.3.2013

INNEHÅLL

Figurer	7
1 Inledning.....	14
1.1 Motiv för ämnesval	14
1.2 Bakgrund	14
1.3 Syfte	15
1.4 Frågeställningar	15
1.5 Avgränsningar	15
1.6 Teoretisk referensram	16
2 Teori.....	17
2.1 Värmepumpar.....	17
2.1.1 Simulerad värmepump	19
2.1.2 Köldbärartemperatur.....	20
2.1.3 COP för värmepumpen.....	21
2.1.4 Luftvattenvärmepump.....	21
2.1.5 Solfångare för värmepumpen.....	22
2.2 Hybridlösningar.....	23
2.2.1 Bergvärmepump och solfångare	23
2.2.2 Bergvärmepump och solfångare med solmodul.....	24
2.2.3 Bergvärmepump och luftmodul	25
2.3 Solinstrålning.....	26
2.3.1 Direktstrålning.....	27
2.3.2 Diffusstrålning.....	29
2.3.3 Markreflekterad strålning.....	30
2.4 Solfångare	32
2.4.1 Klimatdata.....	32
2.4.2 Optiska effektiviteten	33
2.4.3 Solfångareffekt	34
2.4.4 Solfångartemperatur.....	35
2.4.5 Solfångararea	36
2.4.6 Ackumulatortankens temperaturpåverkan på effekten.....	37
2.4.7 Solmodul.....	39
2.5 Uppvärmning	40
2.5.1 Värmebärartemperatur	40
2.5.2 Effektbehov.....	41
3 Metod.....	42

3.1	Excel kolumner	42
3.2	Excel grafer	45
4	Resultat	46
4.1	Solinstrålning	46
4.2	Solfångare -bruksvattenuppvärmning	48
4.2.1	<i>Energikällor</i>	48
4.2.2	<i>Optimal vinkel</i>	49
4.2.3	<i>Solfångararean</i>	50
4.2.4	<i>Bergbrunnens återladdning</i>	51
4.2.5	<i>Bergbrunnens energiuttag</i>	54
4.2.6	<i>Elförbrukning</i>	54
4.3	Solfångare: uppvärmning	56
4.3.1	<i>Energikällor</i>	56
4.3.2	<i>Optimal vinkel</i>	57
4.3.3	<i>Solfångararean</i>	58
4.3.4	<i>Bergbrunnens återladdning</i>	59
4.3.5	<i>Solinstrålningens användningsgrad</i>	63
4.3.6	<i>Elförbrukning</i>	63
4.4	Luftmodul: bruksvatten	64
4.4.1	<i>Bergbrunnens energiuttag</i>	64
4.4.2	<i>Elförbrukning</i>	64
4.5	Luftmodul: uppvärmning	65
4.5.1	<i>Bergbrunnens energiuttag</i>	65
4.5.2	<i>Elförbrukning</i>	65
4.6	Jämförelse mellan solfångare och luftmodul	66
4.6.1	<i>Uppvärmning</i>	66
	<i>Bruksvatten</i>	67
5	Diskussion	69
6	Slutsatser	74
7	Förslag till vidare undersökningar	76
	Källor	78
	Bilagor	81
1	<i>Akkumulatorenergi</i>	81
2	<i>COP tabell</i>	82
3	<i>Solmodulens användningsgrad</i>	83

FIGURER

Figur 1. Värmepump (College Physics, 2013:527 figure 15.28).....	17
Figur 2a. Plan solfångare (Solar power).....	22
Figur 2b. Solfångare	23
Figur 3. Solfångare med solmodul	24
Figur 4. Luftmodul	25
Figur 5. Solinstrålning	26
Figur 6. All strålning till solfångaren	27
Figur 7. Direktstrålning till solfångaren	28
Figur 8. Solvinklar.....	28
Figur 9. Diffusstrålning till solfångaren	29
Figur 10. Markreflekterad strålning till solfångaren	31
Figur 11. Infallsvinkelmodifierare (The Solar Keymark database, 2010).....	33
Figur 12. Excel resultatblad.....	42
Figur 13. Climsel (Climator Sweden AB).....	77

Grafer

Graf 1. F1345-30 kW köldbärartemperatur beroende värmeeffekter (Nibe kyleffekter)20	
Graf 2. COP värden från tabell 1 för temperaturskillnad mellan värmebärare	21
Graf 3. Optiska effektiviteten beroende av infallsvinkeln.....	34
Graf 4. Solfångartemperatur	36
Graf 5. Solfångareffektminskning	38
Graf 6. Uppvärmningsvärmebärartemperatur.....	40
Graf 7. Strålningskällor för Jyväskylä.....	46
Graf 8. Instrålning beroende av lutning.....	46
Graf 9. Solfångarriktning.....	47
Graf 10. Effektbehov och solinstrålning.....	47
Graf 11. Bruksvatten: Köldbärartemperaturberoende energikällor	48
Graf 12. Bruksvatten: Köldbärartemperaturberoende energikällor [solfångare].....	49
Graf 13. Bruksvatten: Optimal vinkel	50
Graf 14. Bruksvatten: Elförbrukning beroende av solfångararean.....	50
Graf 15. Bruksvatten: El minskning för varje tillförd solfångararea.....	51

Graf 16. Bruksvatten: Återladdning beroende av solfångararean [solmodul].....	51
Graf 17. Bruksvatten: Elförbrukning [solmodul]	52
Graf 18. Bruksvatten: Återladdning beroende av köldbärartemperatur [solmodul].....	52
Graf 19. Bruksvatten: Återladdning då solmodulens temperatur undeiger	53
Graf 20. Bruksvatten: Elförbrukning då solmodulens temperatur understiger	53
Graf 21. Bruksvatten (Jyväskylä): Bergbrunnens energiuttag beroende av	54
Graf 22. Bruksvatten (Jyväskylä): Elförbrukning beroende av köldbärartemperaturen	55
Graf 23. Bruksvatten (Jyväskylä): Elförbrukningsjämförelse solfångare och solmodul	55
Graf 24. Uppvärmning: (Jyväskylä): Köldbärartemperatur beroende energikällor	56
Graf 25. Uppvärmning: Optimal vinkel	57
Graf 26. Uppvärmning: Optimal vinkel [solfångare]	57
Graf 27. Uppvärmning (Jyväskylä): Elförbrukning beroende av solfångararean	58
Graf 28. Uppvärmning (Jyväskylä):Elförbrukning beroende av solfångararean	59
Graf 29. Uppvärmning: Återladdning beroende av köldbärartemperaturen	60
Graf 30. Uppvärmning (Jyväskylä): Återladdning beroende av solfångararean	61
Graf 31. Uppvärmning (Jyväskylä): Elförbrukning beroende av solfångararean	61
Graf 32. Uppvärmning: Återladdning då solmodulen går under bergbrunnens	62
Graf 33. Uppvärmning: Elförbrukningsökning då solmodulens energiupptag går	62
Graf 34. Uppvärmning: Solenergens användningsgrad	63
Graf 35. Uppvärmning (Jyväskylä): Elförbrukning beroende av köldbärartemperatur .	63
Graf 36. Bruksvatten (luftmodul): Bergbrunnens energiuttag beroende av	64
Graf 37. Bruksvatten (luftmodul): Elförbrukning beroende av köldbärartemperaturen	64
Graf 38. Uppvärmning (luftmodul): Bergbrunnens energiuttag beroende av	65
Graf 39. Uppvärmning (luftmodul): Elförbrukning beroende av köldbärartemperatur .	65
Graf 40. Uppvärmning: Bergenergi jämförelse solfångare och luftmodul.....	66
Graf 41. Uppvärmning: Elförbrukning, jämförelse solfångare och luftmodul.....	67
Graf 42. Bruksvatten: Bergenergi, jämförelse solfångare och luftmodul.....	67
Graf 43. Bruksvatten: Elförbrukning, jämförelse solfångare och luftmodul.....	68

Tabeller

Tabell 1. Köldbärartemperaturavvikelse	20
Tabell 2. COP värden	82

Beteckningar

Symbol	Förklaring	Enhet
Effekter		
I_o	strålning mot normalytan utanför atmosfären	W/m ²
I_d	diffusstrålning mot horisontalytan	W/m ²
I	all strålning mot horisontalytan	W/m ²
I_n	direkt strålning mot normalytan (vinkelrät mot solen)	W/m ²
$I_{b,\beta}$	direktstrålning mot solfångaren	W/m ²
$I_{d,\beta}$	diffusstrålning mot solfångaren	W/m ²
$I_{g,\beta}$	markreflekterad strålning mot solfångaren	W/m ²
I_β	all strålning mot solfångaren	W/m ²
a	absorberad intensitet	W/m ²
P	solfångarens effekt	W/m ²
P_m	solfångarens effektminskning	W/m ²
P_b	effektbehov för uppvärmning	W/m ²
Energier		
E_v	bruksvatten energibehov	Wh
E_t	ackumulatorns lagringskapacitet per temperaturhöjning	Wh
E_{ack}	ackumulerad energi	Wh
E_{ack-1}	ackumulerad energi en timme tidigare	Wh
Temperaturer		
T	temperatur	K, °C
ΔT	temperaturskillnad	K, °C
T_h	värmebärartemperatur vid uppvärmning	°C
T_c	inkommande köldbärarvätskans temperatur	°C
T_{cm}	inkommande köldbärarvätskans årsmedeltemperatur	°C
$T_{\ddot{a}}$	köldbärarvätskans årstidsberoende temperaturändring	K, °C
T_{tank}	temperaturen i ackumulatortanken	°C
t_t	tappvattnets temperatur	°C
t_a	uppvärmda vattnets temperatur	°C
T_s	temperaturen i solfångaren	°C
T_{Ks}	temperaturen i solfångarslingan i Kelvin	K
T_{sm}	temperatur i solfångaren med aktiv solmodul	°C
T_u	utomhustemperaturen	°C
T_{Ku}	utomhustemperaturen i Kelvin	K

Optik

ρ_g	markens reflektion
η_o	optiska effektiviteten med infallsvinkel 0
η	optiska effektiviteten

Vinklar

β	solfångarlutning
θ	vinkeln på den direkta strålningen mot solfångaren
θ_z	vinkeln på den direkta strålningen mot horisontalytan
γ	vinkeln på solfångarens riktning
λ	latitud
ω	solens timvinkel

Övrigt

A	solfångararean	m^2
ρ	vattnets densitet	kg/m^3
c_p	specifikvärmekapacitet	kJ/kgK
$K_{\beta o}$	korrigerig av I_β beroende av solfångarlutningen	
$K_{R o}$	korrigerig av I_β beroende av solfångarriktningen	
K_o	korrigerig av I_β beroende av solfångarlutning och riktning	
V_v	vattenförbrukningen	m^3
V_a	ackumulatorvolymen	m^3
F_{Hay}	anisotropi-index, mått på atmosfärens transmittans av direkt ljus	
r_b	geometriskt index som ger förhållandet mellan intensiteten av instrålningen till solfångaren och horisontalytan	

Definitioner

Orden som förklaras här kan ha flera betydelser. Den definition som ges här gäller för den här rapporten.

akkumulator	varmvattenberedare för lagring av värmeenergi
absorption	omvandling av solstrålning till värmeenergi
bergvärmebrunn	se energibrunn
bergvärmepump	värmepumpen använder bergvärmebrunn som värmekälla, se 2.1.1
energibrunn	100-300 meter djup hål som värmekälla för värmepumpar, se 2.1.1
cirkulationspump	ser till att vätskan i rören cirkulerar
COP	värmepumpens värmefaktor som talar om hur mycket värmeenergi som genereras per tillförd energi.
expansionsventil	ventil som minskar trycket och reglerar flödet av köldmediet i ett kylsystem
förångare	kompressorns kalla sida där värme tas in med hjälp av köldmediet från köldbärarvätskan.
förångning	köldmediet ändrar fas från flytande till gas
förångningstemperatur	temperatur där övergång mellan vätska och gas sker
kompressor	ökar trycket vid kondensorn och sänker trycket vid förångaren
kondensation	gas övergår till vätska resulterande i att energi avges
kondensor	kompressorns varma sida där värme avges med hjälp av köldmediet till värmebärarvätskan.
köldbärare	se köldbärarvätska
köldbärarvätska	cirkulerande vätska som transporterar termisk energi mellan kompressorn och omgivningen.
köldmediet	vätskan som transporterar energi mellan köldbäraren och värmebäraren
luftmodul	värmer köldbärarvätskan med utomhusluften, se 2.2.3

specifik värmekapacitet	energin som krävs för att värma 1 kg av ett material 1 K
solfångare	tar tillvara solljus, se 2.2.1
solmodul	tar tillvara solljus för köldbärarvätskan, se 2.2.2
temperatur, T (°C)	kvantitativt mått på grader av värme i ett material.
temperatur, Kelvin (K)	$^{\circ}\text{C} + 273,15$
tillsats	värme med elektriskenergi
transmittans	glasets genomsläpplighet av ljus
värmebärarvätska	vätska som transporterar termisk energi från en kompres- sor till önskad plats.
värmebärare	se värmebärarvätska
värmefaktor	se COP
värmeledning	värme som transporteras genom material
värmepump	värmepumpen transporterar värmeenergi från en kallare plats till en varmare.
värmeväxlare	växlar värmeenergi mellan vätska och/eller gas
återladdning	uppvärmning av bergbrunnen

FÖRORD

Bakgrunden till detta examensarbete har jag arbetat fram tillsammans med Reijo Pekkonen och Arto Hannula hos NIBE Energy System. Examensarbetet är skrivet år 2013 i Nylands svenska yrkeshögskola för ingenjör utbildningsprogrammet distribuerade energisystem. Detta arbete har gett mig en omfattande kännedom om hur solfångare och luftmoduler fungerar ihop med bergvärmesystem.

Jag vill först och främst tacka NIBE som gett mig möjligheten att göra detta examensarbete. Här vill jag tacka Arto Hannula och Reijo Pekkonen för det stöd och intresse jag fått i samband med slutarbetets gång. Jag vill också speciellt nämna och tacka Jussi Kummu för den noggranna genomgången och förbättringsförslagen som jag fått.

Ett varmt tack går också till min handledare, Kim Skön som gett värdefull hjälp för projektets professionella innehåll och utseende.

Slutligen vill jag tacka arbetets granskare, Karis Badal Durbo.

Helsingfors, den 25 Mars 2013

Ossian Pekkala

1 INLEDNING

1.1 Motiv för ämnesval

Värmepumpar är ett intressant område med många utvecklingsmöjligheter. Jag sommarjobbade 2012 hos NIBE på tekniska avdelningen med värmepumpar för kundbetjäning. Det var en stimulerande miljö där arbetsuppgifterna gick ut på att svara på kundernas frågor och lösa eventuella problem med deras värmepumpar. Under arbetets gång växte intresset för bergvärmepumpen och möjligheten att använda någon hybridlösning för att minska elförbrukning.

1.2 Bakgrund

Enligt mätning har jordens medeltemperatur ökat med $0,76\text{ }^{\circ}\text{C}$ från perioden 1850-1899 till perioden 2001-2005. I Finland har årets medeltemperatur ökat med $0,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ från 1909 till 2008. (Jylhä et al., 2011: 10) Finlands mål är att minska växthusgasutsläppen med minst 20 % fram till år 2020 från 1990 års nivå. För att nå dessa mål måste energiförbrukningen minska inom alla sektorer och övergången till förnybara energikällor öka.

Fastigheters värmebehov kräver energi och värmepumpar är ett sätt att minska den köpta energin. Olika former av värmepumpar har ökat mycket de senaste åren. Bland dessa är bergvärmepumpen ett bra alternativ som minskar mycket på el användandet. Men för att nå målen kan det krävas att energiförbrukningen minskas ytterligare. Med allt bättre värmepumpar börjar den tekniska nivån av vad som är möjligt att närma sig. Det kan därför vara svårt att nämnvärt öka prestandan i själva värmepumpen. Jag vill därför undersöka hur en bergvärmepump kan göras mer effektiv genom att kombinera den med andra värmekällor än bara bergvärme. Alternativen jag undersöker här är solvärme med solfångare och solmodul samt utomhusluft med luftmodul.

1.3 Syfte

Det finns idag ingen tydlig analys för hybridkällor till värmepumpar för finska förhållanden. Värmepumpens elförbrukning kan minskas genom användning av olika värmekällor för köldbärarkretsen så att den inkommande temperaturen till värmepumpen är så hög som möjligt. En högre temperatur på köldbärarkretsen kommer att öka verkningsgraden hos värmepumpen, vilket leder till en minskning av elförbrukningen. Bergvärmebrunnens medeltemperatur kan också öka om den belastas mindre.

Syftet med detta arbete är att undersöka hur verkningsgraden på bergvärmepumpen kan förbättras och bergbrunnens belastning minskas med olika kombinationer av värmekällor till köldbärarvätskan. Med solfångare går det att få värmeenergi då solen lyser även om det är kallt ute. Solfångaren kan också minska kompressorns belastning med direkt solvärme till varmvattenberedaren. Om uteluften är varmare än köldbärarvätskan från energibrunnen så kan kompressorns verkningsgrad förbättras om uteluften då används för att värma köldbärarvätskan.

1.4 Frågeställningar

1) Vad är den optimal lutning för olika solfångarareor? 2) Vilka solfångarareor är lämpliga? 3) Vid vilken köldbärarmedeltemperatur är det värt att överväga en hybridlösning? 4) Med hur mycket kan elförbrukningen och bergbrunnens belastning minskas med solfångare, solmodul och luftmodul. (se slutsatser för svar)

1.5 Avgränsningar

Värmepumpen kan användas till uppvärmning och kylning. Rapporten begränsar sig till att endast ta hänsyn till uppvärmningsdelen. Hybridlösningarna för bergvärmepumpens värmekälla är begränsad till solfångare eller luftmodul. I fallet med solfångare undersöks både direkt uppvärmning av varmvattenberedaren och köldbärarvätskans uppvärmning med solfångaren genom att använda värmeväxlare. Solfångarens och värmepumpens parametrar kommer att användas från Nibes manualer, NIBE F1345-30 kW och NIBE SOLAR FP215PL. Klimatdata används från Vanda, Jyväskylä och Sodankylä.

1.6 Teoretisk referensram

År 1855-1857 utvecklade och byggde Peter von Rittinger den första värmepumpen (Zogg, 2008:13). Den schweiziska turbin ingenjören Heinrich Zoelly var först med att föreslå en elektriskt driven bergvärmepump för produktion av låga temperaturer och fick patent på den 1912 (Zogg, 2008:13). År 1940 grävde Robert C. Webber ner 152 m kopparrör till 2 meters djup för hans värmepump och byggde den första jordvärmepumpen (Zogg, 2008:33).

Sedan den första jordvärmepumpen 1940 har utvecklingen gått framåt och mängden jord- och bergvärmepumpar har ökat till miljoner. En vanligare värmekälla för värmepumpar är luft. I mellanliggande säsongen, vår och höst, när värmebehovet är lågt, är bergvärmepumpen inte mer effektiv än en luftvärmepump. Under sommaren är det klart bättre att använda en luftkälla och under vintern är bergvärmebrunnen bäst.

Egenskaperna av hybridvärmepumpssystem har undersökts av Yujin m.fl. (2009) för japanska grundvatten och klimatförhållanden. De gjorde en teoretisk simulering för tre städer i olika klimatzoner. Den från Sapparo med temperaturer varierande från -10 °C till 30 °C ligger närmaste de finländska förhållandena. Resultaten har sedan jämförts med uppmätta värden. En liknande studie har också gjorts av Luthfi m.fl.(2011).

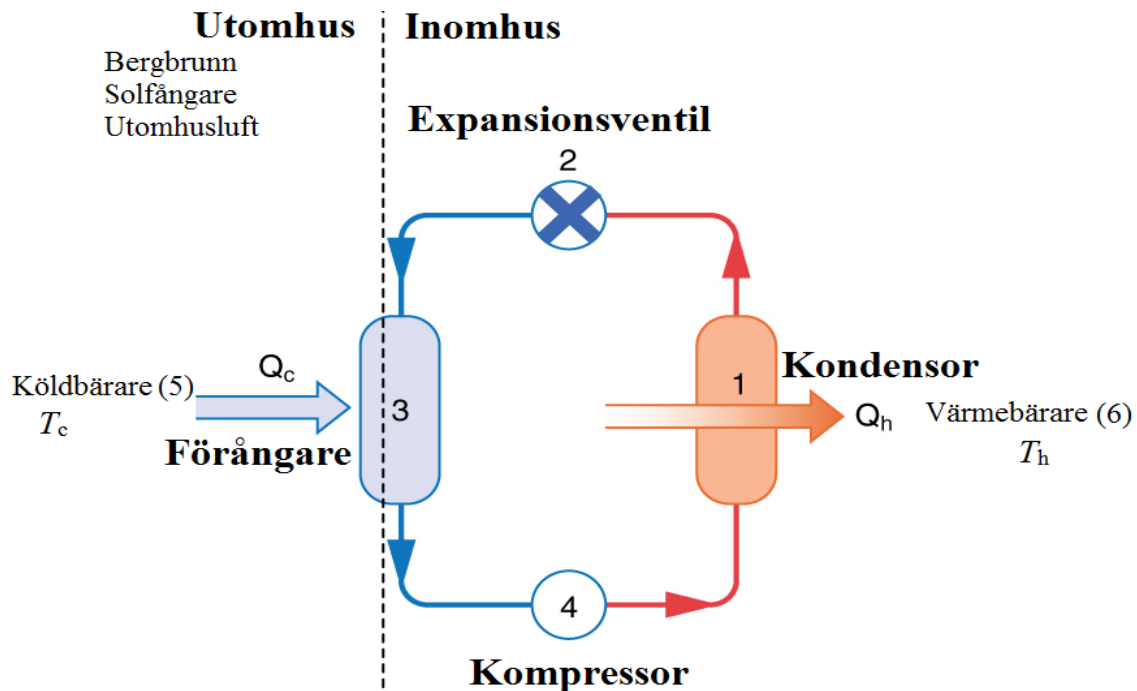
Enyu m.fl. (2011) gjorde en simulering av ett hybridssystem med solfångare och bergvärmepump baserat på förhållandena i Tianjin, Kina. En studie om effekten av olika flödes hastigheter och kopplingstiderna i en hybrid luft- bergvärmepump har gjorts av H. Park et al (2012). Sjögren & Lidvall (2012) gjorde en studie om hur solfångare kan kopplas till befintliga markvärmepumpar som inte har anpassats till solfångare. En prototypsanläggning byggdes för att jämföra teoretiska med praktiska resultat.

För min studie kommer jag att använda liknande metoder som Yuijin et al och Luthfi m.fl. för luftmodulen. För solfångaren kommer jag att göra liknande som Enya m.fl. Jag kommer att använda en etanol baserad sluten slinga som är mer vanligast i Finland och jag tar också hänsyn till värmeförlusterna från ackumulatortanken.

2 TEORI

2.1 Värmepumpar

Med hjälp av kompressor går det att ta värme från ett kallare ställe till ett varmare. I figur 1 ökar kompressorn (4) trycket i köldmediet så att dess förångningstemperatur ökar tills den kondenserar i kondensorn (1). Detta gör att temperaturen på köldmediet ökar, eftersom energin förblir densamma och kondenseringen avger mycket energi. Från det varmare köldmediet kan nu värmeeffekten (Q_h) gå till värmebäraren genom vanlig värmeledning från kondensorn (1). Efter kondensorn så går köldmediet till expansionsventilen (2) där trycket minskar och köldmediet förångas vilket leder till att temperaturen i köldmediet sjunker eftersom energi behöver tillföras då en vätska övergår till gasform. I förångaren (3) så värmer köldbäraren köldmediet med effekten Q_c . Köldmediet går sedan vidare till kompressorn som höjer trycket igen. Effekten, Q_c , transporteras från utomhus in till värmepumpen med köldbärarvätskan. I värmepumpen läggs eleffekten, W , till Q_c och transporteras till värmebäraren som effekten Q_h . Från värmebäraren går effekten vidare in i huset för uppvärmning av fastigheten eller bruksvattnet. Effekten Q_c tas från köldbäraren och betraktas därför som en kyleffekt. Effekten Q_h tillförs värmebäraren och kallas därför värmeeffekt.



Figur 1. Värmepump (College Physics, 2013:527 figure 15.28)

Värmepumpens verkningsgrad beräknas från avgiven värmeeffekt, Q_h , och eleffekten, W , som krävs för processen (College Physics, 2013:527).

$$\text{COP}_{\text{hp}} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{W}} \quad (1)$$

Värmeeffekten, Q_h , är summan av kyleffekten, Q_c , och eleffekten, W , som krävs för att driva processen. W är alltså kompressorns eleffekt. Effekten för Q_c kan exempelvis tas från bergbrunnen, solfångaren eller utomhusluften.

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c + \dot{W} \quad (2)$$

Värmepumpens verkningsgrad är beroende av temperaturhöjningen som den gör och för vilket temperaturområde som den har dimensionerats till. Med högre köldbärartemperatur (5), T_c , minskar temperaturskillnaden till värmebärartemperaturen (6), T_h , och pumpens värmefaktor, COP, ökar (se figur 1).

Högre COP värde för värmepumpen betyder att mer värmeenergi kan fås ut för varje införd enhet energi. Större temperaturskillnad mellan köldbäraren och värmebäraren betyder också att kompressorn har svårare att driva processen. Det leder till att Q_c minskar och W ökar vilket minskar COP enligt formel 1.

Här är det inte bara den inkommande köldbärarvätskans temperatur, T_c , till värmepumpen som är viktig utan även den utgående har stor betydelse. Den egentliga temperaturhöjningen bör istället räknas från genomsnittliga inkommande och utgående köldbärartemperatur. Värdet för COP som baseras på inkommande köldbärartemperatur gäller endast så länge som flödet på köldbärarvätskan inte ändras. Ett ökat flöde leder till att temperaturskillnaden mellan inkommande och utgående köldbärarvätska sjunker. Minskat flöde leder till att temperaturskillnaden ökar mellan inkommande och utgående köldbärarvätskan. Detta i sin tur ökar temperaturen på den inkommande vätskan, men betyder inte att COP värdet ökar för det. (jfr College Physics, 2013:526ff)

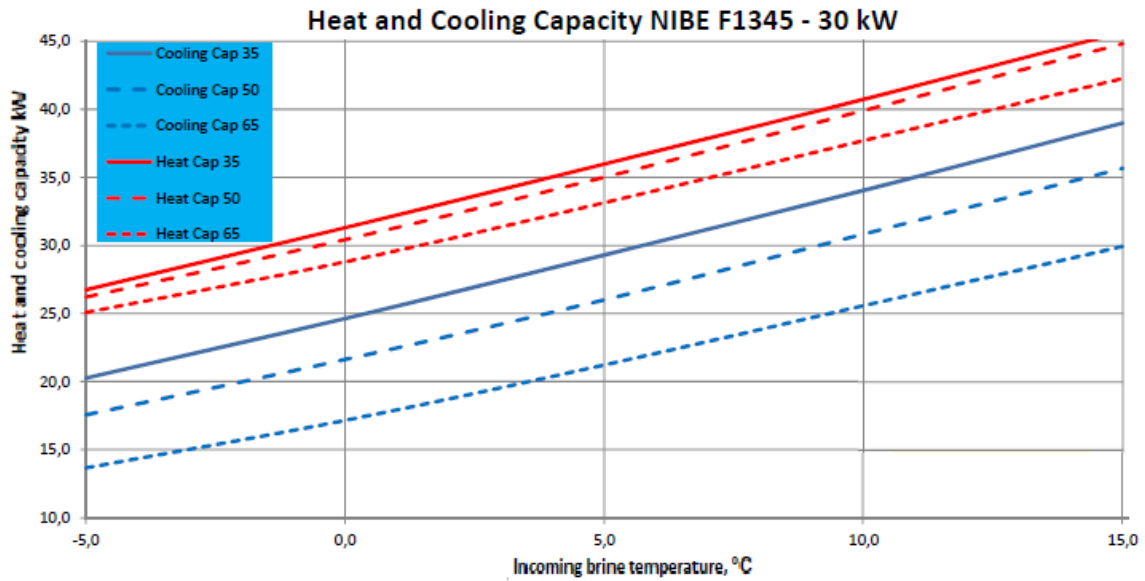
2.1.1 Simulerad värmepump

Parametrarna för värmepumpen som kommer att användas i undersökningen är från en 30 kW bergvärmepump från NIBE Energy Systems, NIBE F1345 (Nibe 1345, 2010). En bergvärmepump fungerar genom att värme transporteras från en brunn i marken till fastigheten som värms (se figur 1). Normalt varierar borrhjupet mellan 100-300 meter. Den vanligaste diametern på energibrunnen är numera 11, 5 cm (Börjesson, 2005:10). Tidigare har ungefär 15 cm varit mer vanligt. (Barth et al. 2012:16)

Värmen i marken kommer från solen och jordens inre. Solenergin når till några hundra meters djup. Efter det har energin från jordens inre störst inverkan på temperaturen. Ner till 15 meters djup så varierar temperaturen med året. Den stora massan gör att det tar länge för temperaturen att ändras och efter 15 meters djup så börjar temperaturen vara relativt konstant året runt. Vid 100 meters djup är temperaturen ungefär samma som årsmedeltemperaturen på platsen. (Barth et al. 2012:15)

Värmen transporteras från bergbrunnen genom att värmepumpen kyler ner köldbärarvätskan under markens temperatur. Den kalla köldbärarvätskan kyler ner energibrunnen. Köldbärarvätskan som kommer upp är varmare än vätskan som går ner. Från köldbärarvätskan tas det värme via förångare (3) och köldmediet till kondensorn (1) och värmebäraren (se figur 1). Från värmebäraren går vätskan vidare till huset för uppvärmnings syften.

Graf 1 visar hur den valda värmepumpens, NIBE F1345-30, effekt kan variera beroende av skillnaden mellan köldbärartemperaturen och den utgående värmebärartemperaturen. Värmepumpen i grafen är angiven med värmeeffekten 30 kW. Grafen visar att värmeeffekten kan variera från 25 kW till 46 kW med de förhållanden som har avgränsats i grafen. De röda linjerna visar värmeeffekten, Q_h , och de blå linjerna kyleffekten, Q_c . Kyleffekten syftar på hur mycket värme som tas från köldbärarvätskan och omgivningen och transporteras till värmepumpen (se figur 1). Värmeeffekten som angivits i grafen är summan av det värme, Q_c som transporteras från omgivningen till värmepumpen och värmen, W , som orsakas av kompressorns effekt som behövs för att driva processen. Därför är värmeeffekten större än kyleffekten i en värmepump.



Graf 1. F1345-30 kW köldbärartemperatur beroende värmeeffekter (Nibe kyleffekter)

2.1.2 Köldbärartemperatur

Den inkommande köldbärarvätskan är kallare under vintern än på sommaren då effektbehovet är mindre. Detta eftersom då uttaget av energi är större än tillförseln så sjunker temperaturen (Börjesson, 2005: 11). Den inkommande köldbärarvätskans temperatur, T_c , uppskattas till att ha en genomsnittlig 2 graders temperaturskillnad mellan varmaste och kallaste perioden från medeltemperaturen, \bar{T}_c . Temperaturen ändras med ΔT beroende på årstid. (jf Grönkvist, 2006:11)

$$T_c = \bar{T}_c + \Delta T$$

Tabell 1. Köldbärartemperaturavvikelse

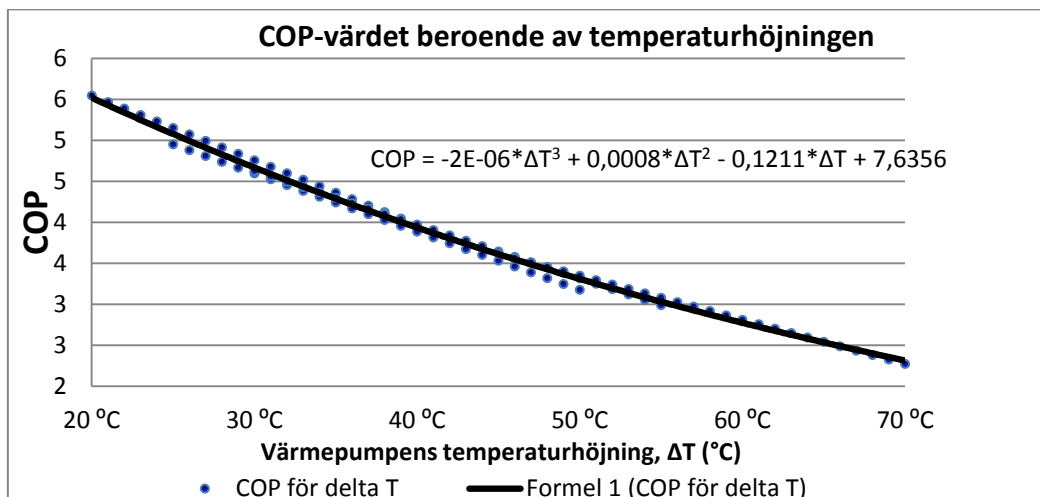
Månad	Avvikelse från medeltemperatur, ΔT °C
Januari	-0,5
Februari	-1
Mars	-1
April	-0,5
Maj	0
Juni	0,5
Juli	1
Augusti	1
September	0,5
Oktober	0,5
November	0
December	-0,5

2.1.3 COP för värmepumpen

För beräkning av COP värdet för NIBEs bergvärmepump används formlerna 1 och 2 (se bilaga 2 för metod). COP värdet för temperaturskillnaderna (ΔT) har lagts in i graf 2. COP värdena har tagits från tabell 2 (se bilaga 1). I graf 2 är alltså COP värdet beroende av temperaturskillnaden, ΔT , mellan värmebäraren och köldbäraren.

COP värdet beroende av temperaturhöjningen, ΔT , har uppskattats i formel 3 från värdena i graf 2 och är gällande för temperaturhöjningar mellan 15 och 70 grader. I grafen visas hur formeln för COP följer värdena från tabell 1.

$$\text{COP}(\Delta T) = -0,000002\Delta T^3 + 0,0008\Delta T^2 - 0,1211\Delta T + 7,6356 \quad (3)$$



Graf 2. COP värden från tabell 1 för temperaturskillnad mellan värmebärare

2.1.4 Luftvattenvärmepump

En luftvattenvärmepump tar värme från uteluften och värmer huset med den. Värme tas från köldbärarvätskan med kompressorn tills temperaturen sjunker under utomhustemperaturen. Det kallare köldbärarmediet kommer då att ta värme från den varmare uteluften. När köldbärarvätskan kommer till kompressorn tas värme från den till köldmediet och därifrån till värmebäraren och vidare till användning. På det viset tvingas värme från ett kallare ställe till ett varmare.

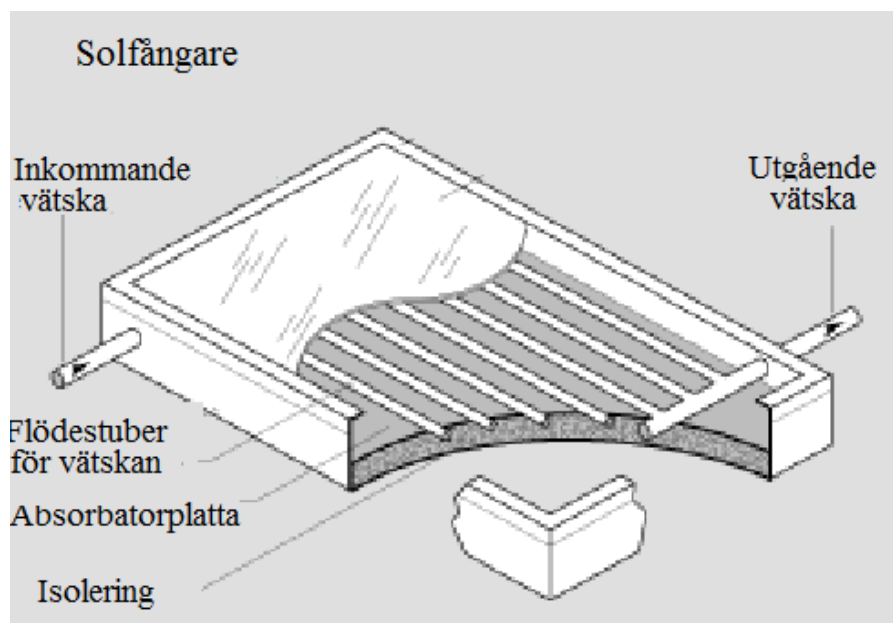
Det som begränsar luftvärmepumpens användningsområde är till hur låg temperatur som kompressorn kan sänka köldbärarvätskan till. Då utomhustemperaturen sjunker så

kommer kompressorn att sänka köldbärarvätskan tills den går under utomhustemperaturen eller tills gränsen för värmepumpen är nådd. Detta varierar normalt mellan utomhustemperaturer på -10 till -25 °C.

2.1.5 Solfångare för värmepumpen

Solvärme kan under vår sommar och höst användas för uppvärmning av fastighet och bruksvatten. Beroende på hur mycket solen lyser och hur mycket värme som kan tas tillvara kan den ta hand om uppvärmningen helt eller delvis. Här behövs det ingen kompressor utan det räcker med en cirkulationspump som cirkulerar vätska mellan solfångarna och värmecentralen. Då temperaturen från solfångarna är hög kan varmvattenberedaren värmas till önskad nivå utan tillsatser. Då temperaturen är lägre går det också att förvärma det kalla tappvattnet innan den höjs med andra värmekällor. Solfångare kan kopplas till en värmepump så att köldbäraren värms av solfångaren med hjälp av en värmeväxlare.

En plan solfångare visas i figur 2a. Den inkommande vätskan går genom flödestuberna, värms av absorbtatorplattan och fortsätter som uppvärmt utgående vätska till nästa solfångare eller för vidare uppvärmningssyften.



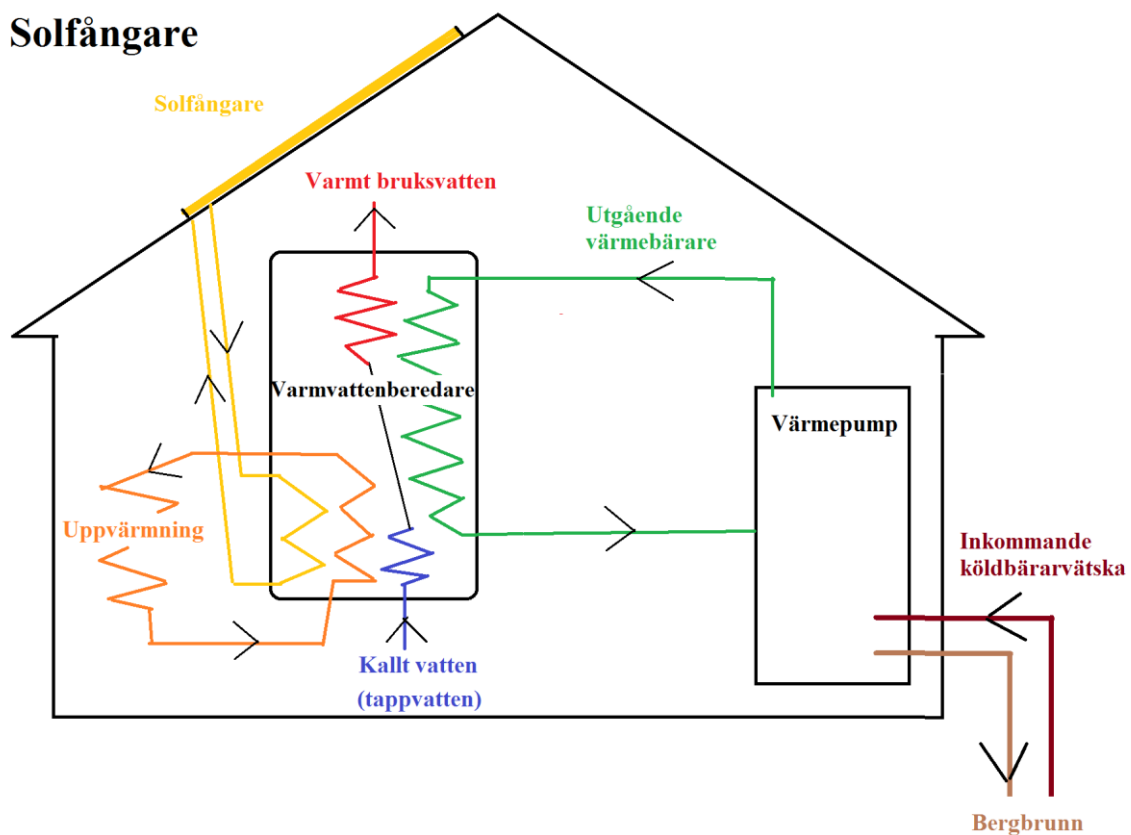
Figur 2a. Plan solfångare (Solar power)

2.2 Hybridlösningar

I ett bergvärmesystem kan en solfångare användas för direkt uppvärmning av varmvattenberedaren (se 2.2.1). Det ger gratis energi som minskar belastningen på värmepumpen och bergbrunnen. Ett sätt att öka verkningsgraden i värmepumpen är att öka temperaturen på den inkommande köldbärarvätskan. Det kan göras med hjälp av en värmeväxlare som tar värme från solfångaren (se 2.2.2) eller uteluften (se 2.2.3) då det höjer köldbärartemperaturen mer än bergbrunnen gör.

2.2.1 Bergvärmepump och solfångare

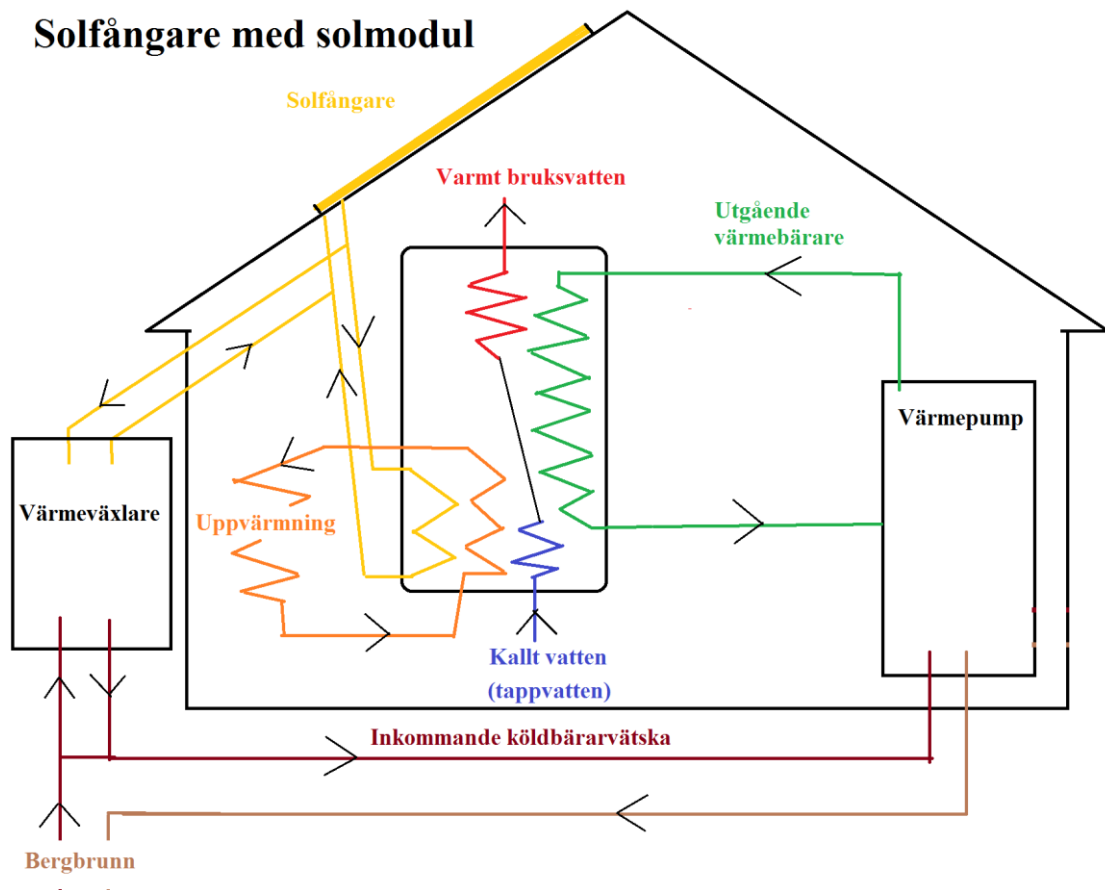
Då solen lyser på solfångaren i figur 2b så kommer värme att transporteras från solfångaren till varmvattenberedaren (ackumulator). Om solstrålningen inte räcker för uppvärmnings- eller bruksvattenbehovet så används värmepumpen. Värmepumpen tar värme från bergbrunnen.



Figur 2b. Solfångare

2.2.2 Bergvärmepump och solfångare med solmodul

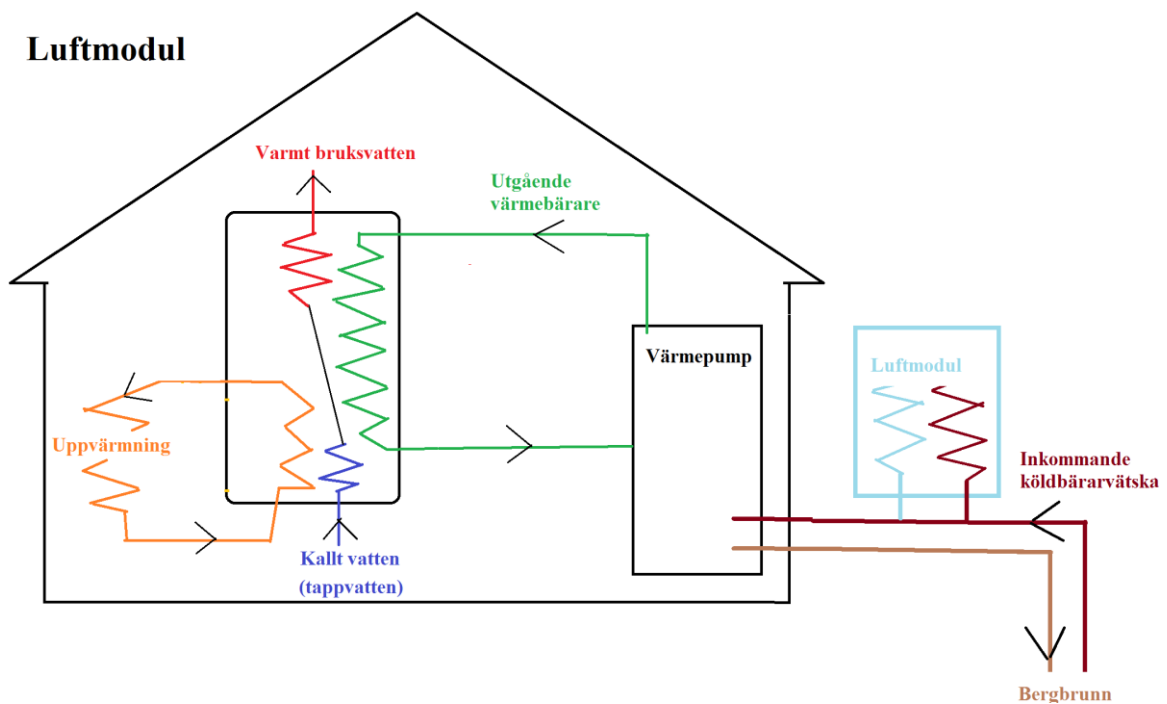
Solfångare med solmodul fungerar på samma sätt som i 2.2.1 förutom att solfångaren kan med hjälp av värmeväxlaren användas för att värma köldbärarvätskan från bergbrunnen (se figur 3). Solmodulen kan alltså användas för att återladda bergbrunnen och kyla solfångarna för att undvika överhettning i dessa då varmvattenberedarens temperatur höjts till 95 °C. Den kan också användas för att höja den inkommande köldbärarvätskan då solinstrålningen till solfångarna inte räcker för direkt uppvärmning av varmvattenberedaren.



Figur 3. Solfångare med solmodul

2.2.3 Bergvärmepump och luftmodul

Bergvärmepump med luftmodul tar värme från bergbrunnen eller utomhusluften. Detta beroende av vilket alternativ som kan höja köldbärarvätskans temperatur mest. Då luftmodulen används så fungerar systemet som en luftvattenvärmepump (se 2.1.4). Luftmodulen har ingen kompressor och är egentligen bara en värmeväxlare mellan köldbärarvätskan och utomhusluften.



Figur 4. Luftmodul

2.3 Solinstrålning

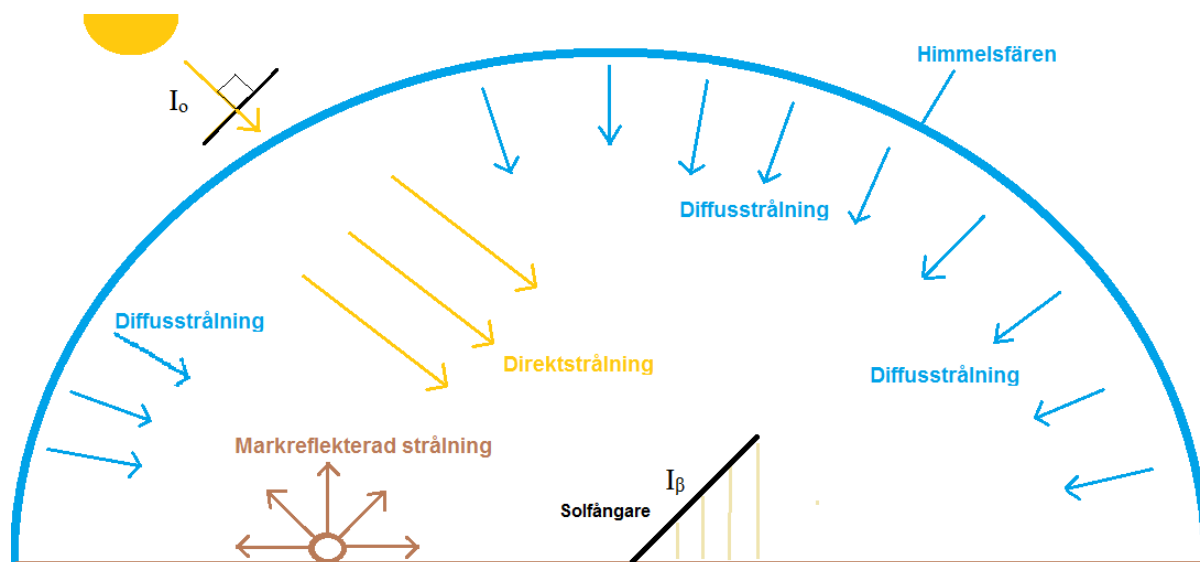
Den strålning som absorberas i solfångaren värmer solfångarkretsen som transporterar värmeenergin dit det kan användas bättre. Det finns tre olika strålningar som träffar solfångaren med lutningen β ; direktstrålning ($I_{b,\beta}$), diffusstrålning ($I_{d,\beta}$) och markreflektad strålning ($I_{g,\beta}$). Strålningen utanför atmosfären som träffar en normalyta, I_o (vinkelrät mot solen, se figur 5), kommer från solen och är alltså ursprunget till de tre olika strålningskällor som kan träffa solfångaren. En del av strålningen som reflekteras och absorberas när inte solfångaren varför strålningen utanför atmosfären, I_o (W/m^2), är alltid större än summan av den strålning som träffar solfångaren, I_β (W/m^2). (jfr Wlodarczyk-Nowak, 2009:128 och Shadidi-Ghattas 2012:13f)

I_β , strålningen som träffar en solfångare med lutningen β beräknas med:

$$I_\beta = I_{b,\beta} + I_{d,\beta} + I_{g,\beta} \quad (4)$$

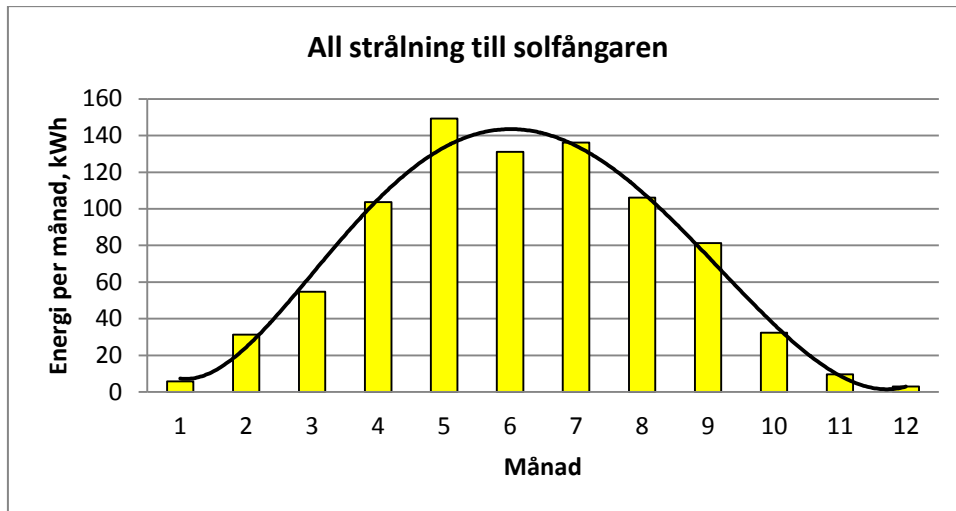
där för en solfångare med lutningen β :

- (5) $I_{b,\beta}$ = direktstrålning mot solfångaren (se 2.3.1)
- (6) $I_{d,\beta}$ = diffusstrålning mot solfångaren (se 2.3.2)
- (7) $I_{g,\beta}$ = markreflekterade strålningen mot solfångaren (se 2.3.3)



Figur 5. Solinstrålning

I figur 6 visas hur mycket strålning som absorberas i solfångarens absorbator för varje månad. Strålningen är beräknad för Jyväskylä med solfångarlutningen 45° .



Figur 6. All strålning till solfångaren

2.3.1 Direktstrålning

I figur 7 visas hur mycket direktstrålning som absorberas i solfångarens absorptor för varje månad. Strålningen är beräknad för Jväsckylä med solfångarlutningen 45° .

Solskenstid definieras som den tid som direktstrålningen överstiger 120 W/m^2 och det är då föremål börjar få skuggor (SMHI). Direktstrålningen mäts med en pyrolimeter som är riktad mot solen och följer den.

Den direkta strålningen mot en lutande yta, $I_{b,\beta}$, beräknas med:

$$I_{b,\beta} = I_n \cos \theta \quad (5)$$

där: θ = vinkeln på den direkta strålningen mot solfångaren, se figur 8

I_n = direkt strålning på normalyta (vinkelrät mot solen), se figur 8

Den inkommande vinkeln på det direkta soljuset, θ , till solfångaren beräknas med:

$$\theta = \arccos(\cos \delta \sin \omega \sin \beta \sin \gamma + \cos \delta \cos \omega \sin \lambda \sin \beta \cos \gamma - \sin \delta \cos \lambda \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \omega \cos \lambda \cos \beta + \sin \delta \sin \lambda \cos \beta)$$

där: $\delta = 23,45 \sin \frac{360(284+n)}{365}$ n = dagens nummer (sett över året)

β = lutningen på solfångaren från vågrät yta

λ = Latitud

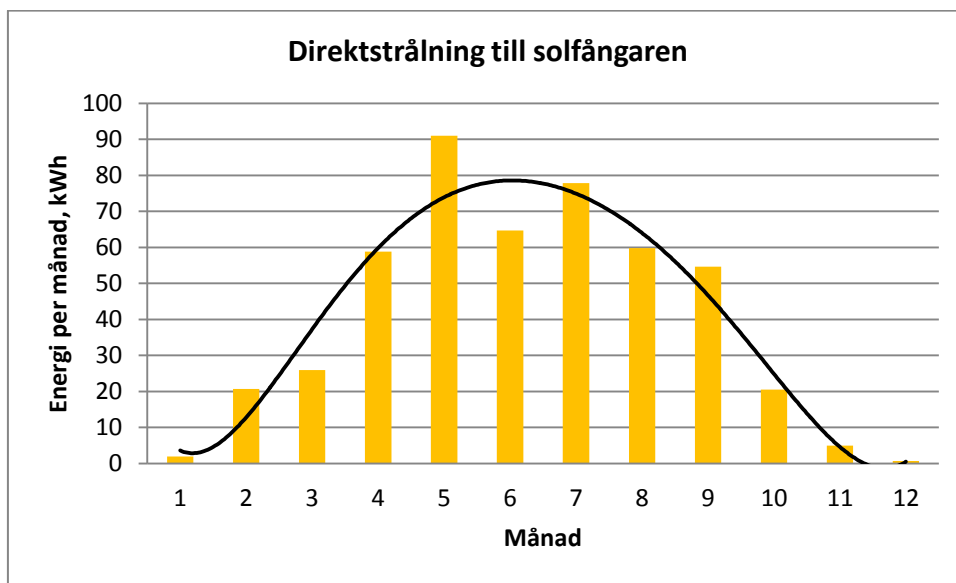
γ = vinkeln på solfångarens riktning, där syd = 0

ω = solens timvinkel = $15(hh-12)+(mm+E)/4+(Lst - Li)$

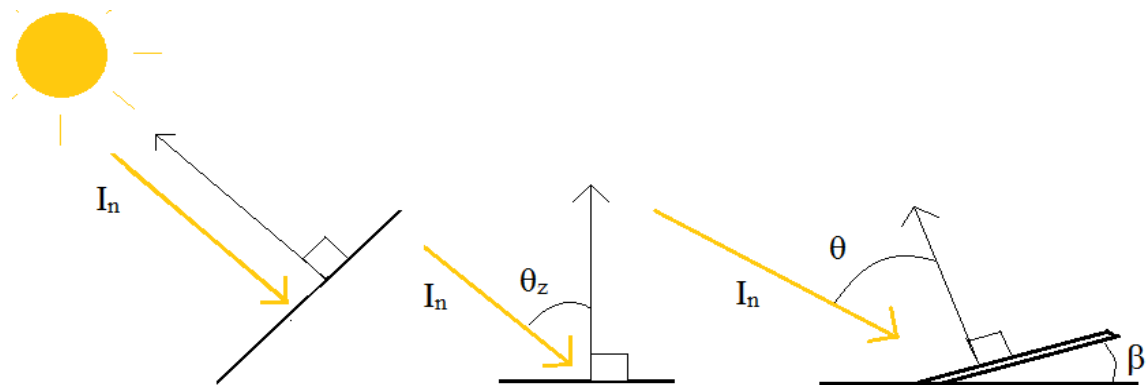
(Lst-Li) kommer från det att normaltiden har delats upp i hela timmar och hh är heltimmar och mm minuter. Men räknat i soltimmar så är klockan 12 då solen når sin högsta höjd. Det blir alltså en skillnad mellan normaltid och soltid. Varje ställe har sin egen soltid. E kommer från att jordens rotation runt solen är elliptisk:

$$E = 229,2(0,000075 + 0,001868 \cos B - 0,032077 \sin B - 0,014615 \cos 2B - 0,04089 \sin 2B)$$

$$B = 360(n-1)/365$$



Figur 7. Direktstrålning till solfångaren



Figur 8. Solvinklar

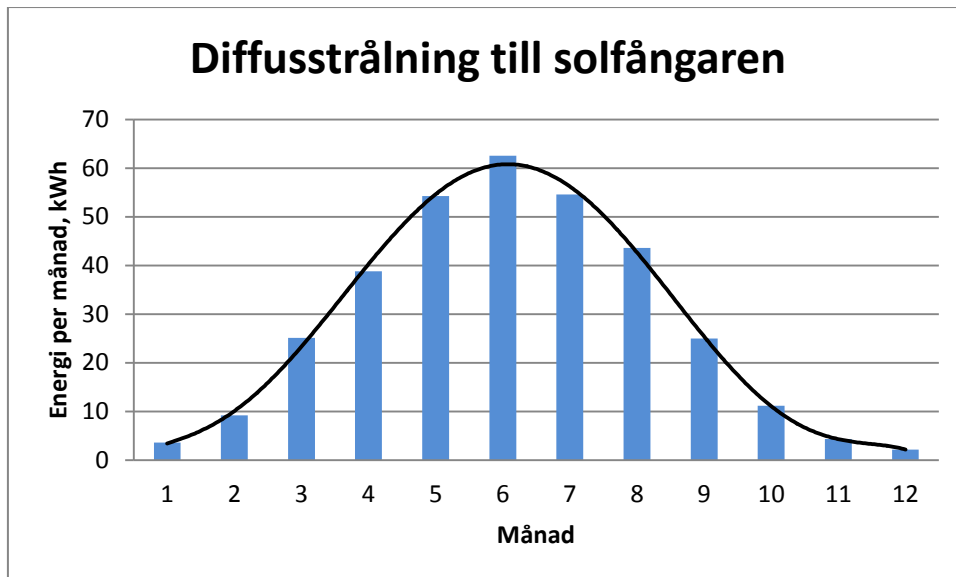
2.3.2 Diffusstrålning

Diffusstrålning mäts med pyranometer. En skugganordning ser till att pyranometern avskärmas från direktstrålningen. Pyranometern mäter alltså all strålning utom direktstrålningen. Till den horisontella ytan kommer i princip ingen markreflekterad strålning. (SMHI)

I figur 9 visas hur mycket diffusstrålning som absorberas i solfångarens absorptor för varje månad. Strålningen är beräknad för Jyväskylä med solfångarlutningen 45° .

Det finns ett flertal olika modeller för beräkning av den diffusa strålningen mot solfångaren. Enligt en undersökning av Włodarczyk-Nowak där tillförlitligheten bland olika modeller jämfördes visades att Reindl modellen stämde bäst överens med uppmätta värden. Med i undersökningen var 14 olika modeller inklusive den mer kända och äldre Hay modellen. (Włodarczyk-Nowak, 2009:127,142)

Reindl modellen, $I_{d,\beta}$, för instrålning av diffust ljus mot en yta med lutningen β , utökar Hay modellen genom att lägga till en extra faktor till termen som tar hänsyn till horisontala ljusningen.



Figur 9. Diffusstrålning till solfångaren

$$I_{d,\beta} = I_d \left[(1 - F_{Hay}) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \left(1 + f_R \sin^3 \left(\frac{\beta}{2} \right) \right) + F_{Hay} r_b \right] \quad (6)$$

(se Wlodarczyk-Nowak, 2009:130ff)

där:

I_d = instrålning av diffust ljus mot horisontell yta (W/m^2)

β = solfångarens lutning räknat från horisontellt läge ($^\circ$)

F_{Hay} är anisotropi-index, ett mått på atmosfärens transmittans av direkt ljus:

$$F_{Hay} = \frac{I_n}{I_o} = \frac{I - I_d}{I_o}$$

I_n = direkta instrålningen mot en yta vinkelrät mot solen (W/m^2)

I = all strålning horisontal yta (W/m^2)

I_d = instrålning av diffust ljus mot horisontell yta (W/m^2)

I_o = instrålningen utanför atmosfären mot en yta som är vinkelrät mot solen (W/m^2)

$I_o = 1367(1 + 0,033 \cos(360n/365))$ där n = dagens nummer (sett över året)

$$f_R = \sqrt{\frac{I_n}{I}}$$

r_b är geometriskt index som ger förhållandet mellan intensiteten av instrålningen till solfångaren och horisontella ytan

$r_b = \cos \theta_z$, där θ_z , är vinkeln på den direkta strålningen mot horisontalytan (se figur 4 och 5)

$\theta_z = \arcsin(\cos \delta \cos \omega \cos \lambda + \sin \delta \sin \lambda)$

2.3.3 Markreflekterad strålning

Den markreflekterade strålningen, $I_{g,\beta}$, till solfångaren brukar antas vara isotropt diffuse-rad efter reflektionen. Den kan således beräknas genom den totala instrålningen mot marken, reflektionsfaktorn (ρ_g) och ytans synfaktor mot marken. (Wlodarczyk-Nowak, 2009:134f):

$$I_{g,\beta} = \rho_g I_h (1 - \cos(\beta))/2 \quad (7)$$

där:

ρ_g = markens reflektion

$(1 - \cos(\beta))/2$ är ytans synfaktor mot marken.

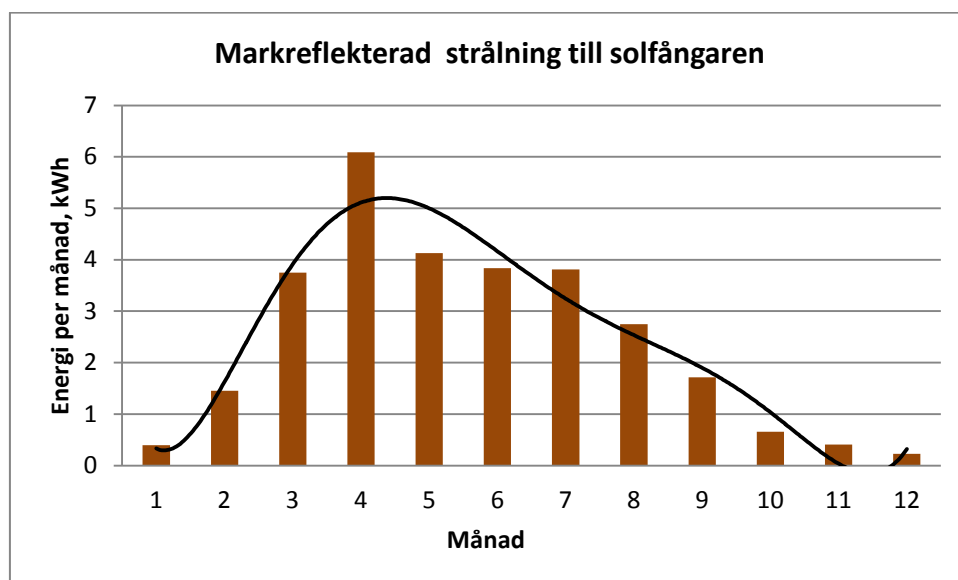
ρ_g varierar beroende på markens egenskaper. 0,2 är en generell rekommendation då markens reflektionsegenskaper är okända. Men även 0,2 den kan vara för hög för vissa ställen (Psiloglou, 2009).

Snöns reflektion beror på vilka förhållanden som råder på stället. Nysnö reflekterar mer än äldre mer förorenad och tätare snö. (Thevenard-Haddad, 2006)

För markreflektions parameter, ρ_g , i den här rapporten kommer värdet 0,2 för snöfria förhållanden och 0,6 under snöperioden att användas. Liknande värden kom även Shadidi-Ghattas (2012:14) fram till.

För snötäckningsperioderna har statistik från Meteorologiska institutet (Ilmatieteen laitos) använts. Snöfria perioden har räknats från det senaste angivna datumet då snön statistiskt sett har smultit fram till att första snön kommer. Snötäckningsperioden har räknats från det senaste angivna datumet för permanent snötäckning fram till det tidigaste angivna datumet för permanenta snötäckets smältande. För perioden emellan har parametervärdet linjärt stegvis ökats respektive minskats till snötäcknings och snöfria förhållanden.

Figur 10 visar att den markreflekerade strålningen är störst under april för Jyväskylä. Det beror på att det fortfarande finns snö medans solstrålningen är relativt stark.



Figur 10. Markreflekerad strålning till solfångaren

2.4 Solfångare

Solfångar parametrerna som kommer att användas i undersökningen kommer från Nibes solfångare F1145 Solar 1145/VPBS FP215PL.

Det som anges i produktinformationen är att med en strålningstätheten på 1000 W/m^2 , utomhustemperaturen $30 \text{ }^\circ\text{C}$ blir maximitemperaturen i solfångaren $191,2 \text{ }^\circ\text{C}$. Den optiska effektiviteten (η_o) anges till 0,823 för infallsvinkeln 0 (Nibe Solar, 2011: 71).

Observera att i The Solar Keymark Certificate (2010) för aktuella solfångare anges att $\eta_o = 0,806$. Men certifikatet är gemensamt med en annan solfångare och är äldre än Nibe Solar manualen, varför 0,823 kommer att användas. Den bättre optiska effektiviteten här förklaras med större vätskevolym i solfångaren.

2.4.1 Klimatdata

Byggnaders energibestämmelser och beräkningsmodeller har förnyats 2012. I samband med det har även det gamla referensåret från 1979 för klimatmodellen ändrats till att omfatta åren 1980-2009. Ur dessa år har månader som representerar genomsnittet för respektive månad använts för att bilda ett år som motsvarar genomsnittåret. Klimatdata har hämtats från Jylhä et al. (2011).

Finland har delats upp i 4 klimatzoner. Klimatzon 1 och 2 representeras av klimatdata från Vanda flygplats. Klimatzon 3 representeras av klimatdata från Jyväskylä och klimatzon 4 representeras av klimatdata från Sodankylä. (Jylhä et al., 2011:14)

Klimatdata som används i den här rapporten för Vanda, Jyväskylä och Sodankylä finns tillgänglig på Meteorologiska institutets hemsida (Ilmatieteen laitos, 2012).

Koordinaterna som används för att beräkna solinstrålningen till solfångaren är följande:

Vanda: Latitud: $60^\circ 17' 22''$ Norr	Longitud = $25^\circ 02' 07''$ Öster
Jyväskylä: Latitud: $62^\circ 14' 38''$ Norr	Longitud = $25^\circ 44' 57''$ Öster
Sodankylä: Latitud: $67^\circ 24' 58''$ Norr	Longitud = $26^\circ 35' 40''$ Öster

2.4.2 Optiska effektiviteten

Den optiska effektiviteten, η , bestäms genom att multiplicera täckglasets transmittans med solfångarens absorptans (Nilsson-Olsson, 2004:17).

Optiska effektiviteten för solfångare är alltså den effekten som blir till värme i solfångaren, utan hänsyn till värmeförluster. Hit är alltså inräknat transmittansen och absorberade energin. Optiska effektiviteten, η_o som anges för solfångare gäller för strålning som kommer vinkelrät mot solfångaren och har alltså lutningen 0.

I figur 11 visas hur optiska effektiviteten ändras beroende av infallsvinkeln. För solfångaren som simuleras i den här rapporten är optiska effektiviteten 0,823 för infallsvinkeln 0 (se 2.4).

10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°
1,00	1,00	0,99	0,98	0,95	0,89	0,76
1,00	1,00	0,99	0,98	0,95	0,89	0,76

Figur 11. Infallsvinkelmodifierare (The Solar Keymark database, 2010)

Från värdena i figur 11 har graf 3 gjorts genom att använda samma förhållanden för vinkelberoendet för transmittansen då infallsvinkeln ökar som för optiska effektiviteten, η .

$$\eta = -5 \cdot 10^{-10} \theta^5 + 6,1 \cdot 10^{-8} \theta^4 - 3,15 \cdot 10^{-6} \theta^3 + 5,5 \cdot 10^{-5} \theta^2 - 0,00027 \theta + 0,823$$

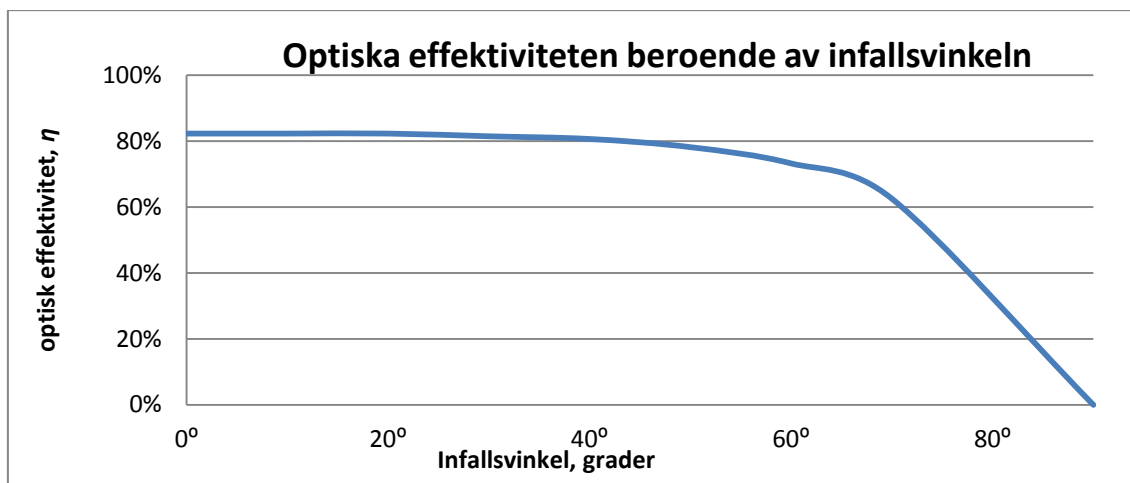
där

θ = vinkeln på den direkta strålningen mot solfångaren

Den absorberade intensiteten, a , i solfångaren bestäms genom att multiplicera instrålningen per ytenhet, I_β , med den optiska effektiviteten, η (Nilsson-Olsson, 2004:18).

Vinkelberoende absorberade intensiteten, a (W/m^2):

$$a = I_\beta \eta \quad (\text{W}/\text{m}^2) \quad (5)$$



Graf 3. Optiska effektiviteten beroende av infallsvinkeln

2.4.3 Solfångareffekt

Björn Karlsson vid vattenfalls Älvkarleby laboratorium har tagit fram en förenklad formel, Q , som teoretiskt bestämmer energiutbytet från solfångare (W/m^2). (Nilsson-Olsson, 2004:18)

$$Q = a - k_1(T_s - T_u) - k_2(T_s - T_u)^2$$

(jf Adsten, 2002:4 och Ridderstolp, 2011:14)

där:

a = absorberad intensitet, se 3.3.2 (5)

$Q_k = k_1(T_s - T_u)$ är lednings och konvektionsförluster

$Q_{sk} = k_2(T_s - T_u)^2$ är till största delen strålningsförluster (Ridderstolp, 2011:14)

k_1 och k_2 är konstanter, typiskt värde för k_1 är mellan 3,5 och 4,5 för plana solfångare samt k_2 ligger kring 0,01 (Ridderstolp, 2011:14).

Från Keymark certifikatet för solfångaren får vi att för Nibe Solar FP 215 PL är $k_1 = 4,164$ och $k_2 = 0,0098$ (The Solar Keymark database, 2010)

För att bestämma solfångarens effekt, P , kan nu följande formel användas:

$$P = A(a - (k_1(T_s - T_u) - k_2(T_s - T_u)^2)) \quad (6)$$

där:

P = effekten från solfångaren (W)

T_s = temperaturen i solfångarslingan i Kelvin

T_u = utomhustemperaturen i Kelvin

a = absorberad intensitet

A = solfångararean (m^2)

$k_1 = 4,164$

$k_2 = 0,0098$

2.4.4 Solfångartemperatur

För att bestämma hur mycket den varierande effekten från solen höjer temperaturen i solslingan då en konstant effekt tas ut ur solfångaren kan följande samband användas:

$Q_k = k_1(T_s - T_u)$ är lednings och konvektionsförluster (Ridderstolp, 2011:14)

$Q_s = k_2(T_s - T_u)^2$ är till största delen strålningsförluster (Ridderstolp, 2011:14)

För strålningsförluster är det mer rätta att använda:

$$Q_s = k_3(T_{ks}^4 - T_{ku}^4) \quad (\text{Adsten, 2002:15})$$

där:

T_{ks} = temperaturen i solfångarslingan i Kelvin

T_{ku} = utomhustemperaturen i Kelvin

$$T_{ks} = T_s + 273,15$$

T_s = temperaturen i solfångarslingan i Kelvin

Nu kan ekvation (6) skrivas om till:

$$P = A(a - (k_1(T_{ks} - T_{ku}) - k_3(T_{ks}^4 - T_{ku}^4)))$$

Vilket kan skrivas om till:

$$P/A - a - k_1 T_{ku} - k_3 T_{ku}^4 = -k_1 T_{ks} - k_3 T_{ks}^4 \quad (7)$$

För att hitta k_3 för solfångaren används följande samband:

Då $I_{\beta} = 1000 \text{ W/m}^2$, $T_u = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ och $\eta_o = 0,806$ kan T_s nå sin maximala temperatur $191,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (se 3.3). Den maximala temperaturen nås i solfångaren då $P = 0$ i formel 6.

Detta sätts in i (6):

$$0 = A(1000 * 0,806 - (4,164(191,2 - 30) - k_3((191,2 + 273,15)^4 - (30+273,15)^4))$$

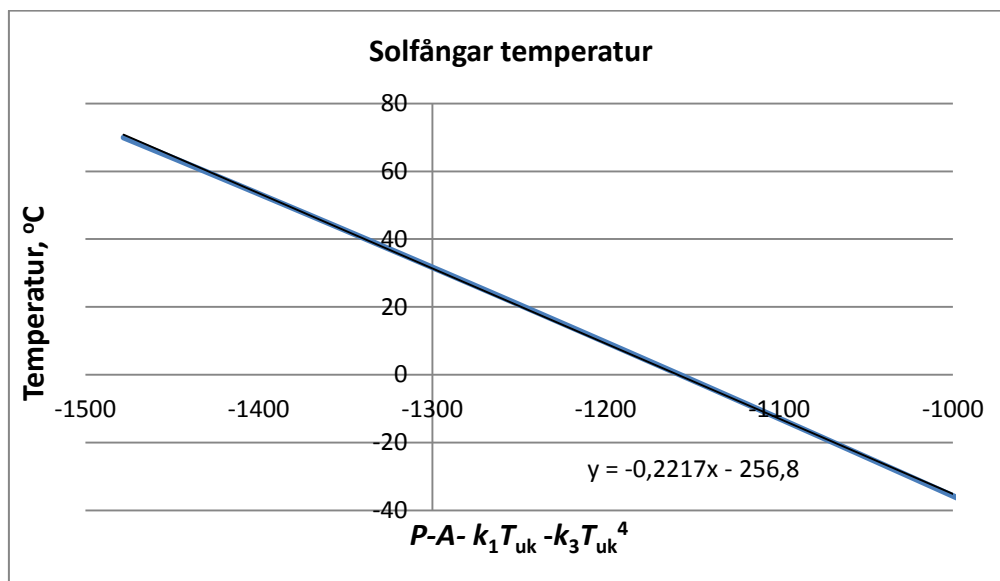
Konstanten är alltså $k_3 = 3,542 * 10^{-9}$

Värden för temperaturen i solslingan, T_s , mellan $-30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ och $70 \text{ }^{\circ}\text{C}$ skrivs in i högra sidan av ekvation (7) vilket ger oss värdet för vänstra sidan för respektive temperatur.

Detta ger graf 4:

Vänstra delen av formel (7) sätts in som x i $y = -0,2217x - 256,8$ det ger oss formel 8:

$$T_s = -0,2217 * (P/A - a - k_1 T_{Ku} - k_3 T_{Ku}^4) - 256,8 \quad (8)$$



Graf 4. Solfångartemperatur

2.4.5 Solfångarearea

En generell regel är att för bruksvatten dimensioneras minst $1,5 \text{ m}^2$ solpaneler per person och en ackumulatorvolym på minst 100 liter/ person. Varmvattenförbrukningen som används här är 60 liter/dag per person (jfr Sol & Energiteknik).

Dvs 40 liter varmvatten per kvadratmeter och 100 liter ackumulerad varmvatten per person.

Energien för bruksvattenuppvärmningen, E_v (kWh):

$$E_v = \frac{\rho C_p V_v (t_a - t_t)}{3600} \quad (9)$$

Akkumulatorns lagringskapacitet per temperaturhöjning, E_t (E/ °C): (10)

$$E_t = \frac{\rho C_p V_a}{3600}$$

ρ = vattnets densitet (1000 kg/m³)

C_p = vattnets specifikkvarmekapacitet (4,19 kJ/kg °C)

V_v = vattenförbrukningen (m³)

V_a = ackumulatorvolymen (m³)

t_a = uppvärmda vattnets temperatur, 50 °C (jfr D3, 2012:21)

t_t = tappvattnets temperatur, 5 °C (se D3, 2012:21)

3600 är enhetsomvandlingsfaktor från [kJ] till [kWh].

Normal dimensionering är 50-100 liter per kvadratmeter solfångare (Ridderstolp, 2011:23).

2.4.6 Ackumulatortankens temperaturpåverkan på effekten

Solfångarens effekt minskar då temperaturen i solfångarslingan ökar eftersom värmeförlusterna ökar i solfångaren. För att energi ska kunna överföras direkt från solfångaren till ackumulatortanken med värmeväxlare krävs det att vätskan från solfångaren har högre temperatur än ackumulatortankens. Högre ackumulatortemperatur medför alltså att solfångareffekten minskar och att värmeförlusterna från ackumulatortanken ökar. Detta samband kan ses i graf 5 för energiupptagningen och ackumulatortankens värmeförlust.

Den önskade varmvattentemperaturen i tanken är 50 °C. En högre temperatur utöver detta räknas här till ackumulerad energi som medför extra värmeförluster. P_a är effekten som fås ut från solfångaren då ackumulatortemperaturen höjs för att lagra energi.

$$P_a = A(a - (k_1(T_{\text{tank}} - T_u) - k_2(T_{\text{tank}} - T_u)^2))$$

T_{tank} = temperaturen i ackumulatortanken

P ger effekten då uppvärmningstemperaturen är på önskad nivå (se 2.4.3, formel 6)

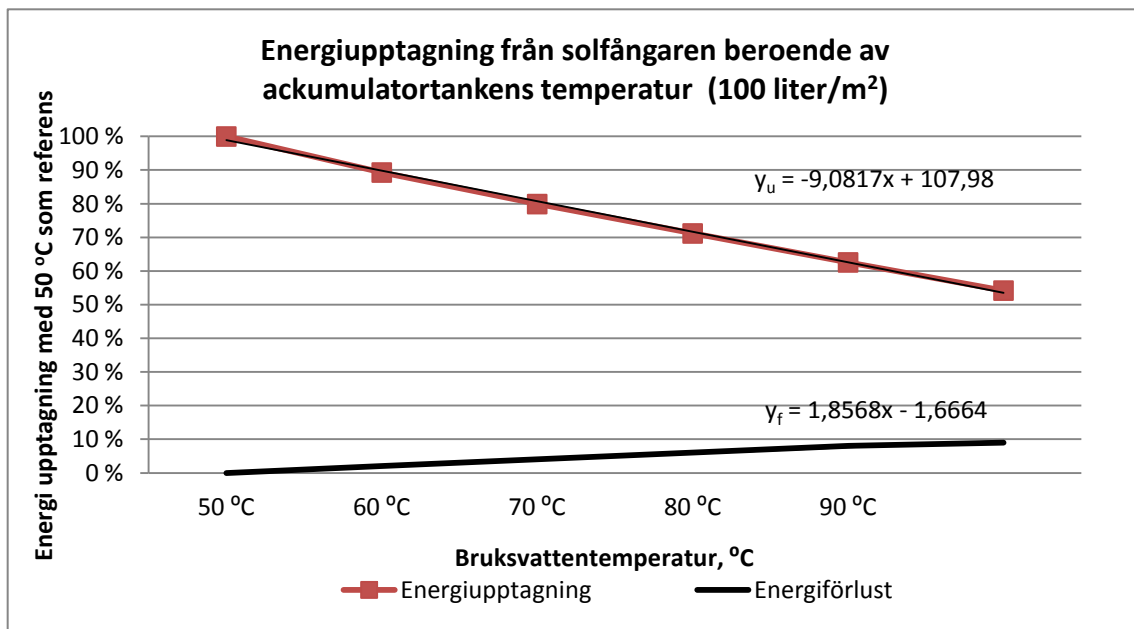
Effektminskningen, P_m , då ackumulatortankens temperatur ökas:

$$P_m = P - P_a \quad (11)$$

Temperaturen i ackumulatortanken, T_{tank} beräknas genom att ta ackumulerad energi, E_{ack} , delat med ackumulatorns lagringskapacitet per temperaturhöjning i grader, E_t (se bilaga 2):

$$T_{\text{tank}} = E_{\text{ack-1}}/E_t \quad (^\circ\text{C})$$

$$E_{\text{ack}} = E_{\text{ack-1}} + P_{\text{ö}} - P_t - P_m \quad (12)$$



Graf 5. Solfångareffektminskning

2.4.7 Solmodul

Värmeväxlare mellan solfångare och köldbärarvätskan kan öka nyttoenergin (se 2.4.2, figur 2). Det ökar COP och belastningen minskar för bergbrunnen. Solfångaren här är optimerad så att den används för att värma vätskorna till önskad nivå så långt effekten räcker till. Räcker inte effekten från solen för att täcka effektbehovet helt används värmepumpen och bergbrunnen till att ta hand om resten.

Att direkt börja använda solmodulen när effekten från solfångaren inte helt räcker till är inte lönsamt. Utan här är det bättre att använda bergbrunnen fram till en viss gräns när det blir mer lönsamt att använda värmepumpen med solmodul och högre COP än direkt uppvärmning och lägre COP från bergbrunnen.

Med hjälp av solmodulen så kan bergbrunnen också tillföras energi. Återladdning görs endast då energin inte annars kan användas och ackumulatorkapaciteten är full samt solfångarna behöver kylas. I beräkningen har en 15 graders temperaturskillnad använts för höjningen av köldbärarvätskan.

Faktorn som används i beräkningarna för när solmodulen börjar användas är $k_m = 0,3$. När effekten från solfångaren sjunker under 30 % av effektbehovet så används alltså solmodulen för att värma köldbärarvätskan. Faktorn har bestämts genom testning av olika värden för att bestämma vad som är lämpligast med hänsyn till elförbrukningen.

Temperaturen i solfångaren beräknas med hjälp av T_s (se 2.4.4)

$$T_s = -0,2479 * (P/A - a - k_1 T_{Ku} - k_2 T_{Ku}^4) - 245,01 \quad (8)$$

Där P/A är effektbehovet per solfångararea minus elförbrukningen för värmepumpen.

Detta översätts alltså till: $(P*(COP-1)/COP)/A$

Solmodulen kan också användas partiellt så att värmepumpen tar en del av energin från solfångaren och en del från bergbrunnen. Detta beräknas med T_{sm} för respektive effekt-del från solfångaren. (se bilaga 3)

2.5 Uppvärmning

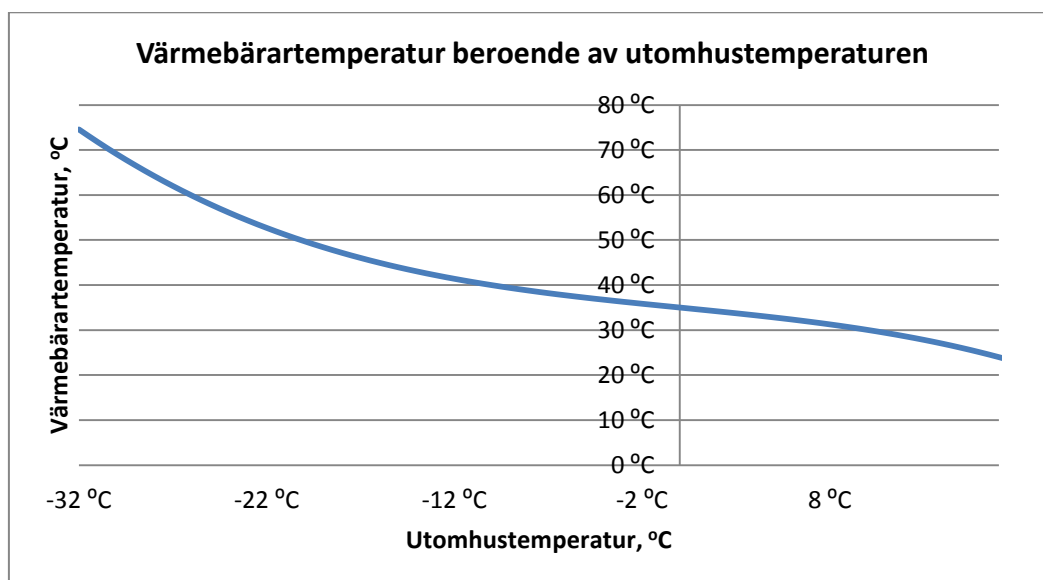
2.5.1 Värmebärartemperatur

Värmebärartemperaturen, T_h , bestäms av utomhustemperaturen. För Nibes värmepumpar bestäms detta av värmekurvan. Det går att välja färdigt programmerade värmekurvor från 1 till 15. Värmebärartemperaturen i den här rapporten har beräknats från värmekurva 9, som är fabriksinställningen för Nibes bergsvärmepumpar. Denna värmekurva används för värmeelement. Med ökad värmekurva ökar framledningstemperaturen. Graf 6 visar hur värmebärartemperaturen är beroende av utomhustemperaturen för värmekurva 9.

Det som inte beaktats i kurvan och i den här undersökningen är att värmepumpens inställning för högsta värmebärartemperatur också begränsar framledningstemperaturen. Nibes värmepump begränsar den högsta framledningstemperaturen till 70 °C, vilket för vald värmekurva uppnås vid -30 °C. Så låga temperaturer varar endast en kort tid under året även för Sodankylä, varför det inte har någon betydelse i beräkningen.

Detta ger:

$$T_h = -0,008T_u^3 - 0,4167T_u + 35 \quad (13)$$



Graf 6. Uppvärmningsvärmebärartemperatur

2.5.2 Effektbehov

Effektbehovet för uppvärmningen beräknas med utomhustemperaturen minus innetemperatur. För värmebehovet kan antas att uppvärmningsbehovet kommer efter att utomhustemperaturen sjunkit under 17 °C (Motiva, 2010). Med det antas alltså att de interna värmelasterna är tillräckliga för att värma fastigheten ner till 17 °C. Efter det krävs det aktiv uppvärmning. Men det här varierar mycket beroende på isolering. Husen har också en tröghet, vilket betyder att det tar en viss tid för huset att reagera på ändringar av utomhustemperaturen. Denna tröghet tas inte tillhänsyn i den här rapporten utan värmebehovet beräknas från den aktuella utomhustemperaturen.

Beräkningarna för värmeförlusterna per grad, P_g , har baserats på ett dimensionerande effektbehov på 1 kW. Detta ger för:

$$\text{Vanda: } P_g = 23,2558 \quad (\text{W/}^\circ\text{C})$$

$$\text{Jyväskylä: } P_g = 20,4081 \quad (\text{W/}^\circ\text{C})$$

$$\text{Sodankylä: } P_g = 18,1818 \quad (\text{W/}^\circ\text{C})$$

Effektbehovet, P_b , beräknas med temperaturskillnaden från den temperaturen som värmebehov uppstår och utomhustemperaturen.

$$P_b = P_g * (17 - T_u) \quad (14)$$

3 METOD

För beräkningarna har Microsoft Excel använts. Figur 12 visar Excel bladet som använts för graferna i resultat. Hur resultatet har beräknats med teorin i kapitel 2 beskrivs mer ingående i det här kapitlet.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	Blad:Värmeförluster				Blad:Klimat		Konstanter		
2	Solfångare per kW dim.effektb.	4	Tempsk:	15	VANTAA	0	k1	4,164	
3	Brine medel T	0	Start solmodul när sol energi <	0,3	JYVÄSKYLÄ	1	k2	0,0098	
4	solångarens ökning av medel brine	0,5	solmodul T under bergbrine T	0	SODANKYLÄ	0	k3	3,542E-09	
5	Brine sommar-vinter skillnad	2	Ackum per solångare	100	Blad:Solv.				
6					Solfångarlutning	42	Solfångarriktning (syd =	0	
7	Resultat				Resultat				
8	Värmekälla	Bergenergi	solångare	solmodul	Elenergi	Total	Återladdning	Sol efter opt.	Anv sol:
9	Bergvärmepump	1862,20			600,31	2462,5067		3381,97	
10	Bergv.p.+solfångare	1316,30	709,92		436,29	2462,5067		3381,97	709,92
11	Bergv.p.+solf.+solm.	1060,12	697,26	285,16	419,97	2462,5067	1797,836239	3381,97	2780,26

Figur 12. Excel resultatblad

3.1 Excel kolumner

Excel tabeller med klimatdata från Vanda, Jyväskylä och Sodankylä från Meteorologiska institutet används (se 2.4.1).

Klimatinformationen är angiven för varje timme över ett genomsnittår.

En kolumn i Excel tabellen består av 8760 timmar och beräkningarna görs för respektive timme.

Klimatinformationen:

Kolumn I_n : direkt strålning på normalyta (W/m^2)

Kolumn I : all strålning horisontal yta (W/m^2)

Kolumn I_d : instrålning av diffust ljus mot horisontell yta (W/m^2)

Kolumn T_u : utomhustemperaturen ($^{\circ}C$)

Markens reflektion se 2.3.3

Kolumn ρ_g : markens reflektion

Inkommandeköldbärartemperatur, T_c , från bergbrunnen beroende av årstiden

Kolumn T_c : inkommande köldbärartemperatur från bergbrunnen

Direktstrålningen (se 2.3.1), diffusstrålningen (se 2.3.2) och markreflekterade strålningen (se 2.3.3) beräknas och summeras för varje timme för . Detta ger I_{β} , all strålning som träffar solfångaren (se 2.3). I_{β} multipliceras med optiska effektiviteten, η , vilket ger a , den absorberade intensiteten (se 2.4.1).

Kolumn a : absorberad intensitet

Solfångareffekten beräknas med P (se 2.4.3):

$$P = A(a - (k_1(T_{Ks} - T_{Ku}) - k_2(T_{Ks}^4 - T_{Ku}^4)))$$

där:

A = vald area på solfångare

a = Kolumn a

$k_1 = 4,164$

$k_2 = 0,0098$

$T_{Ku} =$ Kolumn $T_u + 273,15$

$T_{Ks} =$ önskad solfångartemperatur (bruksvatten temperatur eller värmebärartemperatur, T_h)

$T_h = -0,008T_u^3 - 0,4167T_u + 35$

Kolumn P : solfångareffekt

Effektbehovet för bruksvatten beräknas från dagliga bruksvattenenergibehovet, E_v (se 2.4.5, formel 9). $E_v/24h$ ger effektbehovet för bruksvattnet.

Effektbehov för uppvärmningen beräknas med P_b (se 2.5.2, formel 14)

Kolumn P_b : Effektbehov

Överskott av energi, P_o beräknas med:

Kolumn $P_b -$ Kolumn P ger kvar

Kolumn P_o : Överskott av energi från solfångaren (om negativ), annars kvarvarande effektbehov

COP(ΔT), se 2.1.3, beroende av temperaturskillnaden mellan inkommande köldbärarvätska och utgående värmebärarvätskan.

$\Delta T =$ Kolumn $T_k - (T_{Ks} - 273,15)$

Kolumn COP: COP (ΔT)

Solmodul: Om solfångaren värmer köldbärarvätskan med hjälp av värmepump ändras COP. Temperaturen för köldbärarvätskan med solmodul beräknas med T_{sm} (se 2.4.7)

Kolumn COPs: $COP (T_h \text{ eller önskad bruksvattentemperatur}) - T_{sm}$

Kolumn Ackumulator: E_{ack} (se 2.4.6)

Då ackumulatorn = 0, och solfångareffekten under 30 % av effektbehov så används solmodulen (se 2.4.7). Temperaturen i solmodulen ges då med T_{sm} (se 2.4.4)

Kolumn Temp.Solm: T_{sm}

Då effekten från solfångaren är 30 % eller över jämfört med effektbehovet går energin från solfångaren direkt till användning utan värmepumpen. Den ackumulerade energin räknas här också till direkt solfångarenergi.

då Kolumn $P > 0,3$ Kolumn P_b

Kolumn Solfångarenergi: Om (Kolumn $P \leq$ Kolumn P_b) \rightarrow Kolumn $P +$
Om (Kolumn Ackumulator < 0) \rightarrow Kolumn $P_b -$ Kolumn P

Om (Kolumn $P >$ Kolumn P_b) \rightarrow Kolumn P_b

då Kolumn $P < 0,3$ Kolumn P_b

Kolumn Solfångarenergi: Om (Kolumn Ackumulator < 0) \rightarrow Kolumn P_b

då Kolumn $P < 0,3$ Kolumn P_b och Kolumn Ackumulator = 0

Då $T_{sm100\%} > T_k$ (se bilaga 3)

Kolumn Solmodulenergi: Kolumn $P_b -$ Kolumn $P_b /$ Kolumn COPs

Kolumn Solmodul el: Kolumn $P_b /$ Kolumn COPs

Då $T_{sm50\%} > T_c$ och $T_{sm100\%} < T_c$

Kolumn Solmodulenergi: (Kolumn $P_b -$ Kolumn $P_b /$ Kolumn COPs)/2

Kolumn Solmodul el: (Kolumn $P_b /$ Kolumn COPs)/2

Kolumn Bergenergi: (Kolumn $P_b -$ Kolumn $P_b /$ Kolumn COP)/2

Kolumn Berg el: $(\text{Kolumn } P_b / \text{Kolumn COP})/2$

$$\text{Då } T_{\text{sm}25\%} > T_c \text{ och } T_{\text{sm}100\%} < T_{\text{sm}50\%} < T_c$$

Kolumn Solmodulenergi: $(\text{Kolumn } P_b - \text{Kolumn } P_b / \text{Kolumn COPs})/4$

Kolumn Solmodul el: $(\text{Kolumn } P_b / \text{Kolumn COPs})/4$

Kolumn Bergenergi: $3(\text{Kolumn } P_b - \text{Kolumn } P_b / \text{Kolumn COP})/4$

Kolumn Berg el: $3(\text{Kolumn } P_b / \text{Kolumn COP})/4$

$$\text{Då } T_{\text{sm}10\%} > T_c \text{ och } T_{\text{sm}100\%} < T_{\text{sm}50\%} < T_{\text{sm}25\%} < T_c$$

Kolumn Solmodulenergi: $(\text{Kolumn } P_b - \text{Kolumn } P_b / \text{Kolumn COPs})/10$

Kolumn Solmodul el: $(\text{Kolumn } P_b / \text{Kolumn COPs})/10$

Kolumn Bergenergi: $9(\text{Kolumn } P_b - \text{Kolumn } P_b / \text{Kolumn COP})/10$

Kolumn Berg el: $9(\text{Kolumn } P_b / \text{Kolumn COP})/10$

$$\text{Då } T_{\text{sm}5\%} > T_c \text{ och } T_{\text{sm}100\%} < T_{\text{sm}50\%} < T_{\text{sm}25\%} < T_{\text{sm}10\%} < T_c$$

Kolumn Solmodulenergi: $(\text{Kolumn } P_b - \text{Kolumn } P_b / \text{Kolumn COPs})/20$

Kolumn Solmodul el: $(\text{Kolumn } P_b / \text{Kolumn COPs})/20$

Kolumn Bergenergi: $19(\text{Kolumn } P_b - \text{Kolumn } P_b / \text{Kolumn COP})/20$

Kolumn Berg el: $19(\text{Kolumn } P_b / \text{Kolumn COP})/20$

$$\text{Då } T_{\text{sm}5\%} < T_c$$

Kolumn Bergenergi: $(\text{Kolumn } P_b - \text{Kolumn } P_b / \text{Kolumn COP})$

Kolumn Berg el: $(\text{Kolumn } P_b / \text{Kolumn COP})$

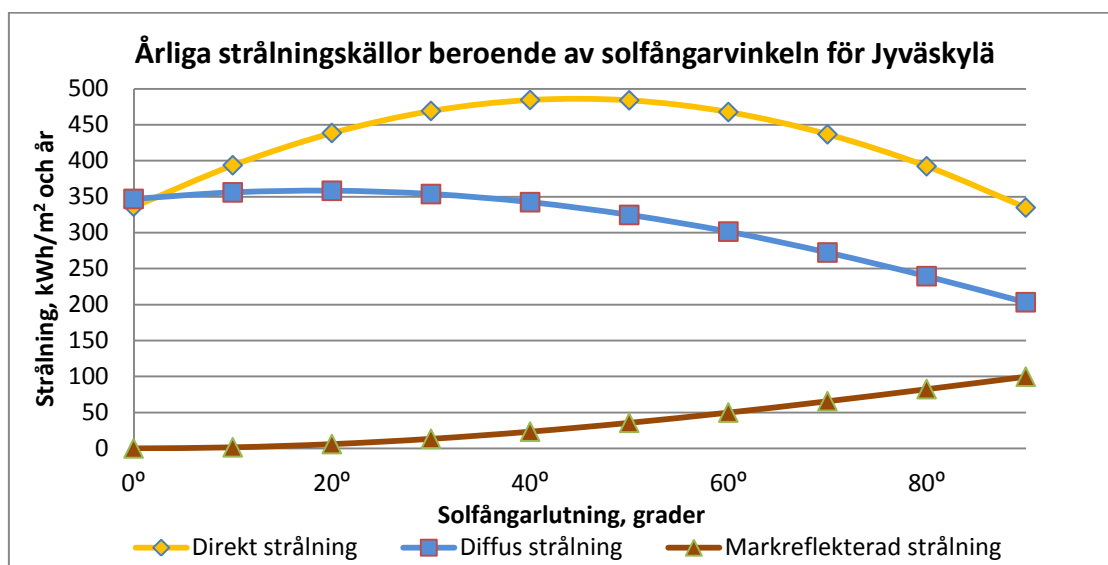
3.2 Excel grafer

Effekterna för solfångarenergi, solmodulenergi, solmodul el, bergenergi och berg el summeras till årets energianvändning för respektive energikälla. Graferna har gjorts genom ändring av solfångarlutning, solfångarriktning, solfångararea, köldbärartemperatur och ackumulatorvolym. Klimatförhållanden har använts för Vanda, Jyväskylä och Sodankylä. (se figur 12)

4 RESULTAT

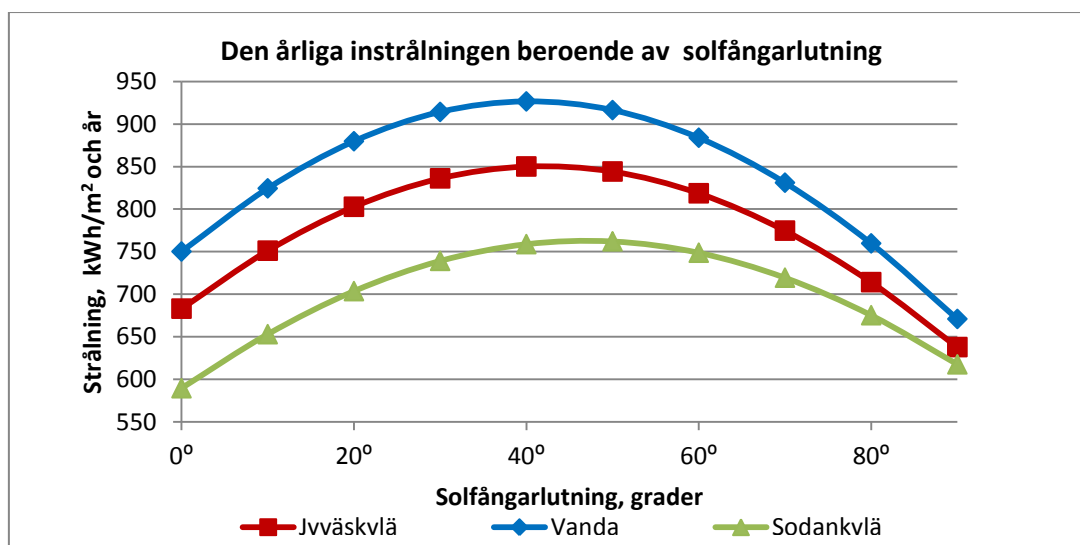
4.1 Solinstrålning

Strålningen till solfångaren kommer från direkt solstrålning, diffusstrålning och markreflektad strålning. Graf 7 visar hur den årliga instrålningen mot absorberaren i solfångaren varierar beroende på dess lutning, då den är riktad mot söder.



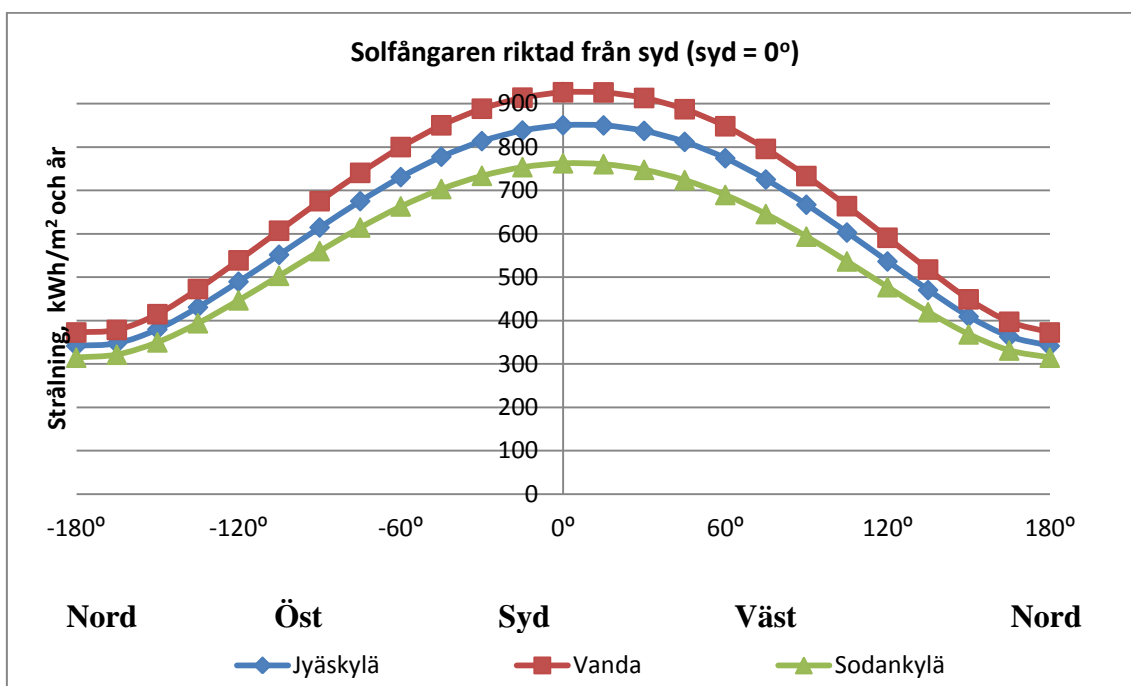
Graf 7. Strålningskällor för Jväsckylä

Den totala årliga strålningen per kvadratmeter mot solfångarens absorberator varierar beroende av solfångarlutningen från horisontalplanet. Graf 8 visar detta samband för Jväsckylä, Vanda och Sodankylä.



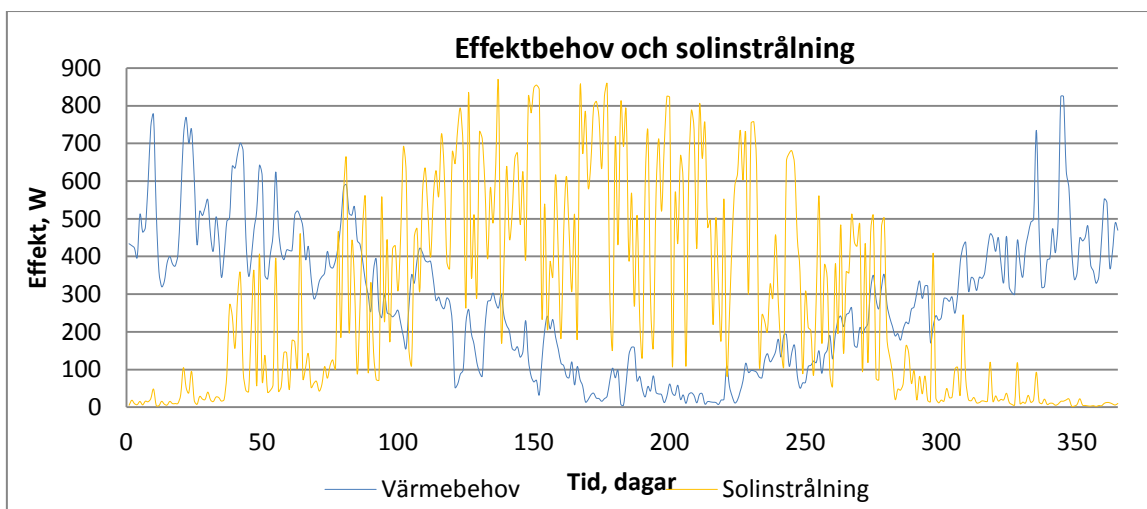
Graf 8. Instrålning beroende av lutning

Från sydriktningen har vi mest solinstrålning. Graf 9 visar detta samband. I graf 9 har solfångaren riktats mot olika väderstreck. Syd = 0°, väst = 90°, öst = -90°, nord = +/- 180°. Solfångarlutningen för Vanda: 40°, Jväskylä: 42° och Sodankylä: 47° används



Graf 9. Solfångarriktning

Effektbehovet för uppvärmning och värmeeffekten från solfångaren varierar under året. Graf 10 visar denna variation då solfångaren är dimensionerad att ge samma värmeeffekt som effektbehovet för Jväskylä. I grafen visas värmebehovet och solinstrålningen till absorbatorn med 45° vinkel rakt mot söder för Jväskylä. Värmebehovet visas för 1 kW dimensionerande effektbehov. Solinstrålningen visas för 3,00 m² solfångararea vilket krävs för att uppnå full återladdning av bergbrunnen.



Graf 10. Effektbehov och solinstrålning

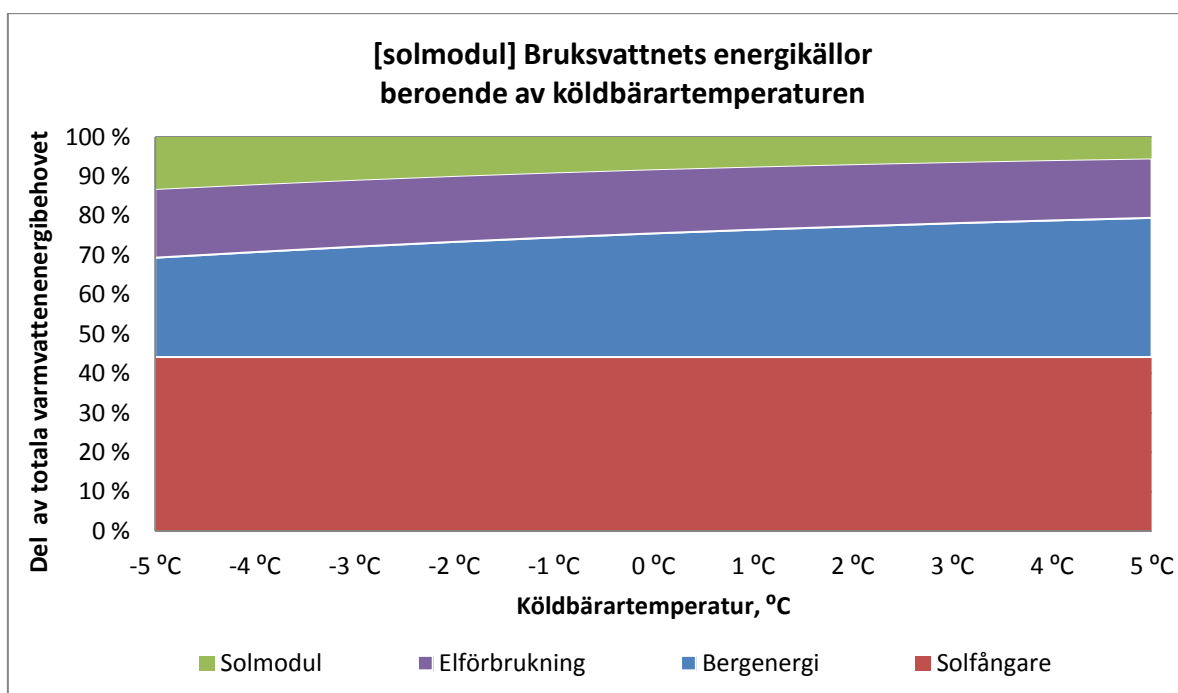
4.2 Solfångare -bruksvattenuppvärmning

För bruksvattenuppvärmningen undersöks här förhållandena för Jyväskylä. Bruksvattenbehovet är samma för Vanda, Jyväskylä och Sodankylä. Jyväskylä resultat kan med graf 8 och 9 användas för en uppskattning av förhållandena i Vanda och Sodankylä.

4.2.1 Energikällor

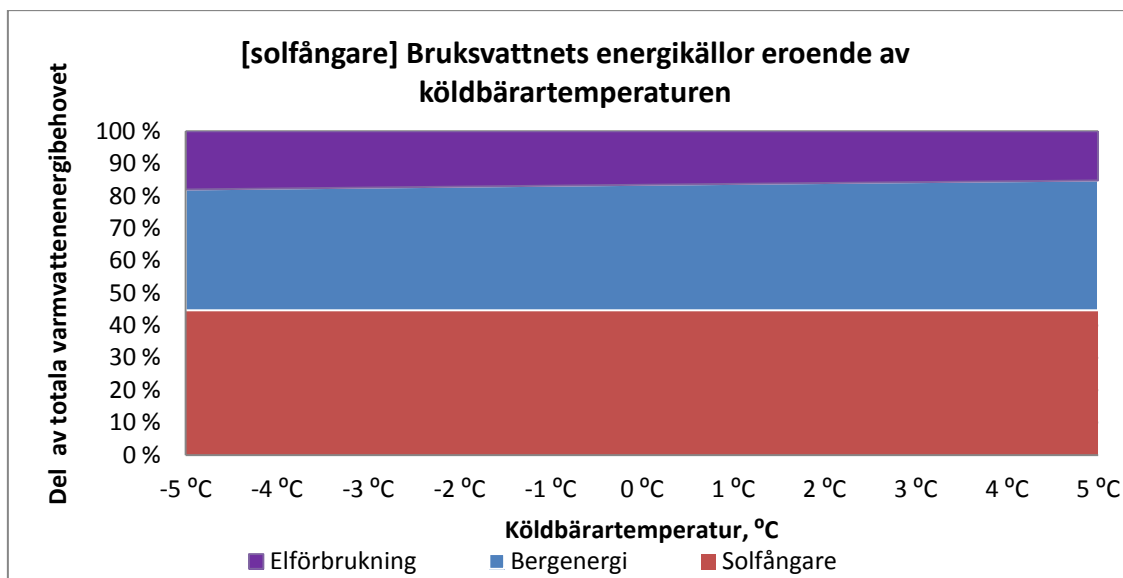
Solinstrålningen till solfångaren kan användas för direkt uppvärmning av värmebäraren (2.2.1, figur 2) eller indirekt uppvärmning med solmodul (2.2.2, figur 3) där solfångaren värmer köldbärarvätskan med värmeväxlare.

I graf 11 har solfångararean 1 m² och 100 liter ackumulator tank per 40 liter dagligt varmvattenförbrukning använts med solmodulen. Energiförbrukningen för de olika energikällorna beroende av köldbärartemperaturen har sedan jämförts.



Graf 11. Bruksvatten: Köldbärartemperaturberoende energikällor

I graf 12 har endast solfångaren använts. Jämförs resultatet med graf 11 ser vi att elförbrukningen är ungefär lika för båda fallen. Det som skiljer är att med solmodulen minskar belastningen på bergbrunnen.



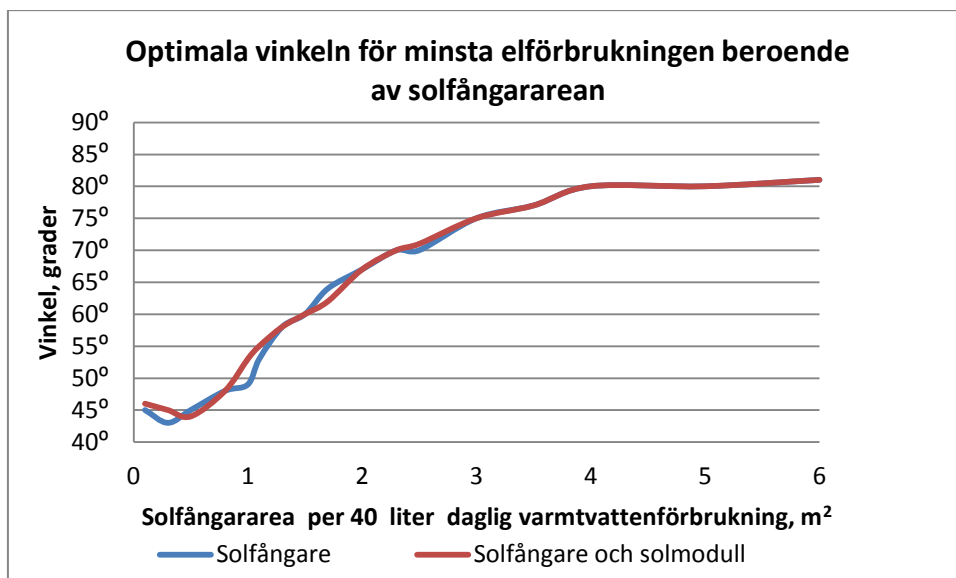
Graf 12. Bruksvatten: Köldbärartemperaturberoende energikällor [solfångare]

4.2.2 Optimal vinkel

Här undersöks den optimala vinkeln beroende av solfångararean, för att nå minsta elförbrukningen.

Graf 13 visar hur den optimala solfångarlutningen är beroende av antalet solfångare per 40 liter varmtbruksvatten. Här har använts att varje person förbrukar 60 liter varmvatten per dag och enligt rekommendationen kan 1,5 m² solfångare dimensioneras per person och 100 liter ackumulatorvolym per kvadratmeter. Detta ger 40 liter bruksvatten och 100 liter ackumulator volym per kvadratmeter solfångare. Här har alltså denna rekommendation undersökts genom att variera solfångararean och ackumulatorvolymen per 40 liter daglig varmvatten förbrukning.

Graf 13 visar att den optimala lutningen beroende av solfångararean är i princip samma för solfångare och solmodul för bruksvattenuppvärmning.

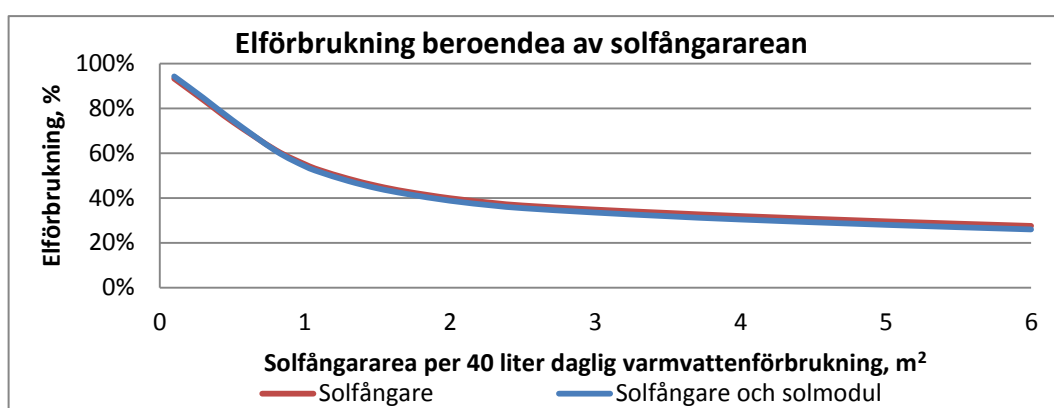


Graf 13. Bruksvatten: Optimal vinkel

4.2.3 Solfångararean

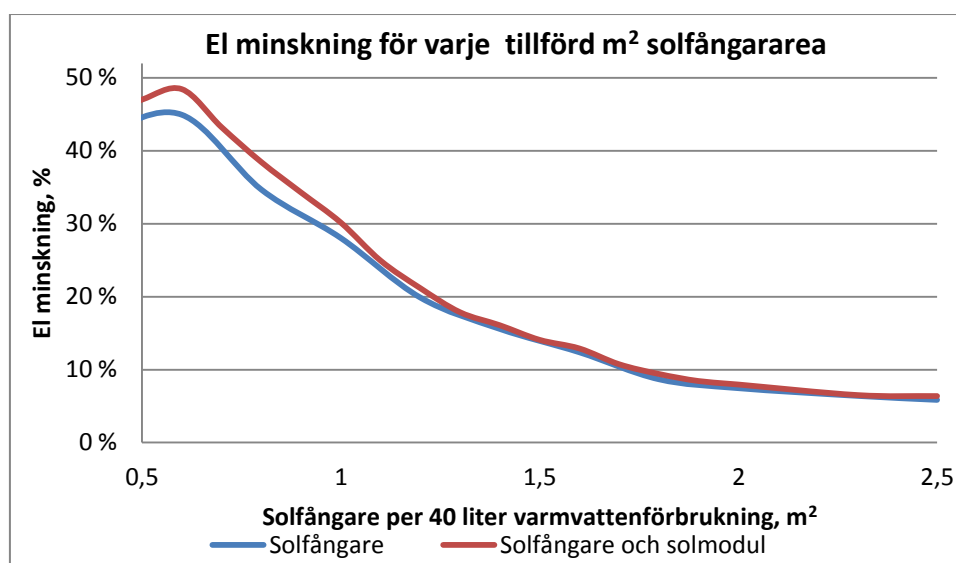
Här har den optimala solfångararean undersökts. I graf 14 har den optimala vinkeln för minsta elförbrukning använts för varje solfångararean (från graf 13) för att beräkna hur elförbrukningen påverkas av solfångararean. Medel köldbärartemperatur hålls vid 0 °C.

Graf 14 visar att den kraftigaste minskningen sker fram till den första kvadratmetern. Det intressanta området här är mellan 0,5 och 2,5 kvadratmeter och undersöks i graf 15.



Graf 14. Bruksvatten: Elförbrukning beroende av solfångararean

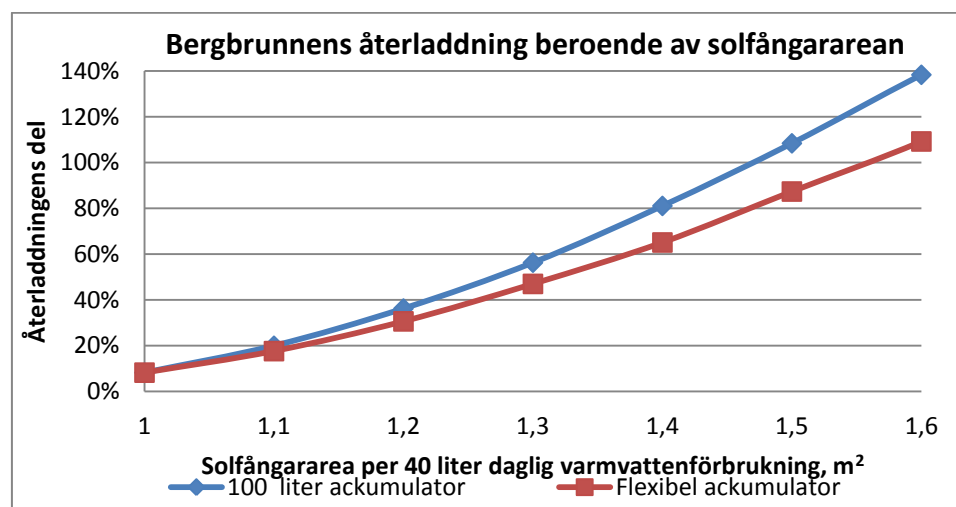
Graf 15 visar hur elförbrukningen minskar för varje tillförd solfångararea.



Graf 15. Bruksvatten: El minskning för varje tillförd solfångararea

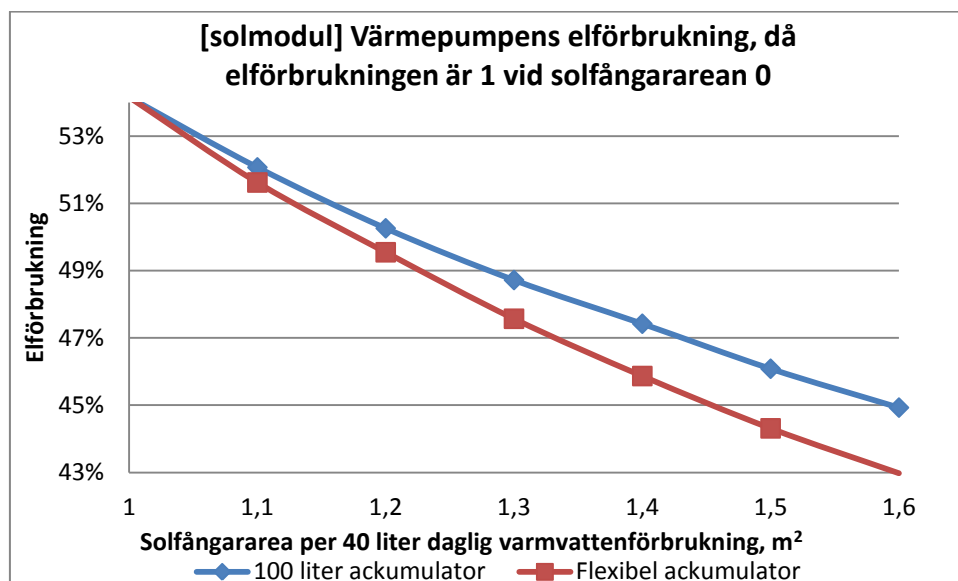
4.2.4 Bergbrunnens återladdning

Med hjälp av solmodulen så kan bergbrunnen tillföras energi genom att köldbärarvätskan värms genom en värmeväxlare från solfångaren. Återladdning görs endast då energin inte annars kan användas och ackumulatorkapaciteten är full då solfångarna behöver kylas. I beräkningen har en 15 graders temperaturskillnad använts för höjningen av köldbärarvätskan och lutningen 42°. Det som jämförs i grafen nedan är om ackumulatorkapaciteten hålls konstant vid 100 liter per 40 liter bruksvattenbehov eller om ackumulatorkapaciteten ökar med solfångararean.



Graf 16. Bruksvatten: Återladdning beroende av solfångararean [solmodul]

Graf 17 har jämförts med elförbrukningen utan solfångare då endast bergbrunnen används som värmekälla.



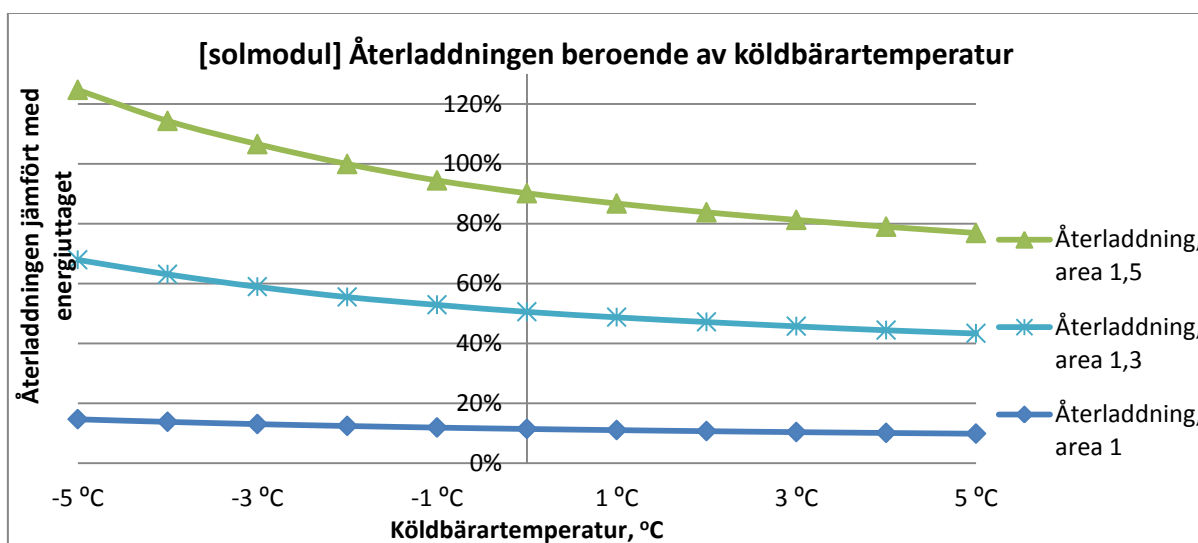
Graf 17. Bruksvatten: Elförbrukning [solmodul]

I graf 18 visas hur återladdningen av bergbrunnen är beroende av den ursprungliga köldbärartemperaturen. För den dagliga varmvattenförbrukningen på 40 liter har olika solfångareareor och ackumulatorvolym jämförts med köldbärartemperaturen:

Återladdning, area 1: 1 m² och 100 liter ackumulatorvolym

Återladdning, area 1,3: 1,3 m² och 130 liter ackumulatorvolym

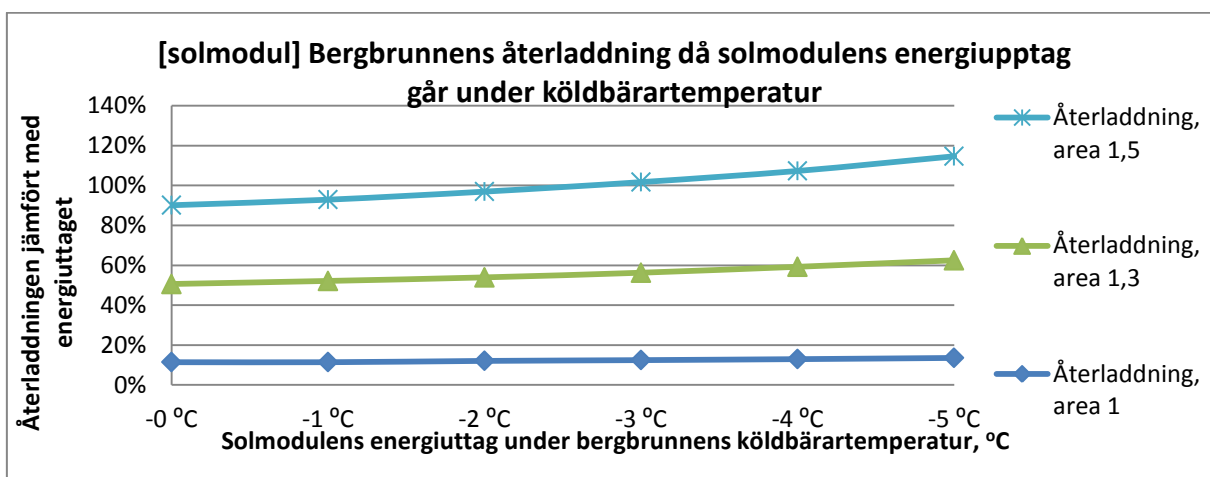
Återladdning, area 1,5: 1,5 m² och 150 liter ackumulatorvolym



Graf 18. Bruksvatten: Återladdning beroende av köldbärartemperatur [solmodul]

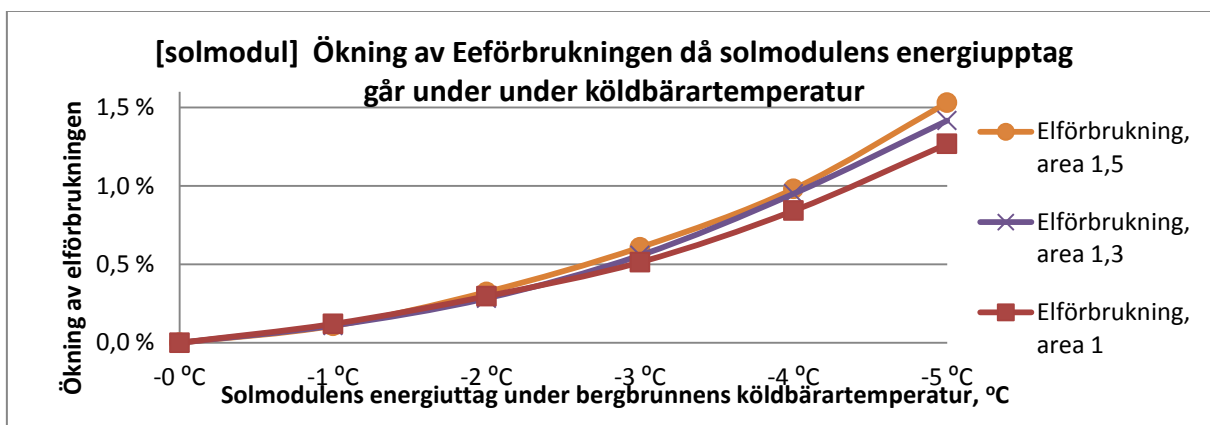
Graf 19 visar hur återladdningen av bergbrunnen kan göras genom att solmodulen används istället för bergbrunnen även om temperaturen i solmodulen går under bergbrunnens köldbärartemperatur. I grafen visas vilken effekt det har på återladdningen beroende på hur många grader under bergbrunnen solmodulen går.

Från graf 19 kan avläsas att om solmodulen används ner till 5 grader kallare än bergbrunnens köldbärartemperatur kan återladdningen ökas med 18 % för 1 m² area, 24 % för 1,3 m² area och 27 % för 1,5 m² area. Men för att det ska bli en märkbar effekt måste återladdningen vara relativt hög till att börja med. Samtidigt kan vi också se från graf 20 att elförbrukningsökningen för de tre fallen är relativt lika, trots att den relativa återladdningsökningen är mycket större för alternativet med area 1,5. Denna metod bör alltså inte användas eftersom då man har som mest nytta av den så behövs den inte.



Graf 19. Bruksvatten: Återladdning då solmodulens temperatur understiger bergbrunnens

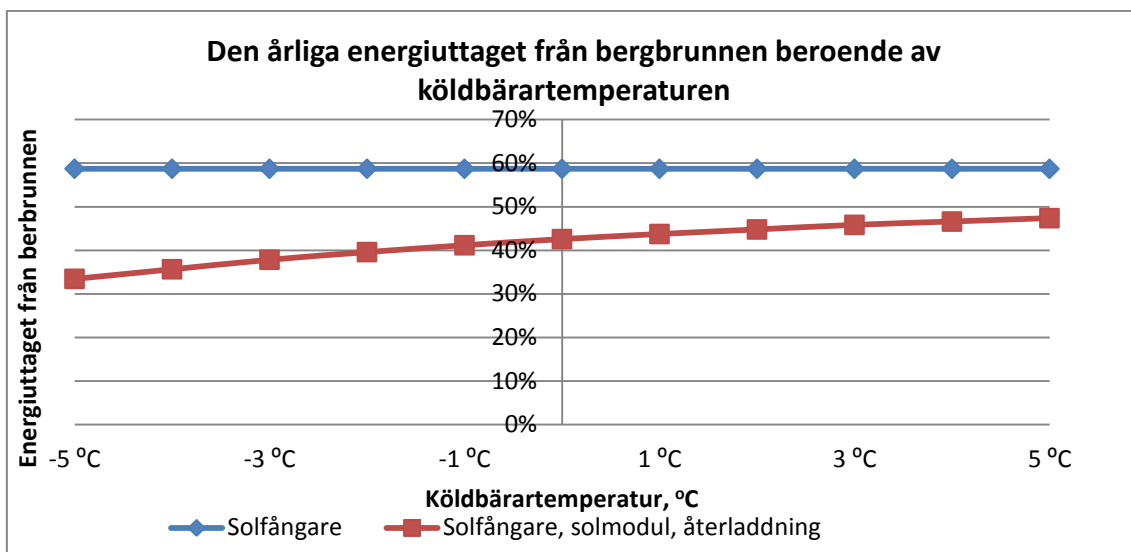
Graf 20 visar hur elförbrukningen ökar i jämförelse med då solmodulen inte går under bergbrunnens köldbärartemperatur.



Graf 20. Bruksvatten: Elförbrukning då solmodulens temperatur understiger bergbrunnens

4.2.5 Bergbrunnens energiuttag

Graf 21 visar den årliga energiuttaget från bergbrunnen beroende av köldbärartemperaturen. Energiuttaget är 100 % utan solfångare. Jämförelse görs om solfångaren används endast för direkt uppvärmning av bruksvatten och då även solmodulen är kopplad till värmepumpen. Solmodulen används även för att återladda bergbrunnen i samband med att solfångarna kyls. Återladdningen tas bort från energimängden som årligen tas ut från brunnen. I graf 21 har beräkningarna gjorts med solfångararean 1 m^2 per 40 liters varmvattenförbrukning för klimatförhållanden i Jväsckylä.⁴²



Graf 21. Bruksvatten (Jväsckylä): Bergbrunnens energiuttag beroende av köldbärartemperaturen

4.2.6 Elförbrukning

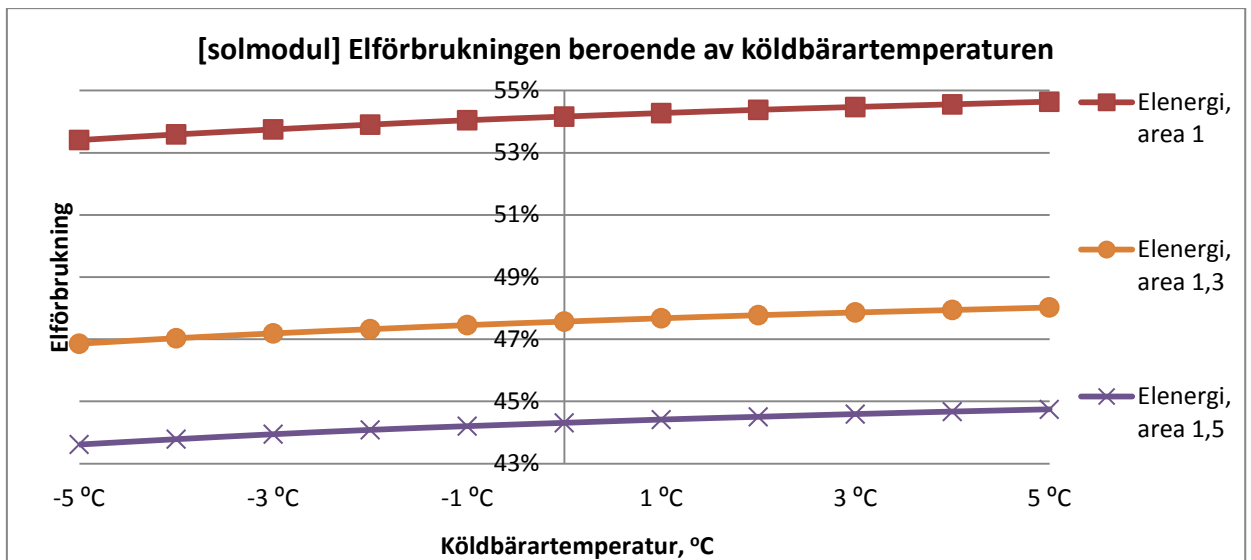
I graf 22 visas hur energiförbrukningen minskar med solfångare och solmodulen då köldbärartemperaturen varierar. Elförbrukningen har jämförts med elförbrukningen utan solfångare och är alltså 100 % då solfångararean är 0.

För den dagliga varmvattenförbrukningen på 40 liter har olika solfångarareor och ackumulatorvolym jämförts med elförbrukningen:

Energi, area 1: 1 m^2 och 100 liter ackumulatorvolym

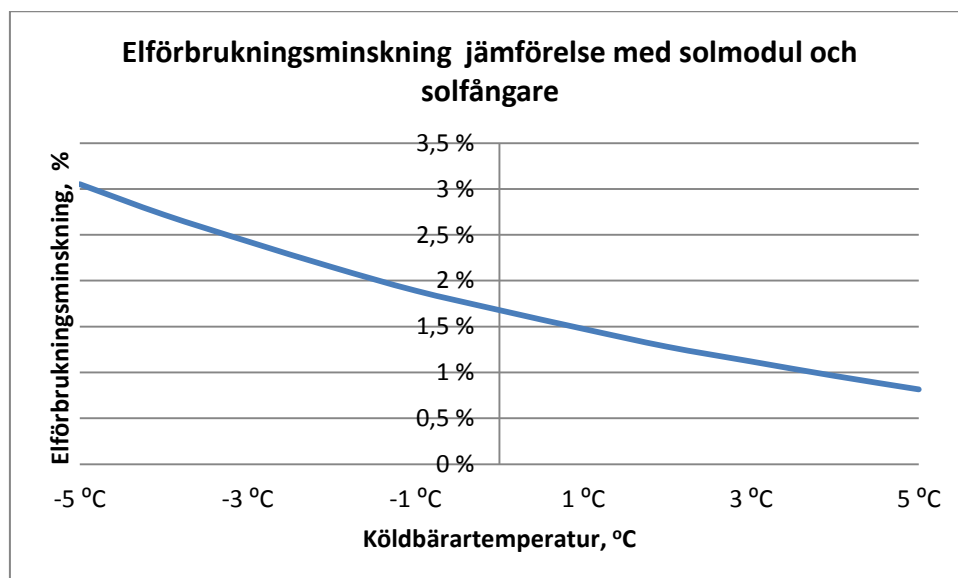
Energi, area 1,3: $1,3 \text{ m}^2$ och 130 liter ackumulatorvolym

Energi, area 1,5: $1,5 \text{ m}^2$ och 150 liter ackumulatorvolym



Graf 22. Bruksvatten (Jyväskylä): Elförbrukning beroende av köldbärartertemperaturen

Graf 23 visar hur elförbrukningen minskar då en solmodul läggs till solfångaranläggningen. Här har en solfångaranläggning med 1 kvadratmeter och 100 liter ackumulatorvolym per 40 liter dagligt bruksvattenbehov använts. Det vi ser i grafen är hur många procent elförbrukningen minskar då solmodulen läggs till i solfångaranläggningen. Vid lägre köldbärartertemperatur sparar en solmodul mer. Besparingen med en solmodul är alltså drygt 2 % mindre elförbrukning i jämförelse med en solfångaranläggning utan solmodul och köldbärartertemperaturen mellan -1 och -2 °C.



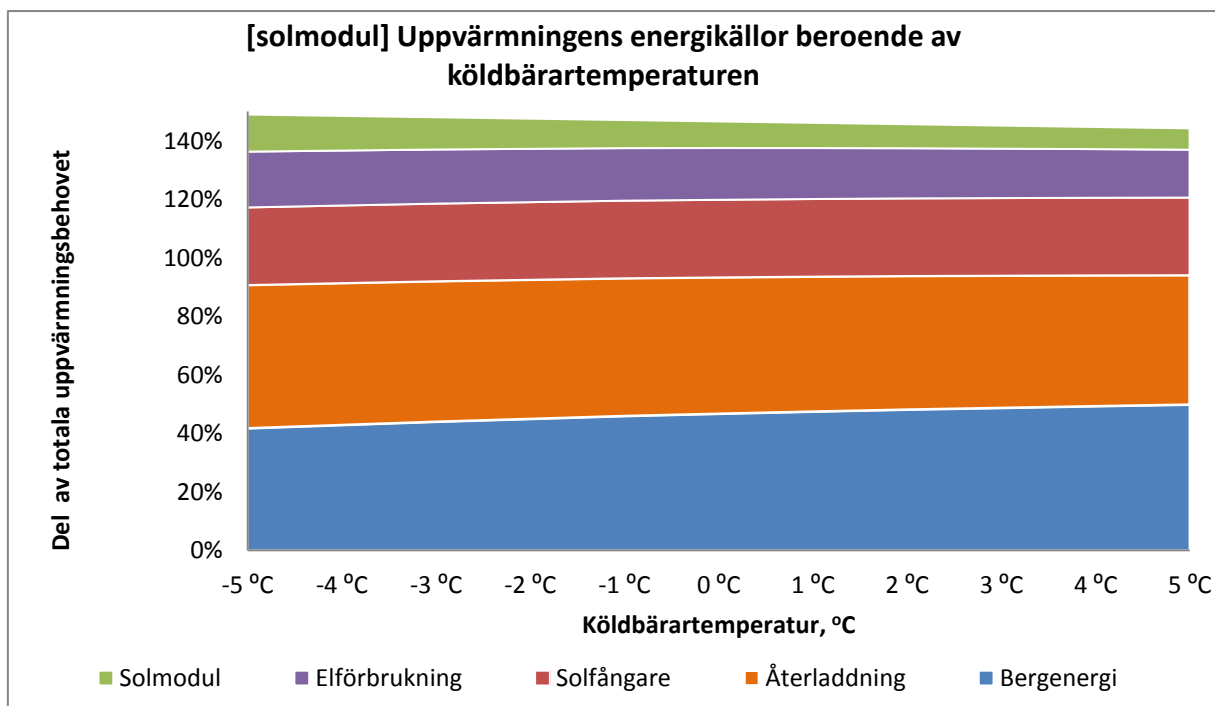
Graf 23. Bruksvatten (Jyväskylä): Elförbrukningsjämförelse solfångare och solmodul

4.3 Solfångare: uppvärmning

4.3.1 Energikällor

Graf 24 visar hur energin från de olika energikällorna varierar med köldbärartemperaturen. Här har solfångararean dimensionerats för full återladdning när köldbärartemperaturen är 0 °C för Jväskylä.

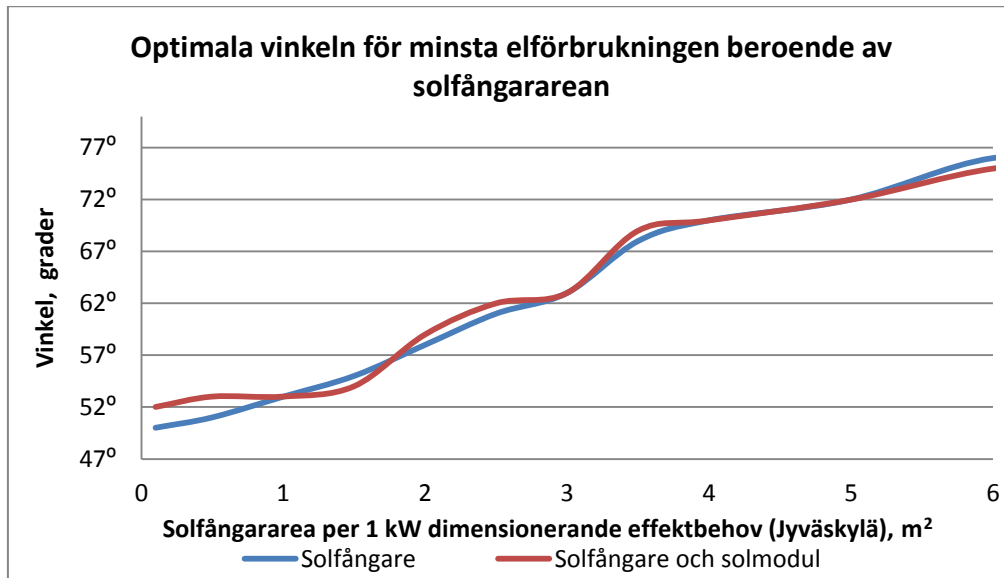
I graf 24 har solfångararean 3 m² och 100 liter ackumulator tank per kW dimensionerad uppvärmningsbehov använts. Energiförbrukningen för de olika energikällorna beroende av köldbärartemperaturen har sedan jämförts. Den totala energiförbrukningen är 1. Återladdningen visas här i proportion till det totala energibehovet. Vid köldbärartemperaturen 0 är återladdningen och energiuttaget från bergbrunnen lika. Detta betyder att återladdningen är 1.



Graf 24. Uppvärmning: (Jväskylä): Köldbärartemperatur beroende energikällor

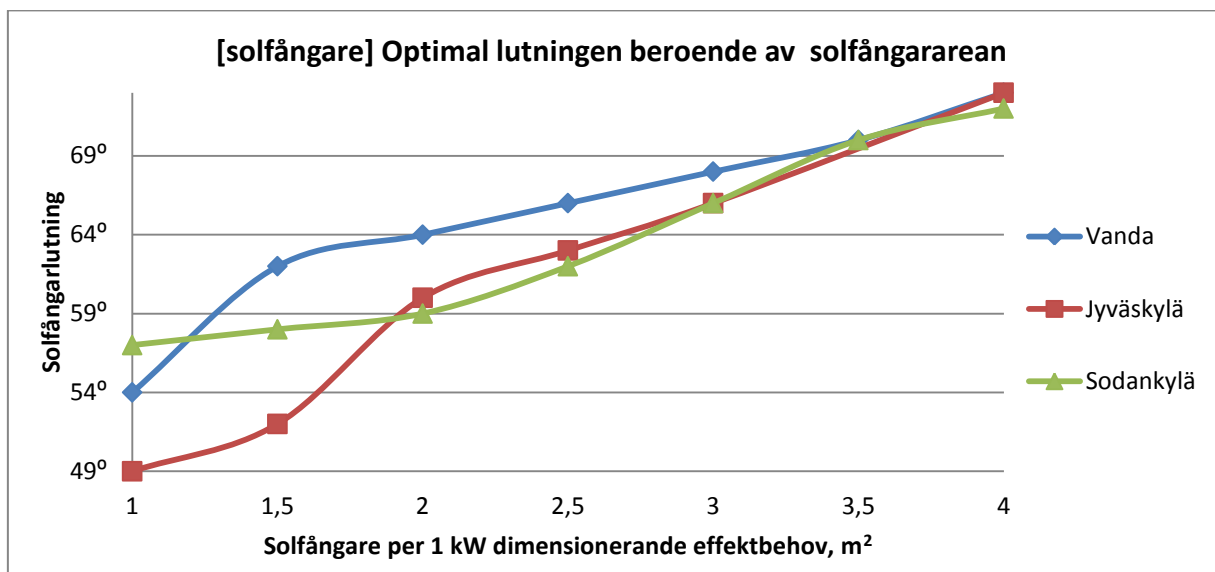
4.3.2 Optimal vinkel

Graf 25 visar hur den optimala vinkeln är beroende av solfångararean per 1 kW dimensionerande effektbehov för Jyväskylä. Den optimala vinkeln för solfångare med och utan solmodul är tillräckligt nära varandra varför den optimala vinkeln i graf 26 endast visas för solfångare utan solmodul.



Graf 25. Uppvärmning: Optimal vinkel

I graf 26 har 100 liter ackumulatorvolym använts för varje kvadratmeter solfångararean. Den optimala vinkeln har beräknats med tanke på minsta elförbrukningen för Vanda, Jyväskylä och Sodankylä.



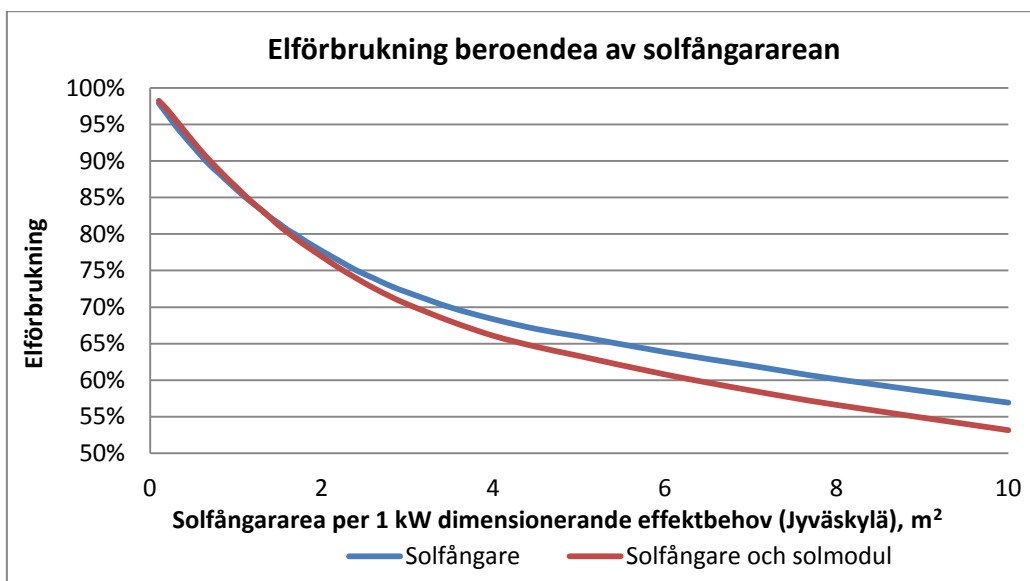
Graf 26. Uppvärmning: Optimal vinkel [solfångare]

4.3.3 Solfångararean

I graf 27 har den optimala vinkeln för minsta elförbrukning använts för varje solfångararea (från graf 26) för att beräkna hur elförbrukningen påverkas av solfångararean. Den inkommande medelköldbärartemperaturen hålls vid 0 °C.

Det vi ser från graf 27 är att den kraftigaste minskningen sker fram till den andra kvadratmetern och att även med 10 kvadratmeter solfångararea per dimensionerande effektbehov (i kW) så kan vi knappt minska elförbrukningen med hälften.

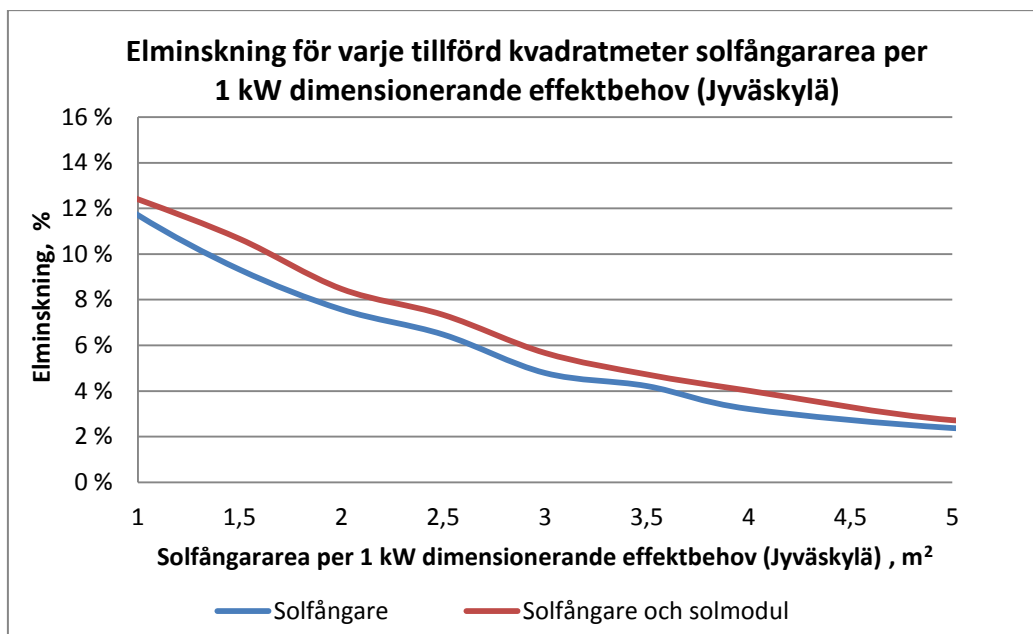
Det intressanta området här är mellan 1 och 3 kvadratmeter. I graf 28 undersöks det närmare.



Graf 27. Uppvärmning (Jväskylä): Elförbrukning beroende av solfångararean

I graf 28 ser vi att en ökning från 1 till 2 kvadratmeter minskar elförbrukningen med ungefär 9 %. Från 2 till 3 minskar elförbrukningen med drygt 6 %.

Eftersom effektbehovet kan vara stort är också tillgängliga ytan en begränsande faktor. Med ett effektbehov på 10 kW och 1 solfångare per kvadratmeter skulle vi få 10 m² solfångararea.

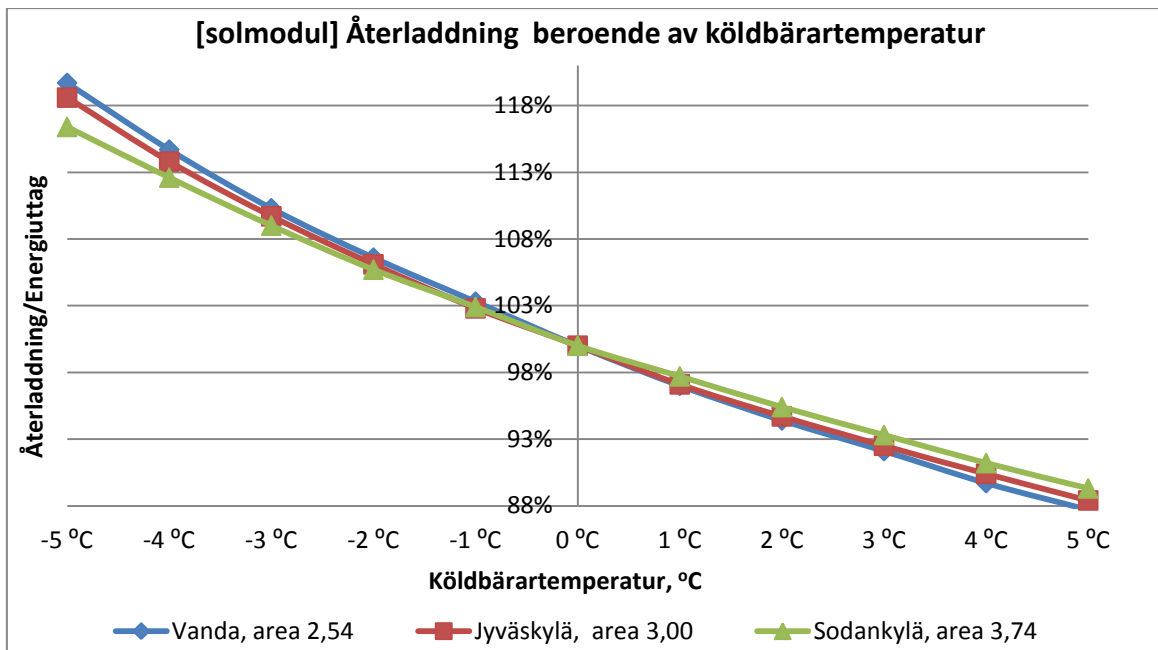


Graf 28. Uppvärmning (Jyväskylä):Elförbrukning beroende av solfångararean

4.3.4 Bergbrunnens återladdning

Graf 29 visar återladdningens kapacitet beroende av den ursprungliga köldbärartemperaturen då optimala solfångararean för full återladdning används. Solfångararean har dimensionerats per 1 kW dimensionerande effektbehov för Vanda, Jyväskylä och Sodankylä. Det dimensionerande effektbehovet har beräknats för de förhållanden som råder på vardera stället. 1 kW effektbehov motsvarar inte samma energimängd för respektive område. För Vanda 40°, Jyväskylä 42° och Sodankylä 48°. Ackumulatorvolymen är konstant 100 liter per dimensionerande kW. Den optimala solfångararean har beräknats för köldbärartemperaturen 0 med återladdningen 1.

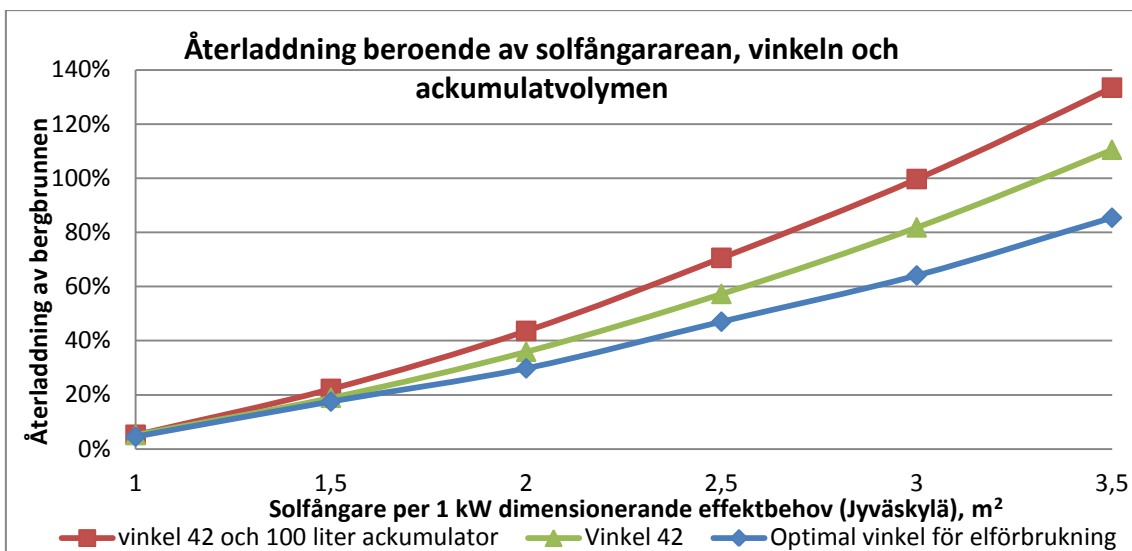
Här har solfångararean 2,54 m²/kW dimensionerande effektbehov använts för Vanda, 3 m²/kW för Jyväskylä och 3,74 m²/kW för Sodankylä.



Graf 29. Uppvärmning: Återladdning beroende av köldbärartemperaturen

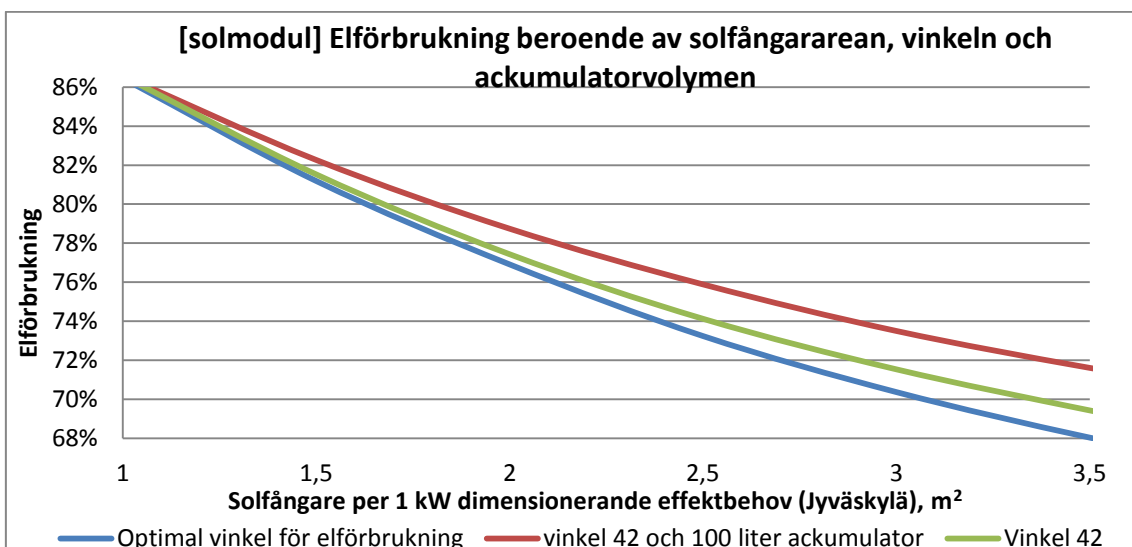
Det som jämförs i graf 30 är om ackumulatorkapaciteten hålls konstant vid 100 liter och vinkeln 45°, vinkel 45° och 100 liter ackumulatorvolym per kvadratmeter solfångare samt optimal vinkel för elförbrukningen och ackumulatorvolymen beroende av solfångarearean.

Från graf 30 ser vi att om ackumulatorvolymen hålls konstant vid 100 liter efter att solfångarearean ökas från 1 m² per kW dimensionerande effektbehov så ger det mer återladdning till bergbrunnen. Men från graf 31 ser vi också att en konstant 100 liters ackumulatortank även ökar elförbrukningen, i jämförelse med om ackumulatorvolymen ökar med solfångarearean. Full återladdning kan fås med 3 m² solfångarearea per dimensionerande kW effektbehov med 45° vinkel och 100 liter ackumulatorvolym. Detta ökar elförbrukningen med 4 % i jämförelse med om optimala förhållanden används för elförbrukningen



Graf 30. Uppvärmning (Jyväskylä): Återladdning beroende av solfångararean

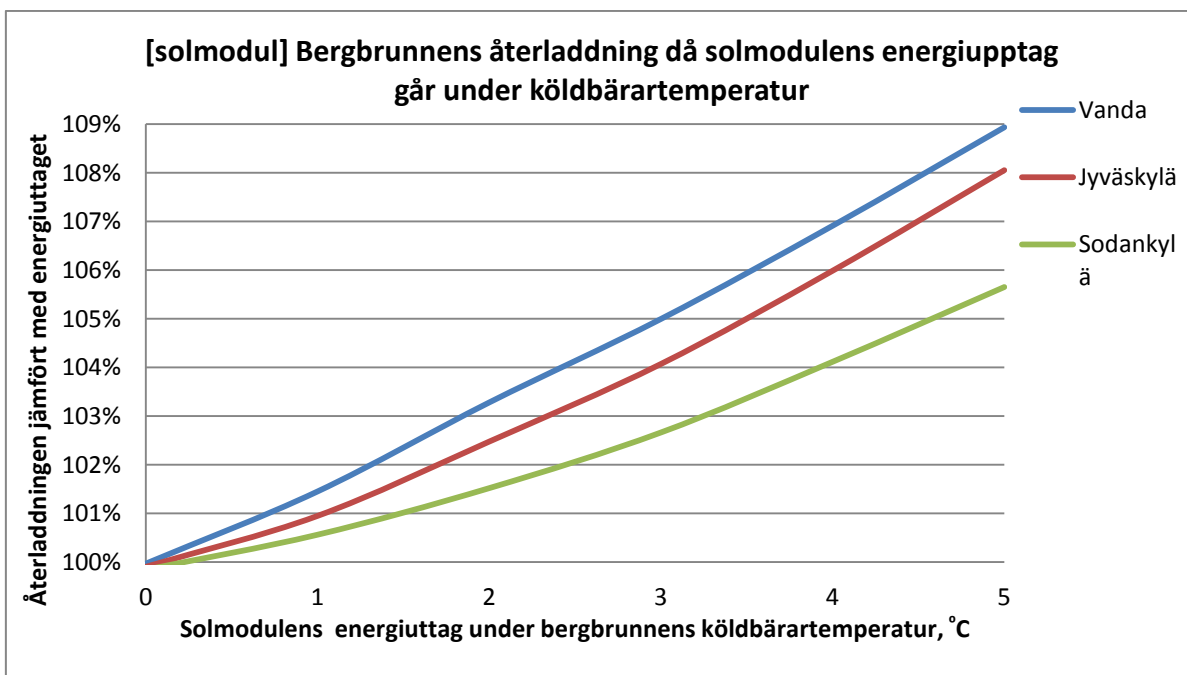
Graf 31 har jämförts med elförbrukningen utan solfångare då endast bergbrunnen används som värmekälla. Utan solfångare är elförbrukningen 100 %.



Graf 31. Uppvärmning (Jyväskylä): Elförbrukning beroende av solfångararean

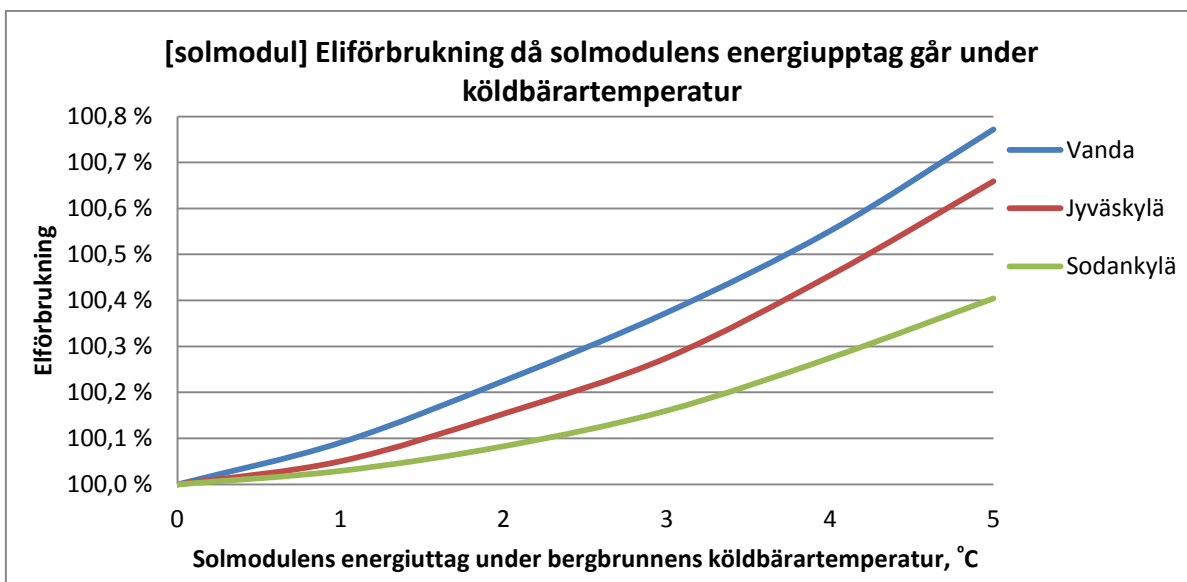
Graf 32 visar hur återladdningen av bergbrunnen kan göras genom att solmodulen används istället för bergbrunnen även om temperaturen i solmodulen går under köldbärarvätskan som kommer från bergbrunnen. I grafen visas vilken effekt det har på återladdningen beroende av hur många grader under bergbrunnens temperatur som solmodulen används. Solfångararean för vardera området har valts så att återladdningen är 1 vid köldbärartemperaturen 0.

För Vanda: 2,54 (40°), Jyväskylä: 3,00 (42°), Sodankylä: 3,74 (48°)



Graf 32. Uppvärmning: Återladdning då solmodulen går under bergbrunnens köldbärartemperatur

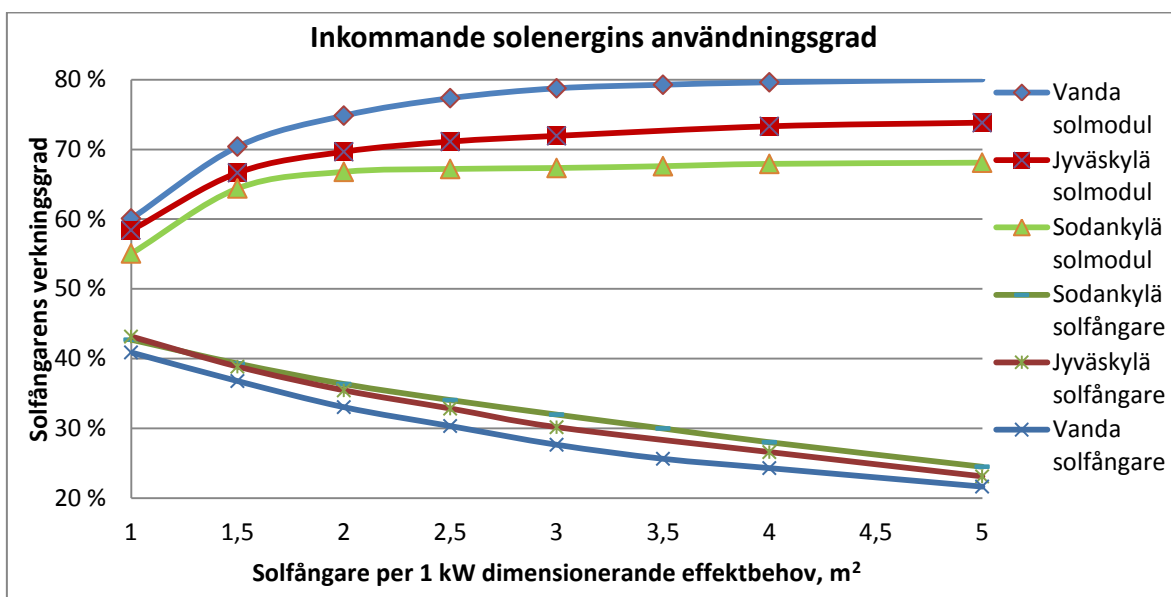
Graf 33 visar hur elförbrukningen ökar i jämförelse med då solmodulen inte går under bergbrunnens köldbärartemperatur då återladdningen är 1 vid köldbärartemperaturen 0.



Graf 33. Uppvärmning: Elförbrukningsökning då solmodulens energiupptag går under bergbrunnens köldbärartemperatur

4.3.5 Solinstrålningens användningsgrad

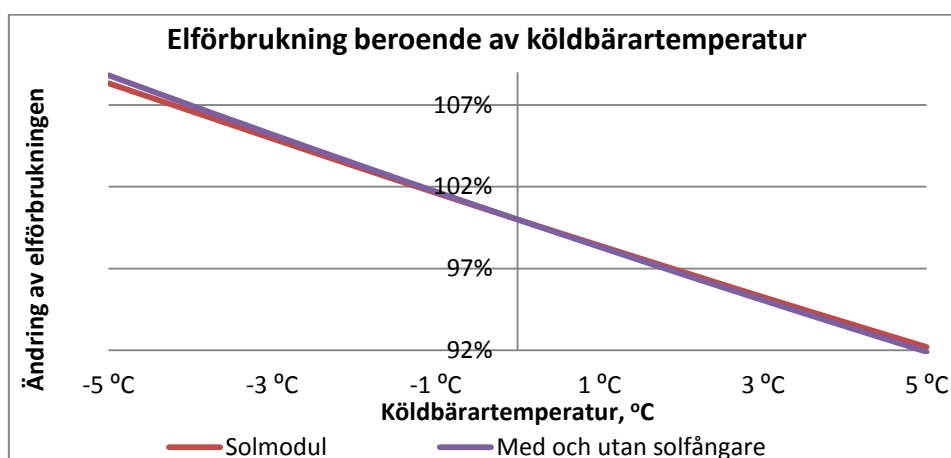
I graf 34 visas användningsgraden av solstrålningen som absorberas i solfångaren. Med solmodulen används överskjutande energi även för återladdning. Med solfångaralternativet i grafen används inte solmodul. Då används också optimala vinkeln för största möjliga energiutbyte (se graf 26). Med solmodul används vinkeln 40° för Vanda, 42° för Jyväskylä samt 48° för Sodankylä.



Graf 34. Uppvärmning: Solenergis användningsgrad

4.3.6 Elförbrukning

I graf 35 visas hur energiförbrukningen ändras då köldbärartemperaturen varierar för värmepumpsanläggning med och utan solfångare samt med solmodul. Elförbrukningen har jämförts med elförbrukningen vid köldbärartemperatur 0.

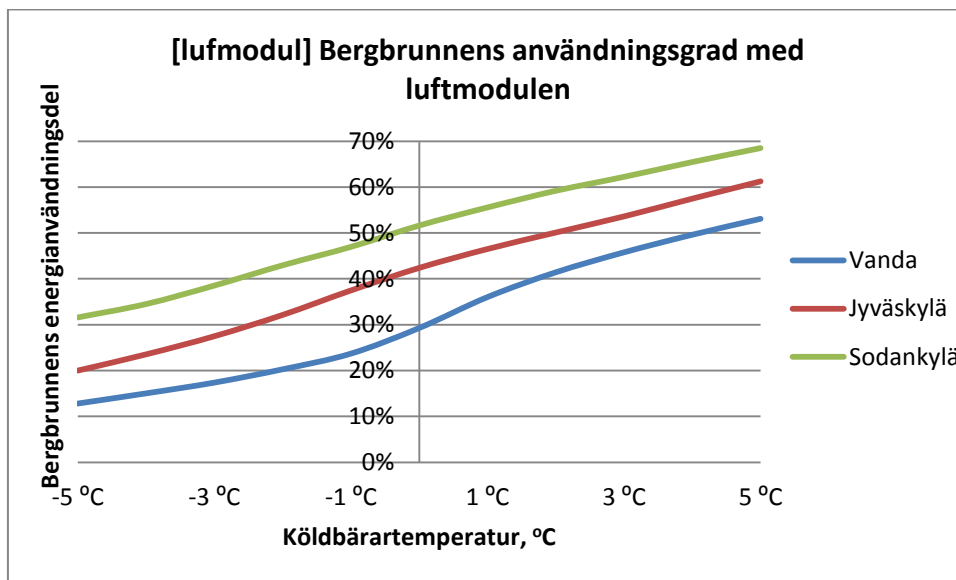


Graf 35. Uppvärmning (Jyväskylä): Elförbrukning beroende av köldbärartemperatur

4.4 Luftmodul: bruksvatten

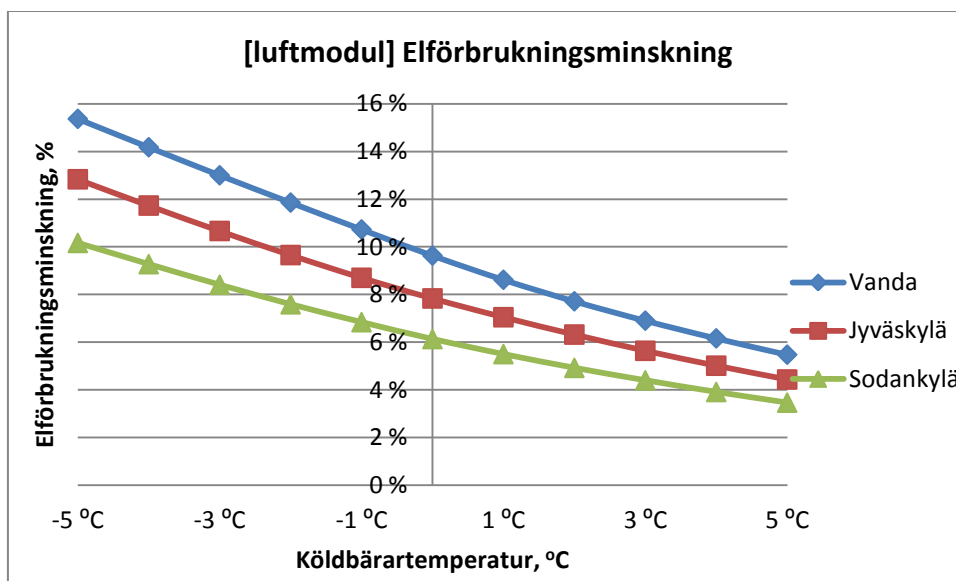
Luftmodulen använder uteluften för att värma köldbärarvätskan då det kan höja temperaturen mer än bergbrunnen (2.4.1, figur 1). Det ökar COP värdet och minskar belastningen på bergbrunnen.

4.4.1 Bergbrunnens energiuttag



Graf 36. Bruksvatten (luftmodul): Bergbrunnens energiuttag beroende av köldbärartemperaturen

4.4.2 Elförbrukning



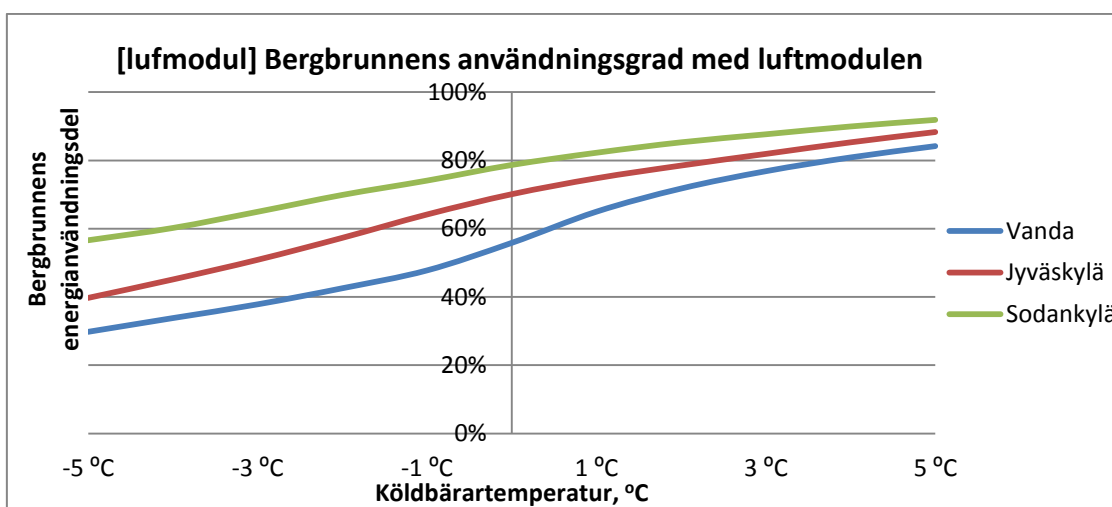
Graf 37. Bruksvatten (luftmodul): Elförbrukning beroende av köldbärartemperaturen

4.5 Luftmodul: uppvärmning

Luftmodulen använder uteluften för att värma köldbärarvätskan då det kan höja temperaturen mer än bergbrunnen. Det ökar COP värdet och minskar belastningen på bergbrunnen.

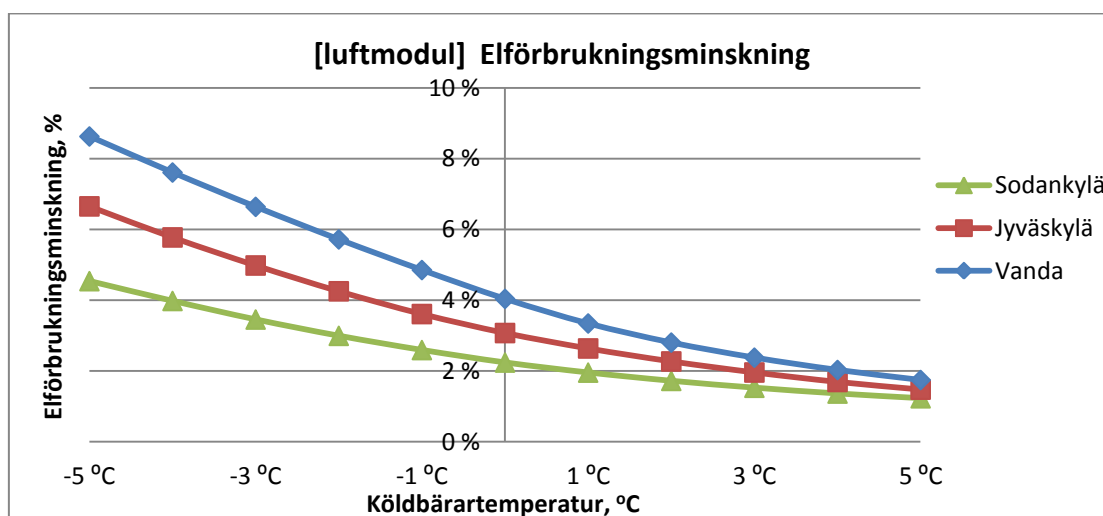
4.5.1 Bergbrunnens energiuttag

I graf 38 visas hur bergbrunnens energiuttag är beroende av köldbärartemperaturen. Energiuttaget från bergbrunnen är 1 utan luftmodul.



Graf 38. Uppvärmning (luftmodul): Bergbrunnens energiuttag beroende av köldbärartemperaturen

4.5.2 Elförbrukning



Graf 39. Uppvärmning (luftmodul): Elförbrukning beroende av köldbärartemperatur

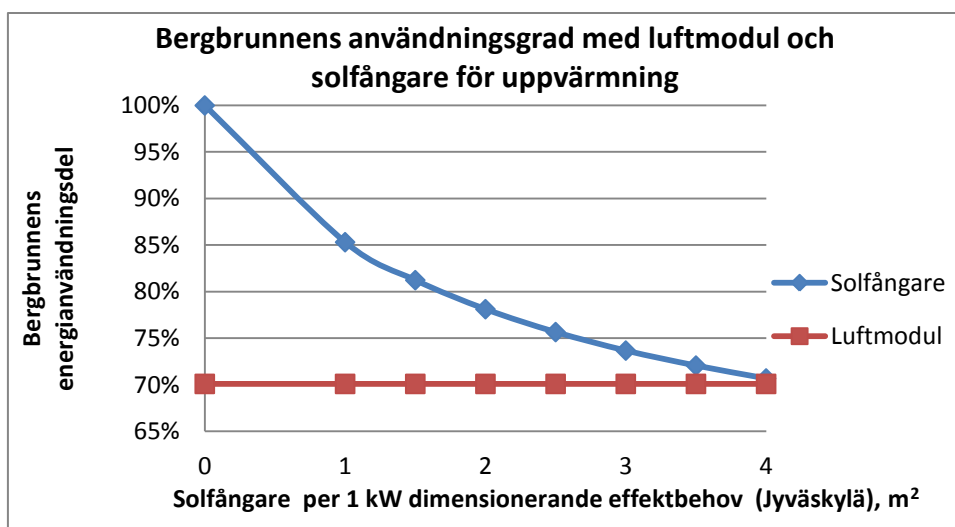
4.6 Jämförelse mellan solfångare och luftmodul

Här görs en jämförelse mellan luftmodulen och solfångaren. Det som jämförs är bergbrunnens belastningsminskning och elförbrukningsminskningen.

Jämförelsen görs med klimatuppgifter från Jväs kylä och då medeltemperaturen på den inkommande köldbärarvätskan från bergbrunnen är 0. Solmodulen beaktas inte här. Luftmodulen här kan öka köldbärarterperaturen till en grad under utomhustemperaturen. Värmebehovsberäkningarna har gjorts efter 1 kW dimensionerande effektbehov för solfångaren och luftmodulen.

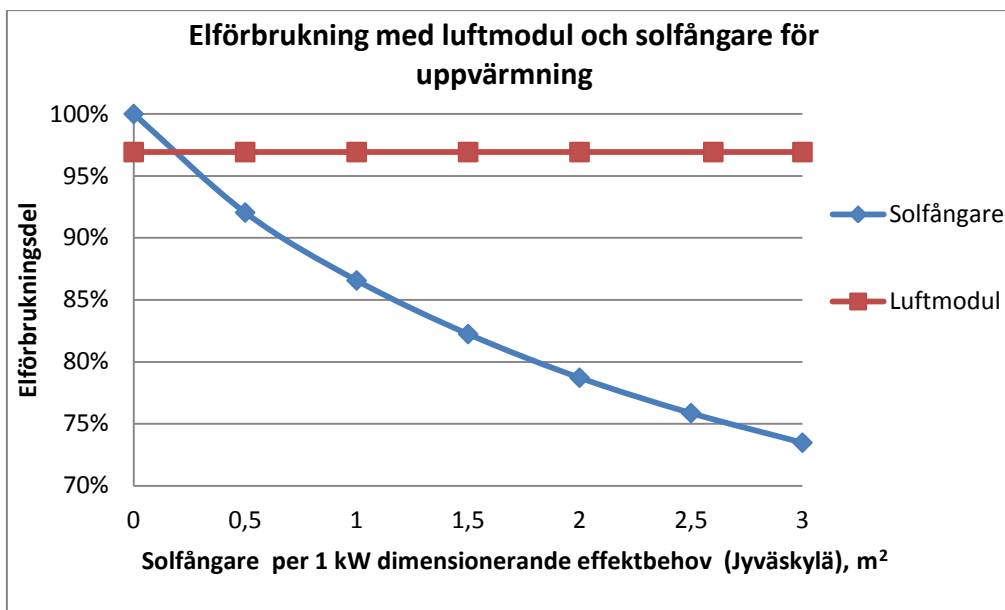
4.6.1 Uppvärmning

Graf 40 visar att för avlastning av bergbrunnens uppvärmningsdel så kan en luftmodul motsvara upp till 4 m² solfångare. Här har använts 100 liter konstant ackumulatorvolym per 1 kW dimensionerande effektbehov med 42° solfångarlutning.



Graf 40. Uppvärmning: Bergenergi jämförelse solfångare och luftmodul

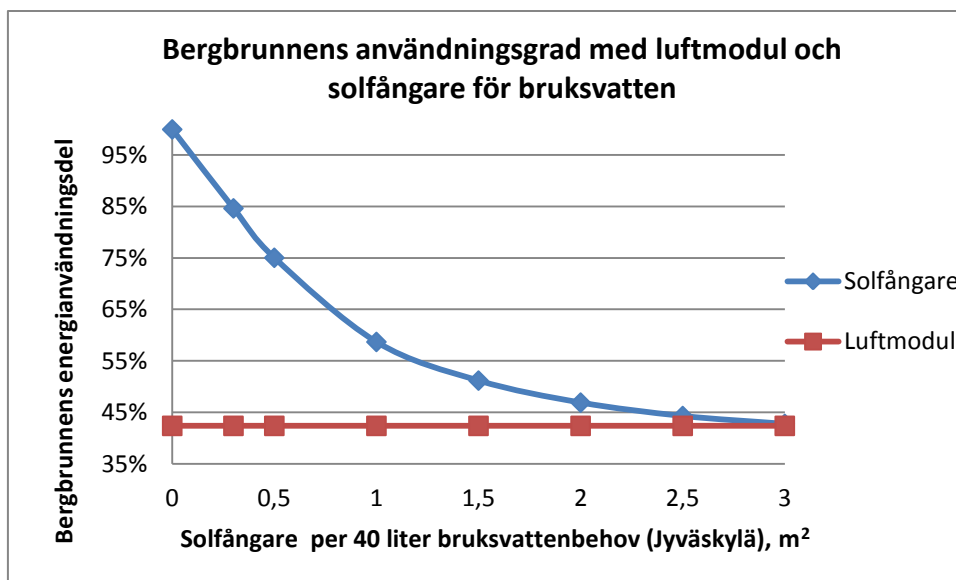
Graf 41 visar att solfångaren minskar uppvärmnings elförbrukning mer än luftmodulen redan efter 0,3 m² solfångarearea.



Graf 41. Uppvärmning: Elförbrukning, jämförelse solfångare och luftmodul

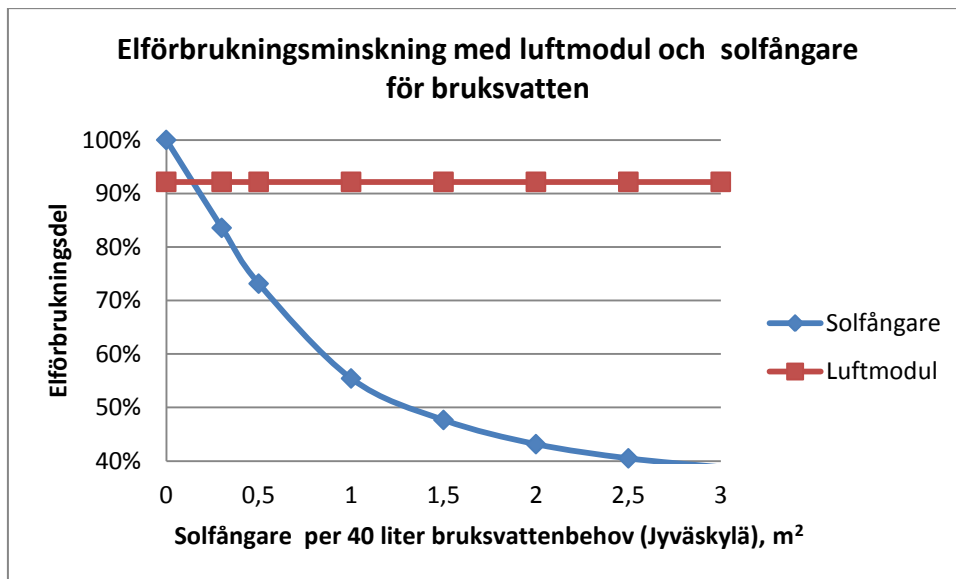
Bruksvatten

Graf 42 visar att för avlastning av bergbrunnens bruksvattenuppvärmningsdel så kan en luftmodul motsvara upp till 3 m² solfångare.



Graf 42. Bruksvatten: Bergenergi, jämförelse solfångare och luftmodul

Graf 43 visar att solfångaren minskar bruksvattenuppvärmningselförbrukningen mer än luftmodulen redan efter 0,3 m² solfångarearea.



Graf 43. Bruksvatten: Elförbrukning, jämförelse solfångare och luftmodul

5 DISKUSSION

Resultatets pålitlighet

Resultatet varierar beroende av klimatmodell och simuleringsätt. Undersökning av två olika klimatmodeller från Stockholm visar en skillnad på utbytet med 9 %, trots att båda ska representera ett normalt år (Ridderstolp, 2011:49). Jämförelse mellan olika simuleringsätt visar skillnader på resultatet med 3 %. (Ridderstolp, 2011:51). Vi kan alltså anta att det finns ett troligt felmarginallängd kring 10 %.

En jämförelse med uppmätta värden från fastigheter med liknande hybridlösningar som undersökts här vore önskvärt. Det finns fastigheter i Finland där olika hybridlösningar använts för värmepumpen. Bland annat i Vasa finns en hybridlösning med jordvärmepump och solmodul. Men det saknas ännu mätningar över en längre period.

Solinstrålning

Graf 8 visar att en solfångarlutning som är inom +/- 20° från den optimala lutningen är tillräckligt för att solfångarinstrålningen ska hålla sig inom 95 % av optimala förhållanden för Vanda, Jyväskylä och Sodankylä. Kurvorna har i princip samma förhållanden med varandra varför en generell formel, K_{β_0} , som beräknar strålningsminskningen beroende av solfångarlutningen kan användas. (se 4.1) Instrålningen för den optimala solfångarlutningen sätts till 1 för K_{β_0} , detta ger följande formel för instrålningen beroende av solfångarlutningen:

$$K_{\beta_0} = -0,0001 \beta_{\text{o-}\beta}^2 - 0,0003 \beta_{\text{o-}\beta} + 1,001 \quad (\text{A})$$

där:

$$\beta_{\text{o-}\beta} = |\text{Optimal solfångarlutning} - \beta|$$

$$\beta = \text{solfångarlutning}$$

Från graf 8 kan också avläsas maxinstrålningen till solfångaren med solfångaren riktad mot syd och optimal lutning:

Vanda: 40° ger 927 kWh/m² per år

Jyväskylä: 42°: ger 850 kWh/m² per år

Sodankylä: 47°: ger 763 kWh/m² per år

Från graf 9 ser vi att den årliga energimängden från solfångaren sjunker högst 5 % om solfångar riktningen hålls mellan -30° och 45° från sydriktningen för Vanda Jyväskylä och Sodankylä. Kurvorna har i princip samma förhållanden med varandra varför en generell formel, K_{R_o} , som beräknar strålningsminskningen beroende av solfångarriktningen kan användas. (se 4.1)

Instrålningen för den optimala solfångarriktningen sätts till 1 för K_{R_o} , detta ger följande formel för instrålningen beroende av solfångarriktningen:

$$K_{R_o} = -0,00003 R^2 + 0,0004 R + 0,9978 \quad (\text{B})$$

där: -90 (öst) $\leq R \leq 90$ (väst) och för sydriktningen är $R = 0$

Från graf 8 får vi formel K_{β_o} (A) och graf 9 formel K_{R_o} (B). Dessa ger hur stor del av energin som är kvar då solfångarlutningen och riktningen skiljer sig från optimala förhållanden. Då energin är 1 för optimala förhållanden ger K_o kvarvarande energin då solfångarlutningen (β) och solfångarriktningen (R) skiljer sig från optimala förhållanden.

$$K_o = K_{\beta_o} K_{R_o} = (-0,0001\beta_{o-\beta}^2 - 0,0003\beta_{o-\beta} + 1,001) * (-0,00003R^2 + 0,0004R + 0,9978) \quad (\text{C})$$

där:

$$\beta_{o-\beta} = |\text{Optimal lutning} - \beta|$$

$$R = \text{solfångarriktning}$$

$$-90 \text{ (öst)} \leq R \leq 90 \text{ (väst)}$$

Tanken med formel K_o (C) är att snabbt och enkelt kunna göra en överslagsberäkning av hur mycket mindre solinstrålning solfångaren får då optimala förhållanden inte råder.

Bruksvatten

Bruksvattenuppvärmningen har gjorts för förhållandena i Jyväskylä. Graf 8 och graf 9 kan användas till att översätta resultatet för Jyväskylä till Vanda eller Sodankylä. Dessa grafer visar att med Vanda klimatförhållanden erhålles 9 % bättre förhållande respektive 10 % sämre för Sodankylä. (se 4.1 och 4.2)

Från graf 11 och 12 ser vi att solmodulen i princip inte sänker elförbrukningen. Istället avlastar den bergbrunnen. Avlastningen ökar då köldbärartemperaturen från bergbrunnen sjunker. (se 4.2.1)

Graf 13 visar att den optimala lutningen beroende av solfångararean för med och utan solmodul är i princip samma. (se 4.2.2)

Graf 15 visar att 1 m² solfångare per 40 liter varmt bruksvatten kan vara en lämplig summa att använda, utan återladdningen av bergbrunnen i åtanke. Detta ger att 0,025 m² solfångare per liter varmtbruksvatten är en rimlig dimensionering. (se 4.2.3) Graf 13 ger att en optimal lutning för denna dimensionering är ungefär 50° (se 4.2.2).

Graf 16 visar att om ackumulatorvolymen hålls konstant vid 100 liter efter att solfångararean ökas från 1 m² per 40 liter daglig varmvattenförbrukning så räcker 1,47 m² för full återladdning. Med flexibel ackumulator (100 liter/ m²) behövs 1,55 m² för full återladdning. (se 4.2.4) Detta ger:

A) För 2,5 liter ackumulatorvolym per 1 liter varmtbruksvattenförbrukning behövs 0,037 m² solfångare för varje liter varmtbruksvatten.

B) För 100 liter ackumulatorvolym per 1 m² solfångararea behövs 0,039 m² solfångare för varje liter varmtbruksvatten.

Där graf 17 visar att alternativ A medför 5 % högre elförbrukning än alternativ B vilket motsvarar 2,5 % om jämförelse görs med bergvärmepumpsanläggningen utan solfångare.

Från graf 18 kan avläsas att när återladdningen av bergbrunnen ligger kring 10 % av uttaget är återladdningen 50 % högre för -5 °C medeltemperaturen på köldbäraren än för 5 °C. Motsvarande siffror för 50 % återladdning är 57 % och för 90 % återladdning är den 62 %. För -2 °C är återladdningen 11 % högre än för 0 °C. (se 4.2.4)

Solfångararea behov för full återladdning beroende av den inkommande köldbärarvätskans årsmedeltemperatur, T_{cm} kan beräknas med formel för bruksvatten återladdning för Jyväskylä, F_{baj} :

$$F_{baj} = -0,0009 * T_{cm}^2 + 0,0017 T_{cm} + 0,039 \text{ (från graf 16 och 18)}$$

Graf 23 visar att om en solmodul läggs till en solfångaranläggning så kan den aktuella elförbrukningen minska mellan 1 och 3 % beroende av bergbrunnens medelköldbärartemperatur. (se 4.2.6)

Graf 42 visar att en luftmodul kan minska energiuttaget från bergbrunnen upp till 58 %. För att nå motsvarande med solfångare krävs det 3 kvadratmeter solfångare per 40 liter varmt bruksvatten. (se 4.6.1) Detta visar att en luftmodul med fördel kan användas för att minska belastningen på bergbrunnen. Graf 42 visar att en luftmodul kan spara upp till 8 % av elförbrukningen. Det motsvarar 0,2 kvadratmeter solfångare per 40 liter varmt bruksvatten. Detta visar att en luftmodul inte i första hand bör användas för att minska på elförbrukningen.

Från graf 42 och 43 får vi alltså att en luftmodul är bra för att avlasta bergbrunnen och en solfångare är bra för att minska på elförbrukningen.

Uppvärmning

Graf 25 visar att den optimala vinkeln beroende av solfångararean för solfångare med och utan solmodul är i princip lika (se 4.3.2)

Graf 28 visar att det inte finns någon lämplig gräns för solfångararean med hänsyn till elförbrukningsminskningen beroende av solfångararean. (se 4.3.3)

Från graf 29 kan avläsas att när återladdningen av bergbrunnen är 100 % vid köldbärartemperaturen 0 °C så är återladdningen 30 % högre vid -5 °C köldbärartemperatur än för 5 °C. (se 4.3.4)

Solfångararea behov för full återladdning beroende av den inkommande köldbärarvätskans årsmedeltemperatur, T_{cm} kan beräknas med formel $F_{uå}$:

$$\text{Vanda: } F_{uås} = 0,0718 * T_{cm} + 2,54$$

$$\text{Jyväskylä: } F_{uåj} = 0,08 * T_{cm} + 3,00$$

$$\text{Sodankylä: } F_{uås} = 0,0896 * T_{cm} + 3,74$$

Graf 30 och 31 visar att om optimala vinkeln för minsta elförbrukning ändras till 45° och ackumulatorvolymen till 100 liter per dimensionerande kW effektbehov istället för 100 liter per kvadratmeter solfångararea så kan återladdningen ökas med 52 % till priset av elförbrukningshöjning med 4 %. (se 4.3.4)

Graf 34 visar att med solmodul så kan mer energi från solfångaren användas och med återladdning kommer den använda energin att öka per solfångare då solfångararean ökar. (se 4.3.5)

Graf 35 visar att elförbrukningsändringen beroende av köldbärartemperaturen har i princip samma proportion med och utan solmodul samt även med endast bergvärme. Från grafen kan utläsas att elförbrukningen minskar i snitt med 1,65 % för varje temperaturhöjning av köldbärartemperaturen. (se 4.3.6)

Graf 40 visar att en luftmodul kan minska energiuttaget från bergbrunnen med upp till 30 %. För att nå motsvarande med solfångare krävs det 4 kvadratmeter solfångare per dimensionerande effektbehov. Detta visar att en luftmodul med fördel kan användas för att minska belastningen på bergbrunnen. Graf 41 visar att en luftmodul kan spara upp till 3 % av elförbrukningen. Det motsvarar 0,3 kvadratmeter solfångare per dimensionerande effektbehov. Detta visar att en luftmodul inte i första hand bör användas för att minska på elförbrukningen. (se 4.6.1)

Från graf 40 och 41 får vi alltså att en luftmodul är bra för att avlasta bergbrunnen och solfångaren är bra för att minska elförbrukningen.

6 SLUTSATSER

Som svar på frågorna i 1.4 får vi alltså att:

1. För den optimala lutningen och lämpliga solfångararean kan graf 13 och 15 användas för bruksvatten samt graf 25 och 28 för uppvärmning. Vi ser också att den optimala solfångarlutningen är i princip samma både med och utan solmodul. Används solmodulen för återladdning kan graf 30 och 31 användas för bedömning av lämplig vinkel och ackumulatorvolym.

Om solfångaren inte är riktad eller lutad optimalt kan formel K_o användas för att beräkna energiminskningen till solfångarens absorbatör jämfört med om optimala förhållanden råder.

$$K_o = (-0,0001\beta_{o-\beta}^2 - 0,0003\beta_{o-\beta} + 1,001)*(-0,00003R^2 + 0,0004R + 0,9978)$$

där:

$$\beta_{o-\beta} = |\text{Optimal lutning} - \beta|$$

$$R = \text{solfångarriktning}$$

$$-90 \text{ (öst)} \leq R \leq 90 \text{ (väst)}$$

2. För bruksvatten är 0,025 m² solfångare per liter dagligt varmt bruksvattenförbrukning en rimlig dimensionering (se graf 15) med solfångarlutningen 50° riktad mod syd. Detta då solfångaren inte används för återladdning. För uppvärmningssyften kan graf 28 och 34 användas för egen bedömning på lämplig area.

För att beräkna solfångararean som behövs för full återladdning av bergbrunnens energibehov i Vanda, Jyväskylä och Sodankylä kan formel $F_{b\grave{a}}$ för bruksvatten och $F_{u\grave{a}}$ för uppvärmning användas. Där T_{cm} står för den inkommande köldbärarvätskans årsmedeltemperatur.

	Bruksvatten
Vanda	$F_{b\grave{a}v} = 1,09(-0,0009*T_{cm}^2 + 0,0017 T_{cm} + 0,039)$
Jyväskylä	$F_{b\grave{a}j} = -0,0009*T_{cm}^2 + 0,0017 T_{cm} + 0,039$
Sodankylä	$F_{b\grave{a}s} = 0,9(-0,0009*T_{cm}^2 + 0,0017 T_{cm} + 0,039)$

	Uppvärmning
Vanda	$F_{u\ddot{a}s} = 0,0718 * T_{cm} + 2,54$
Jyväs kylä	$F_{u\ddot{a}j} = 0,08 * T_{cm} + 3,00$
Sodankylä	$F_{u\ddot{a}s} = 0,0896 * T_{cm} + 3,74$

3. Graf 22 visar att solfångare kan med normal dimensionering minska elförbrukningen ner till 40 %. Köldbärarterperaturen verkar med +/- 1 %: enheter vilket betyder att vid övervägande av solfångare har köldbärarterperaturen inte så stor betydelse. Graf 23 visar att det är klart bättre med solmodul vid låg köldbärarterperatur än vid hög (3 % besparing jämfört med 1 %).

Graf 36-39 för luftmodulen visar också att lägre köldbärarterperatur är bättre. Årsmedelköldbärarterperaturen bör alltså ligga under 0 °C innan en solmodul eller luftmodul tas i bruk.

4. Elförbrukningen ökar med 1,6 procentenheter för varje grads köldbärarterperaturminskning (graf 35). Elförbrukningen beroende av solfångarearean kan ses från graf 27. Solmodulens el besparing ligger mellan 1 och 3 % beroende av bergbrunnens köldbärarterperatur (graf 23). Solmodulen avlastar främst bergbrunnen.

Med solfångare går det att minska bruksvatten elförbrukningen med 46 % (graf 14 och 22) med den rekommenderade arean på 0,025 m² solfångare per liter. För uppvärmningens elförbrukning kan Graf 27 användas.

Med luftmodul kan elförbrukningen minskas med 3 % för uppvärmning och 8 % för bruksvatten (graf 41 och 43). Energiuttaget från bergbrunnen kan minskas med 30 % respektive 58 % (graf 40 och 42)

7 FÖRSLAG TILL VIDARE UNDERSÖKNINGAR

Återladdning av bergbrunnen

Återladdningsformlerna, $F_{b\dot{a}j}$, $F_{u\dot{a}s}$, $F_{u\dot{a}j}$ och $F_{u\dot{a}s}$ visar hur stor solfångararea krävs för respektive fall för att lika mycket energi ska föras tillbaka som det tas ut från bergbrunnen. Fullständig återladdning garanterar att genomsnittliga årsmedeltemperaturen i bergbrunnen inte kommer att sjunka med tiden. Men energin sprider sig också i bergbrunnen, vilket gör att en viss återladdning sker naturligt med grundvattenrörelser och värmeledning genom berget. Externa återladdningsbehovet (solmodul eller luftmodul) är alltså beroende av olika faktorer i bergbrunnen. Det som är bra att undersöka är vilka faktorer som påverkar den interna återladdningen mest och hur dessa kan mätas så att behovet av den externa återladdningen kan bestämmas med så enkla mätningar som möjligt.

Solfångarisolering

Värmeförlusterna från solfångaren är betydliga. Vid bruksvattenuppvärmning kan upp till 40 % av den absorberade energin förloras i värmeförluster. Bättre isolering för konvektionen, k_1 , och strålningen, k_2 , skulle göra att mer värmeenergi från solfångaren kommer till nytta. En undersökning av hur olika isoleringsvärden på solfångaren påverkar resultatet skulle vara viktigt vid val av solfångare. Med bättre isolering kan mindre solfångararea användas, men hur påverkar det totalkostnaden? Vad är den optimala isoleringen där det blir billigare med fler solfångare än att bättra på isoleringen? Vilken skillnad gör k_1 och k_2 för bruksvatten och fastighetsuppvärmning?

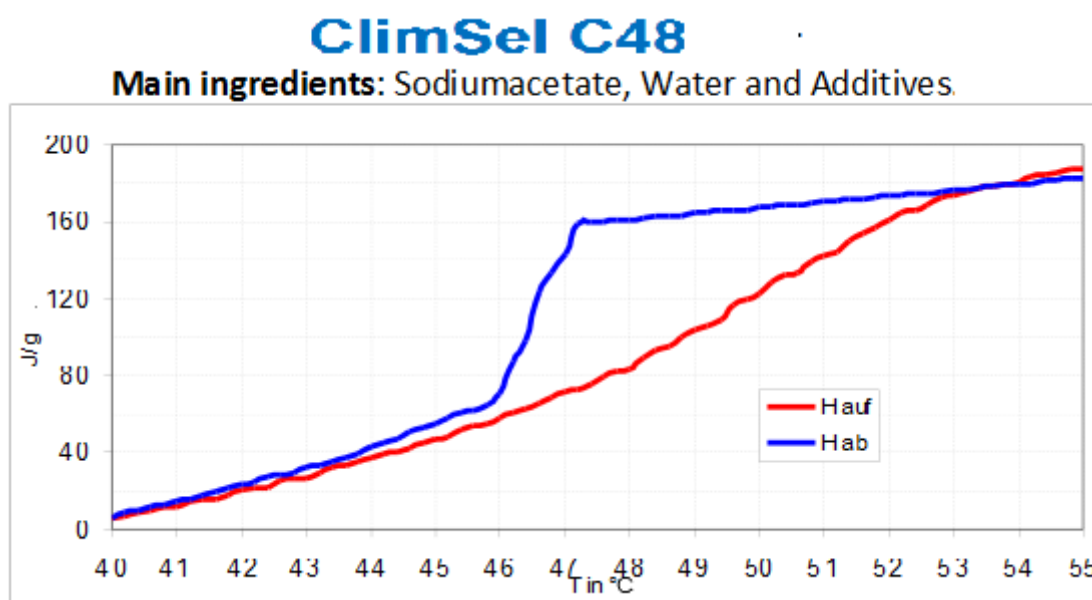
Förbättring av energiackumulering

Från 2.4.6, graf 5 ser vi att effekten från solfångaren minskar då temperaturen i varmvattenberedaren ökar. Även värmeförlusterna från varmvattenberedaren ökar. Ett sätt att öka solfångareffekten, minska på värmeförlusterna från varmvattenberedaren och dess volym samt sänka COP värdet är att lagra energi vid övergången från fast till flytande form. Tanken är att fasomvandlingen sker vid den temperatur som man önskar ha i

varmvattenberedaren. På det viset kan en större mängd användbar energi lagras på ett mindre område. Figur 13 beskriver hur energilagringen fungerar praktiskt för en saltlösning.

Hauf (röd) står för energiöverföring till saltlösningen och hab (blå) för energiavgivning från saltlösningen.

Från temperaturhöjningen 46 °C till 53 °C finns en energiskillnad på 110 kJ per kg saltlösning. Motsvarande energiskillnad för vatten med 7 graders temperaturändring är 29 kJ per kg. Detta visar att det finns goda skäl att undersöka saltlösningens möjligheter för energilagring med värmepumpar.



Figur 13. Climsel (Climator Sweden AB)

KÄLLOR

- Adsten, Monika. 2002, Solar Thermal Collectors at High Latitudes: Design and Performance of Non-Tracking Concentrators. Comprehensive Summaries of Uppsala Dissertations from the Faculty of Science and Technology. Uppsala: Acta Universitatis Upsaliensis.
- Barth Johan, Andersson Olof, Nordell Bo, Hellström Göran, Berg Magnus, Gehlin Signhild, Frank Harry, Risberg Göran, Nowacki Ja-Erik. 2012, Geoenergin i samhället – En viktig del i en hållbar energiförsörjning, 1 uppl. Geotec, Svenska Borr-entreprenörers Branschorganisation.
Tillgänglig: <http://www.geotec.se/press/texter/> Hämtad 4.10.2012.
- Börjesson, Lars. 2005, Utvärdering och optimering av bergvärmesystemet. Examensarbete, Civilingenjörsprogrammet Institution för Samhällsbyggnad. Luleå tekniska universitet. Tillgänglig: <http://epubl.ltu.se/1402-1617/2005/014/LTU-EX-05014-SE.pdf> Hämtad: 20.2.2013
- Climator Sweden AB. ClimSel C48. Tillgänglig: <http://www.climator.com/se/climsel/> Hämtad: 20.2.2013
- College Physics. 2013, Thermodynamics. Openstax College, Rice University, Houston. Tillgänglig: <http://cnx.org/content/m42236/latest/?collection=coll11406/latest> Hämtad: 20.2.2013
- D3. 2012, Byggnaders energiprestanda, föreskrifter och anvisningar. Handläggare Pekka Kaliomäki. Tillgänglig: <http://www.ymparisto.fi/default.asp?node=1364&lan=sv#a3> Hämtad: 20.2.2013
- Enyu Wang, Alan S. Fung, Chengying Qi, Wey H. Leong. 2011, Performance prediction of a hybrid solar ground-source heat pump system. Energy and Buildings 47 (2012) 600-611. Elsevier. Tillgänglig www.elsevier.com/locate/enbuild Hämtad: 20.2.2013
- Euroopan unionin virallinen lehti. 2010, Euroopan parlamentin ja neuvoston direktiivi 2010/31/EY rakennusten energiatehokkuudesta, 19.5.2010. Tillgänglig: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2010:153:0013:0035:FI:PDF> Hämtad 5.10.2012
- Grönkvist, Patrik. 2006, Utvärdering av borrhållslagret i Vällingby centrum. KTH energi- och miljöteknik. Examensarbete, Stockholm, Augusti 2006.
- Honghee Park, Joo Seoung Lee, Wonuk Kim, Yongchan Kim. 2012, The cooling seasonal performance factor of a hybrid ground-source heat pump with parallel and serial configurations. Department of Mechanical Engineering, Korea University, Anam-Dong, Sungbuk-Ku, Seoul 136-713, Republic of Korea. Applied Energy Volume 102, February 2013, Pages 877-884.

- Jylhä Kirsti, Kalamees Targo, Tietäväinen Hanna, Ruosteenoja Kimmo, Jokisalo Juha, Hyvönen Reijo, Ilomets Simo, Saku Seppo, Hutila Asko. 2011, Rakennusten energialaskennan testivuosi 2012 ja arviot ilmastomuutoksen vaikutuksista. Meteorologiska institutet, Raportteja 2011:6, Finland. Tillgänglig: http://ilmatieteenlaitos.fi/c/document_library/get_file?uuid=dbdff25e-e174-440a-a7b2-46ef9f54380b&groupId=30106 Hämtad: 20.2.2013
- Ilmatieteen laitos. 2012, Energialaskennan testivuodet nykyilmastossa. Vantaa, Jyväskylä och Sodankylä. Tillgänglig: <http://ilmatieteenlaitos.fi/energialaskennan-testivuodet-nyky> Hämtad: 20.2.2013
Excel tabell tillgänglig för testären:
Vantaa: www.ymparisto.fi/download.asp?contentid=130209&lan=fi
Jyväskylä: www.ymparisto.fi/download.asp?contentid=130207&lan=fi
Sodankylä: www.ymparisto.fi/download.asp?contentid=130208&lan=fi
Lumitilastot: <http://ilmatieteenlaitos.fi/lumitilastot#3>
- Luthfi I. Lubis, Mehmet Kanoglu, Ibrahim Dincer, Marc A. Rosen. 2010, Thermodynamic analysis of a hybrid geothermal heat pump system. Geothermics, Volume 40, Issue 3, September 2011, pages 233-238. Elsevier. Tillgänglig: www.elsevier.com/locate/geothermics Hämtad: 20.2.2013
- Motiva. 2010, Rakennusten lämmitysenergiankulutuksen normitus. Tillgänglig: http://www.motiva.fi/files/2840/Rakennusten_lammitysenergiankulutuksen_normitus.pdf Hämtad: 20.2.2013
- Nibe kyleffekter. Officiell värmeeffekt för olika inkommande köldbärartemperatur för Nibes värmepumpar. Tillgänglig: <http://www.nibe.se/Fastighetsguiden/Bergvarmepumpar/VP-DIM/Diagram---kyleffekter/> Hämtat 5.10.2012
- Nibe F1345. 2012, Asentajan käsikirja NIBE™ F1345 Maalämpöpumppu. IHB FI 1235-1, 231278. NIBE AB Sweden, Markaryd. Tillgänglig: <http://www.nibeonline.com/pdf/231278-1.pdf> Hämtad: 20.2.2013
- Nibe Solar. 2011, Asentajan käsikirja SOLAR FP215 P/PL. IHB FI 1124-1, 031971. NIBE AB Sweden, Markaryd. Tillgänglig: <http://www.nibeonline.com/pdf/031971-1.pdf> Hämtad: 20.2.2013
- Nilsson Martin, Olsson Oscar. 2004, Solvärme i Augustenborg: En förstudie. Lunds Tekniska högskola, Energi och ByggnadsDesign. Tillgänglig: http://www.ebd.lth.se/fileadmin/energi_byggnadsdesign/images/Publikationer/Augustenborg_Martin_Oscar.pdf Hämtad: 20.2.2013
- Psiloglou, B. E. och Kambezidis H. D. 2009, "Estimation of the ground albedo for the Athens area, Greece." Journal of Atmospheric and Solar-Terrestrial Physics 71(8-9): 943-954.

- Ridderstolpe, Pär. 2011, Simuleringsprogram som verktyg vid projektering av solvärme. Examensarbete, Teknisk- naturvetenskaplig fakultet UTH-enhet, Uppsala universitet. Tillgänglig: uu.diva-portal.org/smash/get/diva2:402333/FULLTEXT01
Hämtad: 20.2.2013
- Shadidi Al Kamilla, Ghattas Andreas. 2012, Solenergi i Norra Djurgårdsstaden. Bachelor of Science Thesis, KTH Industrial Engineering and Management. Tillgänglig: kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:539920/FULLTEXT010 Hämtad: 20.2.2013
- Sjögren Jonas and Lidvall Martin (2012). Solmodul berg- och jordvärmepump. Bachelor's thesis, Energiingenjörsprogrammet, Högskolan i Halmstad.
- SMHI. 2009, STRÅNG – en modell för solstrålning. Forskning. Tillgänglig: <http://www.smhi.se/kunskapsbanken/meteorologi/olika-sorters-stralning-1.5930>
Hämtad: 20.2.2013
- Sol & Energiteknik. Dimensionering av solvärmesystem.
Tillgänglig: <http://www.solenergiteknik.se/dimensionering.html>
Hämtad: 20.2.2013
- Solar Power. Information. *Solar Collector*. Tillgänglig: <http://www.solarpower2day.net/solar-collector/> Hämtad: 20.2.2013
- The Solar Keymark Database. 2010, Summary of EN 12975 Test Results, annex to Solar KEYMARK Certificate, Registration No: 011-7S1158 F, 29.04.2010. Tillgänglig: <http://www.estif.org/solarkeymarknew/> Hämtad: 20.2.2013
- Thevenard, D. och K. Haddad. 2006, "Ground reflectivity in the context of building energy simulation." *Energy and Buildings* 38(8): 972-980.
- Wlodarczyk D, Nowak H. 2009, Statistical analysis of solar radiation models onto inclined planes for climate conditions of Lower Silesia in Poland. *Archives of civil and mechanical engineering*. Wroclaw University of Technology.
Tillgänglig: <http://www.acme.pwr.wroc.pl/repository/244/online.pdf>
Hämtat 21.1.2013
- Yujin Nam, Ryozo Ooka, Yoshiro Shiba (2009). Development of dual-source hybrid heat pump system using groundwater and air. *Energy and Buildings*, pages 909-916. Elsevier. Tillgänglig: www.elsevier.com/locate/enbuild Hämtad: 20.2.2013
- Zogg, Martin (2008). History of Heat Pumps: Swiss Contributions and International Milestones. Department of Environment, Transport, Energy and Communications DETEC. Swiss Federal Office of Energy SFOE, Section Energy Efficiency and Renewable Energies.
Tillgänglig: <http://zogg-engineering.ch/publi/HistoryHP.pdf> Hämtad: 20.2.2013

BILAGOR

1 ACKUMULATORENERGI

$$T_{\text{tank}} = E_{\text{ack-1}}/E_t$$

där T_{tank} är temperaturen över önskad utgående värmebärartemperatur T_b eller t_a ,
 $E_{\text{ack-1}}$: står för energimängden i tanken en timme tidigare, detta för att undvika en loop i Excel beräkningarna.

Akkumulerad energi, E_{ack} , beräknas med:

1. Överskottseffekten efter effektbehovet, $P_{\text{ö}}$:

där $P_{\text{ö}} = 0$ för $0 < (E_v \text{ eller } P_b) - P$

$$P_{\text{ö}} = (E_v \text{ eller } P_b) - P \text{ (om } P_{\text{ö}} < 0; (E_v \text{ eller } P_b) - P; 0)$$

2. Överskottseffekten, $P_{\text{ö}}$, läggs till om $T_{\text{tank}} + T_{\text{KS}} < 95$ (max temperatur i ackumulatortanken)
3. Värmeförlusterna från tanken, P_t , tas bort från den ackumulerade energin. Uvärdet uppskattats till 0,35 och mantelarean till 0,6 m² per 100 liter volym. $P_t = 0,35 * \text{mantelarea} * T_{\text{tank-1}}$
4. Solfångartemperaturen ökar över önskad värmebärartemperatur, vilket minskar den ackumulerade energin med P_m (se 3.37, formel 11)

Från 1-5 får vi:

$$E_{\text{ack}} = E_{\text{ack-1}} + P_{\text{ö}} - P_t - P_m \quad (12)$$

2 COP TABELL

För beräkning av COP -värdet för värmebärraruppvärmning till 35 °C och 45 °C har uppgifter från tekniska manualen för NIBE F1345 (Nibe 1345, 2010:41) använts, markerad med grått i tabell 2. För värmebärartemperaturerna 50 °C och 65 °C har graf 1 använts. COP beräknas från graf 1 genom att skriva om ekvation 2 (se 2.1) till $\dot{W} = \dot{Q}_h - \dot{Q}_c$. \dot{W} sätts in i ekvation 1 så att COP är beroende av värmeeffekten \dot{Q}_h och kyl-effekten \dot{Q}_c .

$$\text{COP}_{\text{hp}} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{Q}_h - \dot{Q}_c}$$

Tabell 2 visar hur COP värdet för olika köldbärar- och värmebärartemperaturer.

Tabell 2. COP värden

NIBE F 1345 30 kW (COP enligt EN 14511)				
Köldbärartemperatur °C	Temperatur till värmebäraren			
	35 °C	45 °C	50 °C	65 °C
-5	3,97	3,18	2,99	2,27
-4	4,04	3,25	3,05	2,32
-3	4,12	3,32	3,12	2,38
-2	4,20	3,39	3,18	2,43
-1	4,28	3,46	3,25	2,49
0	4,36	3,53	3,31	2,54
1	4,44	3,60	3,38	2,59
2	4,52	3,67	3,45	2,65
3	4,60	3,74	3,51	2,70
4	4,68	3,81	3,58	2,75
5	4,76	3,89	3,64	2,81
6	4,83	3,96	3,71	2,86
7	4,91	4,03	3,77	2,92
8	4,99	4,10	3,84	2,97
9	5,07	4,17	3,90	3,02
10	5,15	4,24	3,97	3,08
11	5,23	4,31	4,04	3,13
12	5,31	4,38	4,10	3,19
13	5,39	4,45	4,17	3,24
14	5,47	4,52	4,23	3,29
15	5,55	4,60	4,30	3,35
16	5,62	4,67	4,36	3,40
17	5,70	4,74	4,43	3,45
18	5,78	4,81	4,49	3,51
19	5,86	4,88	4,56	3,56
20	5,94	4,95	4,62	3,62

3 SOLMODULENS ANVÄNDNINGSGRAD

$$T_{\text{tank}} = E_{\text{ack-1}}/E_t$$

där T_{tank} är temperaturen över önskad utgående värmebärartemperatur T_b eller t_a ,
 $E_{\text{ack-1}}$: står för energimängden i tanken en timme tidigare, detta för att undvika en loop i Excel beräkningarna.

Ackumulerad energi, E_{ack} , beräknas med:

1. Överskottseffekten efter effektbehovet, $P_{\text{ö}}$:
 där $P_{\text{ö}} = 0$ för $0 < (E_v \text{ eller } P_b) - P$
 $P_{\text{ö}} = (E_v \text{ eller } P_b) - P$ (om $P_{\text{ö}} < 0$; $(E_v \text{ eller } P_b) - P$; 0)
2. Överskottseffekten, $P_{\text{ö}}$, läggs till om $T_{\text{tank}} + T_{\text{KS}} < 95$ (max temperatur i ackumulatortanken)
3. Värmeförlusterna från tanken, P_t , tas bort från den ackumulerade energin. Uvärdet uppskattats till 0,35 och mantelarean till 0,6 m² per 100 liter volym. $P_t = 0,35 * \text{mantelarea} * T_{\text{tank-1}}$
4. Solfångartemperaturen ökar över önskad värmebärartemperatur, vilket minskar den ackumulerade energin med P_m (se 3.37, formel 11)

Från 1-5 får vi:

$$E_{\text{ack}} = E_{\text{ack-1}} + P_{\text{ö}} - P_t - P_m \quad (12)$$

Temperaturen i solfångaren, T_s , beräknas med:

$$T_s = -0,2479 * (P/A - a - k_1 T_{\text{Ku}} - k_2 T_{\text{Ku}}^4) - 245,01 \quad (8)$$

Då köldbärartemperaturen värms med solfångare för 100, 50, 25, 10 eller 5 % effektbehov använts $T_{\text{sm5-100\%}}$ för beräkning av solfångartemperatur för respektive effektbehov.

$$T_{\text{sm100\%}} = -0,2479 * ((P * (COP - 1)/COP)/A - a - k_1 T_{\text{Ku}} - k_2 T_{\text{Ku}}^4) - 245,01$$

$$T_{\text{sm50\%}} = -0,2479 * ((0,5P * (COP - 1)/COP)/A - a - k_1 T_{\text{Ku}} - k_2 T_{\text{Ku}}^4) - 245,01$$

$$T_{\text{sm25\%}} = -0,2479 * ((0,25P * (COP - 1)/COP)/A - a - k_1 T_{\text{Ku}} - k_2 T_{\text{Ku}}^4) - 245,01$$

$$T_{\text{sm10\%}} = -0,2479 * ((0,1P * (COP - 1)/COP)/A - a - k_1 T_{\text{Ku}} - k_2 T_{\text{Ku}}^4) - 245,01$$

$$T_{\text{sm5\%}} = -0,2479 * ((0,05P * (COP - 1)/COP)/A - a - k_1 T_{\text{Ku}} - k_2 T_{\text{Ku}}^4) - 245,01$$